

Московский государственный технический
университет им. Н.Э. Баумана

Кафедра “Поршневые двигатели”

**Сборник научных трудов
международной конференции
Двигатель-2010,
посвященной 180-летию
МГТУ им. Н.Э. Баумана**

Под редакцией Н.А. Иващенко,
В.А.Вагнера, Л.В. Грехова

Москва
2010

УДК 621.43

ББК 31.365

**Сборник научных трудов
международной конференции Двигатель-2010,
посвященной 180-летию
МГТУ им. Н.Э. Баумана**

Сборник научных трудов международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под редакцией Н.А. Иващенко, В.А.Вагнера, Л.В. Грехова – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2010. – 424 с.

Сборник сформирован на базе докладов по проблемам двигателестроения Международной конференции Двигатель-2010, посвященной 180-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана, проводившейся 16 октября 2010 г. в Московском государственном техническом университете им. Н.Э. Баумана. Статьи посвящены исследованиям в области теории двигателей, рабочих процессов, их конструированию, диагностики и эксплуатации, газовой динамики, наддуву, топливной аппаратуры и управления, проблемам применения альтернативных топливах. В сборник собрано 115 статей по актуальным темам двигателестроения.

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

ISBN 5-7038-1452-9
2010

© МГТУ им. Н.Э.Баумана,

Принято к исполнению 26/10/2010
Исполнено 26/10/2010

Заказ № 4652
Тираж 170 экз.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Базанчук Г.А., Грехов Л.В., Иващенко Н.А. Вклад ИМТУ-МВТУ в развитие технического образования в России.	9
Полежай В. Г. Научная публицистика В.И. Гриневецкого в годы первой мировой войны.	16

1. КОНСТРУИРОВАНИЕ, ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА, ТРИБОЛОГИЯ

Баранов А.В., Вагнер В.А., Тарасевич С.В., Маломыжев О.Л. Диагностические характеристики акустического излучения при трении металлов	21
Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К. Влияние двухстадийной топливоподачи в высокооборотном малоразмерном дизеле на теоретический износ шатунной шейки коленчатого вала	26
Гармай А.С. Разработка опытно-промышленного образца низкотемпературной солнечной энергоустановки для производства, прежде всего, электроэнергии с тепловым Солнечным коллектором и двигателем с внешним подводом теплоты, мощностью 5-10 кВтЭ и более.	30
Гармай А.С., Гальченко В.П. Модернизация двигателей внутреннего сгорания, газотурбинных двигателей с использованием плазмоэлектрохимической технологии для обеспечения работы на различных углерод-водородосодержащих топливах, включая местные топлива, природный газ и синтез-газ.	34
Горшкалев А.А., Кривцов А.В., Сайгаков Е.А., Сморкалов Д.В. Исследование влияния величины относительного смещения на боковую силу и крутящий момент в дезаксиальных двигателях	38
Горшкалев А.А., Кривцов А.В., Сайгаков Е.А., Сморкалов Д.В. Исследование влияния отношения радиуса кривошипа к длине шатуна на боковую силу и крутящий момент	42
Гоц А.Н Выбор детерминированной модели усталостной долговечности при расчете деталей поршневых двигателей на переменные нагрузки	44
Григорьев Е.А. Обобщенный расчет уравниваемости двигателей	49
Девянин С.Н., Савастенко Э.А., Камышников Р.О. Влияние конструктивной схемы коленчатого вала на степень неравномерности крутящего момента двигателя спортивного мотоцикла	51
Каукаров А.К., Некрасов В.Г., Мурзагалиев А.Ж., Куанышев М.К., Мухтаров А.Т., Каракаев А.К. Кривошипно-кулисный кинематический механизм ДВС с цилиндро-поршневой группой на основе твердой смазки	55
Костюков В.Н. Мониторинг состояния оборудования в реальном времени	59
Матвеев В.В., Пылев В.А. Разработка теоретических стационарных экономических моделей эксплуатации автотракторных дизелей для системы прогнозирования ресурсной прочности поршней	64
Москвичев Ю.П., Панин В.И., Агеев С.В., Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л. Новые конструкционные материалы – гранульные композиты и эффективность их применения в двигателестроении	67
Мурзин В.С., Романов В.А., Сапожников С.Б., Хозенюк Н.А. Расчетная оценка нагруженности картера дизельного двигателя промышленного трактора	71
Науменко А.П. О некоторых моделях структуры виброакустических сигналов поршневых машин	75
Никишин В.Н., Никишин И.А. Определение погрешностей измерения осе-	

вого усилия в стержне шатуна	79
Никишин В.Н., Белоконь К.Г., Никишин И.А. Исследование напряженно-деформированного состояния крышки коренного подшипника 8-ми цилиндрового V-образного автомобильного дизеля	82
Новиков Д.С. Изменение параметров вибрации транспортного силового агрегата на различных режимах его работы	84
Погуляева М.А. Один из методов технического обслуживания судового энергетического оборудования по фактическому состоянию	87
Путинцев С.В. Металлические мыла как перспективный противоизносный и антифрикционный компонент смазочного материала для ДВС	92
Путинцев С.В., Аникин С.А. Выбор параметров микрорельефа цилиндра ДВС	94
Путинцев С.В., Чирский С.П. Поршневой трибометр для моделирования процессов трения и изнашивания в ДВС.	97
Раенко М.И., Рыжов В.А. Оценка прочности деталей двигателей по различным критериям предельного состояния.	100
Ратников А.С. Задачи микропрофилирования внутренней поверхности цилиндра ДВС	105
Пылев В.А., Марченко А.П., Ефимов А.В., Горелый А.В., Бухкало С.И. Использование образовательных инновационных технологий при подготовке специалистов-двигателистов	108
Петров П.П., Савенков А.М., Савицкий А.И. Комплексное решение проблем энергоэффективности и экологической безопасности двигателей	111
Рождественский Ю.В., Задорожная Е.А., Караваяев В.Г., Гаврилов К.В., Бояршинова А.К., Леванов И.Г., Хозенюк Н.А. Методология расчета динамики и смазки сложнонагруженных трибосопряжений поршневых и роторных машин	115
Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Камышников Р.О. Уравновешенность рядного 4-х цилиндрового 4-х тактного ДВС спортивного мотоцикла с пространственной схемой коленчатого вала	119
Семионичев Д.С., Медведев В.В. Результаты разработки математической модели и программного комплекса для расчета остаточного ресурса и риска отказа СЭУ и ее элементов	122
Семионичев Д.С., Медведев В.В. Результаты экспериментальных исследований остаточного ресурса и риска отказа СЭУ и ее элементов	125
Шароглазов Б. А., Сафаров М. Ф. Оценка возможностей применения дизелей ЯМЗ на тракторах класса тяги 10 тонн	128
Шубин И.П., Жаров А.В. Определение теплового состояния головки цилиндров при проектировании форсированных дизелей	132
Яманин И.А., Яманин А.И., Чабуткин Е.К., Калаева С.З., Жаров А.В. Амортизатор с управляемыми демпфирующими свойствами	136
Румб В.К. Динамика судовой пропульсивной установки с ДВС	140
Столяров С.П., Столяров А.С., Савченко В.А. К вопросу о проектировании элементов внутреннего контура двигателя Стирлинга низкой форсировки	143
Столяров А.С., Столяров С.П. Внешнее уравновешивание несимметричного ромбического механизма	146
Виколайнен В.Э., Ермакова Н.Ю. Моделирование деформационной микротекстуры поликристалла	150
Пылев В.А., Белогуб А.В., Турчин В.Т., Матвеев В.В. Особенности на-	

копления повреждений ползучести в особо теплонапряженных зонах поршней ДВС	153
Шатров М. Г., Яковенко А. Л. Исследование влияния скоростного режима работы ДВС на уровень его структурного шума	156
Барбашов Н.Н., Леонов И.В. Выбор оптимальной мощности ДВС машины с гибридными двигателями (Сообщение)	163

2. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

Румянцев В.В., Ахметшин Е.А., Кузьмин И.А. Расчет охладителей наддувочного воздуха комбинированных ДВС с учетом изменения теплофизических свойств теплоносителей	164
Дьяченко В.Г., Линьков О.Ю., Воронков А.И., Никитченко И.Н. Двигатель внешнего сгорания	167
Химич В.Л., Блинов А.Д., Епифанов Д.В. Методика расчета и согласования гидравлической характеристики автомобильного дизеля с характеристиками турбокомпрессора	172
Гибадуллин В.З. Расчет содержания несгоревших углеводородов в отработавших газах ДВС с искровым зажиганием	175
Горшкалев А.А., Кривцов А.В., Сайгаков Е.А., Сморкалов Д.В. Исследование тепловых и газодинамических процессов в цилиндре ДВС с помощью программы Fluent	178
Гусаков С.В. Сравнение эффективности рабочих процессов поршневых двигателей внутреннего сгорания, реализованных на основе термодинамических циклов Отто и Миллера	180
Коломиец П.В., Ложкин М.Н. Расчётное исследование применимости сверхвысокой степени сжатия с подводом теплоты в начале такта расширения рабочего цикла двигателей внутреннего сгорания	185
Костычев В.Н., Приходьков К.В., Федянов Е.А., Шумский С.Н. Изучение причин МЦН в двигателях с искровым зажиганием на режиме холостого хода	189
Матиевский Г.Д., Кулманакон С.П. Повышение эффективности работы двигателя на режимах и характеристиках постоянной мощности	191
Гришин Ю.А. Граничные условия для численного расчета впуска в цилиндр	194
Гришин Ю.А. Граничные условия для численного расчета выпуска из цилиндра	196
Марченко А.П., Бойко Н. И., Осетров А. А Влияние импульсного коронного разряда на содержание оксидов азота в отработавших газах дизеля	200
Авдеев К.А., Агуреев И.Е., Хмельёв Р.Н. Об учёте особенностей процесса тепловыделения в динамической модели дизельного двигателя	205
Зеленцов А.А. Моделирование трехмерных процессов переноса и турбулентного сгорания в цилиндрах дизеля и газожидкостного двигателя	208
Васильев А.В., Дивинский Е.А. Повышение топливной экономичности тракторного дизеля путём использования силовой газовой турбины	212
Жилкин Б.П., Плотников Л.В. Динамика изменения скорости потока и расходные характеристики процесса выпуска в поршневом ДВС	216
Барченко Ф.Б. Учет локальных температур камеры сгорания, при моделировании рабочего процесса дизеля.	219
Свистула А.Е., Матиевский Г.Д. Улучшение рабочего процесса дизеля при двойной подаче топлива	224

Камалтдинов В.Г., Драгунов Г.Д., Марков В.А. Методика расчета процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия при нестационарном тепло- и массообмене	226
Марков В.А., Стремяков А.В., Мизев К.С., Девянин С.Н., Поздняков Е.Ф. Метод улучшения качества процессов распыливания топлива и смесеобразования дизеля	230
Матюхин Л.М. Динамика наполнения и образования рабочей смеси в процессе газообмена	234
Михайлов В.С. Параметрическая идентификация одномерной модели газообмена в газоздушном тракте двухтактных двигателей	239
Патрахальцев Н.Н., Соловьёв Д.Е., Казаков С.А. Совершенствование режимов пусков-разгонов дизеля 4Ч 11/12,5 добавкой легко воспламеняющейся жидкости к топливу	243
Обозов А.А., Рогалев В.В., Клочков А.В. Показатель политропы процесса сжатия в судовом малооборотном дизеле со средним индикаторным давлением 20 бар	247
Захаров Л.А., Сеземин А.В., Захаров И.Л., Лимонов А.К. Методика оценки механических потерь дизельного двигателя при выборе органов выпуска подсистемы газообмена	251
Иващенко Н.А., Кулешов А.С., Грехов Н.А., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А. Удаленный доступ к современным программам моделирования рабочих процессов в ДВС и его топливных системах	255
Зейнетдинов Р.А. Основы энтропийного анализа энергетических потерь в системе охлаждения поршневых двигателей	257
Салова Т.Ю., Мажитов Б.Ж. Влияния условий эксплуатации автомобилей на токсичность выброса дизелей	261
Рассадин М. Ю. Взаимодействие волн давления в газоздушных трактах многоцилиндровых двигателей	266
Сеначин А.П., Сеначин П.К. Самовоспламенение воздушных смесей изооктана и н-гептана перед фронтом пламени в двигателе с искровым зажиганием. I Введение в проблему моделирования стука или детонации	270
Сеначин А.П., Сеначин П.К. Самовоспламенение воздушных смесей изооктана и н-гептана перед фронтом пламени в двигателе с искровым зажиганием. II Численное моделирование процесса самовоспламенения	274
Черноусов А.А. Рациональная математическая модель течения в газоздушном тракте ДВС в квазиодномерном приближении	279
Фомин В.М. Повышение эффективности использования энергии топлива	283
Кулешов А.С., Козлов А.В., Фадеев Ю.М., Барченко Ф.Б. Программа ДИЗЕЛЬ-РК: моделирование и оптимизация рабочих процессов ДВС	287
Антонюк П. Н. Распыливание жидкостей и изопериметрические неравенства	292
Кавтарадзе Р.З. Теплообмен в поршневых двигателях – научная школа МГТУ им. Н.Э. Баумана	293
Климова Е.В., Краснов В.М. Конвертирование поршневого двигателя на водородное топливо	297
Александров А.В., Долгов И.А., Петров А.М. Результаты работ по созданию исследовательского комплекса для анализа рабочих процессов в ДВС и его использования в научных исследованиях и в учебном процессе	300

3. ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ, ПРИМЕНЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

Авдеев К.А., Агуреев И.Е., Базаева Н.С., Малиованов М.В., Хмелёв Р.Н. Математическое и программное обеспечение расчета функционирования системы топливоподачи дизельного двигателя	305
Богомольный В.М., Матвеев А.В. Резонансная модель обратимого электрического пробоя позистора	308
Булович С.В., Виколайнен В.Э., Гончарова Е.Ю., Григорьев В.В., Петров Р.Л., Исаков С.Н., Юркин С.В. Применение высокочастотного быстродействующего пневмоклапана большого расхода газа в конструкции SmartAirbag	311
Вагнер В.А., Маркин В.Б., Прохоров С.П. Модернизация автомобилей «Лада» под двухтопливные системы	315
Грехов Л.В., Кулешов А.С., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А. Программный комплекс ВПРЫСК четвертого поколения	319
Грехов Л.В., Потапов А.И. Топливная аппаратура для непосредственного впрыскивания бензина в двухтактный двигатель	322
Злотин Г.Н., Захаров Е.А., Белов А.В. Исследование работы системы питания сжиженным углеводородным газом на переходных режимах двигателя	325
Крохотин Ю.М. Неиспользованные возможности топливных систем непосредственного действия	328
Кузнецов А.Г. Полунатурное моделирование как средство разработки систем управления двигателями	331
Кулманаков С.П., Шашев А.В., Яковлев С.В., Кулманаков С.С. Экспериментальный моторный комплекс с системой топливоподачи типа «Common Rail» для дизельных двигателей размерностью D/S=13/14	334
Кулманаков С.П., Шашев А.В., Яковлев С.В., Кулманаков С.С., Дробышев О.В. Сравнительный анализ параметров рабочего процесса дизеля 1Ч 13/14 с системой топливоподачи типа «Common Rail» и со штатной топливоподающей аппаратурой	338
Лазарев В.Е., Ломакин Г.В., Лазарев Е.А. Распылитель с пониженной тепловой нагруженностью прецизионных сопряжений для форсунки дизеля	341
Лашко В.А., Коньков А.Ю. Диагностирование технического состояния дизеля на основе идентификации быстропротекающих рабочих процессов	344
Морозова В.С., Поляцко В.Л., Гун В.С. Улучшение экологичности бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием	348
Неговора А.В., Давлетов А.Ф. Устройство для определения характеристики впрыскивания топлива	350
Неговора А.В., Козеев А.А., Габдрахимов М.М. Определение допусковых значений структурных параметров электрогидроуправляемых форсунок	353
Скворцова М.А., Тихомиров А.Н. Использование эжекционных смесителей при переводе на газ автомобильных двигателей	356
Шатров М.Г., Мальчук В.И., Дунин А.Ю., Езжев А.А. Применение систем подачи смесового топлива конструкции МАДИ для подачи кислородосодержащих топлив в камеру сгорания дизеля	359
Хрящёв Ю.Е., Дойников К.В. Система и способ управления силовым агрегатом	364
Хрящёв Ю.Е., Епанешников Д.А. Управление автомобильным дизелем на холостом ходу	367

ЦзяньХуэй, Сун Бай Ганн Исследование скорости и стабильности пламени водорода	371
Вагнер В.А., Гвоздев А.М. Вопросы безопасности при использовании диметилового эфира в качестве автомобильного топлива	375
Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Сакулин Р.Ю. Влияние обводнения биоэтанола на индикаторные показатели и токсичность ДВС с унифицированным рабочим процессом	379
Елагин М.Ю. Определение термодинамических и теплофизических свойств альтернативных топлив	383
Захаров Е. А., Злотин Г. Н., Федянов Е. А. Влияние добавки водорода в углеводородовоздушную смесь на рабочий процесс ДВС с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием	387
Зонов А.В., Чупраков А.И., Шаромов И.М. Влияние применения этаноло-топливной эмульсии (ЭТЭ) в дизеле 4Ч 11,0/12,5 (Д-243) на мощностные и экономические показатели в зависимости от изменения нагрузки.	390
Кулманаков С.П., Кулманаков С.С., Шарапов В.К., Казанцев В.А. Проблемы и пути их решения для современных газопоршневых двигателей	393
Лиханов В.А., Россохин А.В. Снижение сажеосодержания в отработавших газах дизеля с турбонаддувом размерности 4ЧН 11,0/12,5 путем применения природного газа	395
Маслов Ю.Л., Лавров Б.П., Шаповалов А.С. Мобильная автономная энергоустановка с ДВС на возобновляемых источниках энергии контейнерного исполнения для «малой энергетики»	398
Маслов Ю.Л., Лавров Б.П., Лавров П.Б. Использование СВЧ-технологий для активации горения углеводородных топлив в теплоэнергетических установках	402
Маслов Ю.Л., Лавров Б.П., Уйминов А.А., Поздняков К.А. Перспективы использования торфа в энергоустановках с ДВС и газогенераторами в «малой энергетике»	406
Полевщиков А.С., Чувашев А.Н., Девятьяров Р.Р. Распыливание топлива и смесеобразование в цилиндре дизеля 2Ч10,5/12,0 при работе на этаноле с двойной системой топливоподачи	409
Шаповалов А.С. Отсек 26/26 для отработки газового процесса с форкамерно-факельным воспламенением	419
Шаромов И.М., Зонов А.В., Чупраков А.И. Анализ свойств этаноло-топливных эмульсий	416
Бирюк В.В., Звягинцев В.А., Зуев Б.К., Лысенко Ю.Д. Ахметжанов М.Ш., Маслов А.П. Форсунки ступенчатой подачи топлива	420

ИМТУ-МГТУ И ВЫСШЕЕ ТЕХНИЧЕСКОЕ ОБРАЗОВАНИЕ В РОССИИ

Базанчук Г.А., Грехов Л.В., Иващенко Н.А. (Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана)

История нашего университета отсчитывается с даты организации в 1830г. Московского ремесленного учебного заведения – МРУЗа, который должен был готовить искусных ученых мастеров с теоретическими знаниями и практическими навыками для работы в промышленности. МРУЗ за 38 лет своего существования превратился в высшую техническую школу и стал в один ряд с высшими техническими учебными заведениями России. Учебный план МРУЗа соответствовал учебному плану Санкт-Петербургского технологического института, но во МРУЗе сложилась своя система подготовки механиков и технологов, получившая международное признание на многочисленных международных и Российских выставках.

На этих выставках получил высокую оценку созданный в МРУЗ «русский метод обучения ремеслам», сочетающий глубокую теоретическую подготовку и практическую работу в мастерских и на опытном заводе. Не случайно, что многие выпускники МРУЗа работали директорами или управляющими фабрик, заводов, мастерских.

Императорское Московское техническое училище, преобразованное в 1868 г. из МРУЗ, являлось второй по времени русской высшей технической школой общего назначения. В развитии ИМТУ и всего русского высшего технического образования можно отметить 3 периода.

До 1897 г. продолжался период установившегося состояния, и ИМТУ вместе с родственными ему Технологическими институтами, — Петроградским и позже— Харьковским, составляло ядро технических школ общего назначения. Питомцы двух старейших школ,— Петроградского технологического института и ИМТУ давали главные кадры русских инженеров, работавших в промышленности, а также, отчасти, и в других отраслях технического хозяйства. Кроме 3 упомянутых школ в ведении Министерства народного просвещения состоял еще Рижский политехнический институт. Таким образом все школы, обслуживающая потребности русской промышленности и техники, сосредоточивались в одном ведомстве. Не принимая во внимание высших школ Министерства путей сообщения, имеющих специальные задачи, к упомянутым 4 школам можно было бы присоединить еще 3 более специальных институтов: Горный, Электротехнический и Гражданских инженеров, которые, имея прямые ведомственные задачи, отчасти обслуживали и общие потребности. На долю ИМТУ из 13 технических отделений упомянутых 7 технических школ приходилось 2, т. е. 15 %, в которых обучались 18 % студентов (из общего числа студентов – 4000). За период 1871—1897 г. ИМТУ выпустило в жизнь 1389 инженеров, в среднем по 51 в год. Питомцы ИМТУ успели завоевать видное положение в машиностроении, текстильной промышленности, нефтяной и сахарной промышленности и т. д., во многих случаях являясь лидерами, пробивавшими дорогу русским инженерам в областях, где раньше господствовали иностранные инженеры.

В период установившегося состояния ИМТУ принадлежало по своему строю к господствовавшему тогда у нас технологическому типу высших школ с 2 отделениями,— механическим и химическим; специальные институты имели по I

отделению, и лишь Рижский Политехнический институт имел 4 технических отделения (а всего-6 отделений).

С 1897 г. начался при участии тогдашнего министра финансов, графа С. Ю. Витте, период усиленного экстенсивного роста русского технического образования. Постепенно были открыты: Киевский и Варшавский политехнические институты и Томский технологический институт политехнического типа, затем — Петроградский политехнический институт, а несколько позже — Екатеринославское горное училище. Все 3 старые технологические школы, в том числе и ИМТУ, должны были увеличить вдвое прием студентов и получили с 1898 г. увеличение около 25% к штатному ассигнованию, однако без увеличения числа профессуры и без изменения структуры и типа. Открытие новых школ, почти исключительно политехнического типа, ясно подчеркивало усложнение подготовки кадров, которому школы старого типа уже не могли вполне удовлетворить. Одновременно шло широкое внедрение экспериментального метода, отразившееся на штатах и оборудовании новых школ. Старые школы получили единовременные ассигнования на свое расширение и на новые лаборатории, впрочем, без соответственных прибавок к штатам. Это крайне затруднило развитие дорогостоящего экспериментального преподавания в старых школах, и лишь ИМТУ удалось отчасти справиться с затруднениями, чему способствовали солидные пожертвования частных лиц. На долю ИМТУ из общего числа 28 технических отделений остались те же 2 или всего 7%, а из возросшего почти до 10000 числа студентов этих отделений ИМТУ имело около 12%. За период 1898—1904 г. Училище выпустило в жизнь 760 инженеров, в среднем по 109 в год. Солидная постановка машиностроения и технологии волокнистых веществ в связи с высокой общей технической и теоретической подготовкой позволили питомцам ИМТУ успешно конкурировать с выпускниками других институтов.

После кризиса 1905-6 г., русское высшее техническое образование вступило в третий период — внутреннего роста, стимулы коего в значительной степени находились внутри школ. Возникли 3 технические отделения в Петроградском политехническом институте, был основан Донской политехнический институт, а Екатеринославское горное училище было преобразовано в Горный институт. Прием в старые школы весьма увеличился и соответственно выросло число студентов. Везде была введена предметная система взамен курсовой, и на некоторое время школы получили свободу регулирования учебного дела. Под влиянием этих условий оживилось преподавание; кое-где установилась частичная специализация преподавания. Штатные ассигнования старых технологических школ были увеличены за этот период примерно на 20%, что далеко не покрывало новых потребностей учебно-вспомогательных учреждений и увеличившихся хозяйственных расходов, не говоря об увеличенном числе студентов.

Училище получило возможность, благодаря пожертвованиям и некоторым хозяйственным комбинациям, значительно пополнить за это время оборудование своих новых учебных институтов и широко развить экспериментальный метод на чрезвычайно многолюдном механическом отделении. На этом же отделении довольно широко развилась специализация преподавания, особенно полно по теплотехнике и технологии волокнистых веществ, затем по электротехнике, гидротехнике, технологии металлов и инженерно-строительному делу. К 1912 г. на долю Училища из 35 технических отделений приходилось те же 2, т. е. всего 6%, тогда как число студентов составляло до 16% от общего. Это по-

казывает чрезвычайное переполнение ИМТУ и особенно механического отделения. За период 1906—1914 г. ИМТУ выпустило 1381 инженеров, или в среднем по 153 в год. По мере налаживания учебной жизни росло число принимаемых студентов и число оканчивающих курс. В 1914 г. выпуск достиг очень высокой цифры: 209 по механическому и 33 по химическому отделению, а всего 242 человека. К 1 января 1912 г. в ИМТУ учились 2747 студентов, в том числе на механическом отделении — 2169. Ход развития русского высшего технического образования интересно сопоставить с развитием высших технических школ наиболее опасного промышленного конкурента — Германии. Еще в 1870-х годах Германия объединила свои специализированные технические школы и развила политехнические школы промежуточного типа в высшие технические школы политехнического типа. До 1900-х годов Германия имела всего 9 высших технических школ, а затем Пруссия постепенно открыла на своей восточной окраине 2 новые школы, — в Данциге и Бреславле, приспособленные к условиям местных промышленных районов.

Зимой 1911/12 г. общее число студентов и слушателей в технических школах Германии составляло всего 12200 человек, т.-е. менее 70% общего числа студентов русских технических школ за тот же год.

Уровень финансирования, техническое оснащение учебного процесса, количество студентов, приходящихся на одного профессора в германских высших технических школах выгодно отличалось от таковых в России. В 1914 году после смерти первого выборного директора ИМТУ А.П. Гавриленко В.И. Гриневецкий был избран директором ИМТУ. Новый директор сосредоточил свои усилия на политехнизацию училища, подготовив и представив в Министерство Народного образования «Проект развития Императорского московского технического училища в школу политехнического типа». В этом документе он высказал свои соображения о причинах отставания русской техники и технической мысли и внес свои предложения по исправлению этого положения. Он говорил, что «...развитие инженерного образования должно идти в двух направлениях. С одной стороны – должна расти специализация преподавания, с другой – должно усиливаться взаимодействие и тесное сотрудничество разных специальностей. Единственно школа политехнического типа при достаточно гибкой организации может удовлетворять обоим направлениям». В.И. Гриневецкий считал, что, что в современном техническом вузе широкий технический кругозор должен быть связан с «некоторой специализацией». Проект предусматривал увеличение учебных площадей, создание новых лабораторий, строительство нового учебного завода, приведение в соответствие штатов училища реальному объему выполняемой учебной работы. Василий Игнатьевич первым высказал мысль о том, что обязательной частью инженерного образования должно быть экономическое. При этом он считал, что “жизнь должна вносить в эту схему (политехническую школу) новые подразделения, а также новые соединения, комбинирующие разные специальности”. Без выделения финансирования и разрешения министерства по инициативе Василия Игнатьевича в 1914 г. были построены здания для библиотеки и лаборатории льна.

В трудное военное время В.И. Гриневецкий, понимая, что отвлечение на работы, связанные с обороной - явление временное, продолжал работу по совершенствованию учебного процесса и превращению ИМТУ в высшую школу политехнического типа. В 1915 г. Политехническое общество ИМТУ совместно с Петроградским обществом технологов начало издавать орган Всероссийского общества инженеров “Вестник инженеров” (В.И. Гриневецкий работал членом редколлегии

этого издания), а совместно с обществом Рижских политехников - “Вестник прикладной химии и химической технологии”. В том же году В.И. Гриневецкий делает доклад на заседании Учебного комитета “О подготовке к преподавательской деятельности”, в котором он обобщил опыт подготовки преподавателей как в российских, так и в зарубежных вузах. На этом же заседании ректор В.И. Гриневецкий предложил начать работу над новой редакцией устава И МТУ.

В 1915 г. В.И. Гриневецкий поставил вопрос о создании в училище электротехнического факультета, в состав которого, по его мнению, должны были войти четыре кафедры: “Электромашиностроение”, “Установочно-эксплуатационное оборудование”, “Электрические железные дороги” и “Техника слабых токов”.

Несмотря на сложную политическую и социальную обстановку в России, к 1916 г. была практически выполнена вся подготовительная работа по преобразованию училища в школу политехнического типа, в том числе разработаны новые учебные планы для четырех отделений (факультетов): механического, химического, инженерно-строительного и электротехнического.

Особого внимания заслуживает созданная А.П.Гавриленко и В.И.Гриневецким система организации подготовки инженеров в ИМТУ, получившую к 1915 году стройные очертания. Согласно этой системе прохождение специально-образовательной части студентов требовало более самостоятельной научно-технической работы в избранной области. Например, на механическом отделении таких областей (отделов специализации) насчитывалось пять, а именно: «Тепловые двигатели и установки», «Механическая технология», «Электротехника», «Гидравлические машины и гидротехника», «Инженерно – строительное дело».

Полный курс слагался из 75 годовых часов общеобязательных лекционных занятий и 44 часов обязательных практических работ. Кроме того, каждый студент к началу седьмого полугодия должен был выбрать себе один из частных планов специализации, состоящий из изучения специальных курсов, лабораторных работ и специального проекта. На выполнение этой части работы требовалось от 2 до 3 полугодий. К началу в течение VII - VIII полугодий предлагается изучение специальной группы предметов и подбор материалов к специальному проекту.

Студент должен был пройти строительную заводскую или эксплуатационную практика (по возможности) в течение летнего вакационного времени после VIII полугодия.

В течение IX и X полугодий предполагалось окончание плана специализации, исполнение специального проекта и дополнительных лабораторных работ в соответствующих лабораториях

В пределах выбранного отдела специализации установлен ряд частных планов, т.е. ряд определенных комбинаций из различных задач. Таким образом, в состав каждого плана входил: специальный проект; нормальные проекты; специальная группа предметов и практических занятий. Выбор области, а также любого из объявленных планов специализации делал студент в пределах преподавательских кадров и учебно-вспомогательных средств Училища. В отдельных случаях по мотивированным просьбам студентов и при наличии согласия преподавателей, собрание отделения могло разрешить специализацию и вне установленных планов, причем состав плана и программа специального проекта утверждалась Собранием отделения. Расширение избранного плана специализации за пределы установленного минимума осуществлялось студентом по соглашению с преподавателями.

Специальный проект составлял основу каждого плана. Обязательный проект, для выполнения минимума, оговаривался его программой. Программы специаль-

ных и сокращенных проектов регулировались так, чтобы общий объем работ по каждому плану был примерно одинаков. Выполнение специального проекта должно было иметь характер самостоятельного, детального и законченного решения поставленной технической задачей. В некоторые планы включались подготовительные проекты для ознакомления студента с новыми для него областями деятельности.

Например, выбрав специальный проект двигателя внутреннего сгорания с электрической установкой (электростанция с ДВС), студент должен был представить: полную расчетную и детальную конструкторскую разработку двигателя; разработку установки и газогенератора; проект общего расположения электрических элементов установки; подбор электрических генераторов и другого оборудования; расчет проводки и освещения станции; детальную разработку распределительного щита; разработку здания станции, стропильных ферм, покрытий.

Для выполнения этого проекта студент должен был прослушать следующие дисциплины: специальный курс двигателей внутреннего сгорания; тепловые силовые станции; электрические установки; электрические станции; архитектурные детали и здания; строительные фермы и покрытия. Студент обязан был выполнить лабораторные работы в специальной лаборатории двигателей внутреннего сгорания и специальной электротехнической лаборатории. Кроме того, студенту следовало пройти заводскую эксплуатационную практику. Кроме того, в плане указывались предварительные условия, т.е. дисциплины, которые студенту предлагалось изучить (кроме общих для всех студентов отделения). Для данного плана это была термодинамика и общая электротехника.

Понятно, что руководителями такого комплексного проекта были специалисты по двигателям (профессор Гриневецкий, преподаватели Брилинг, Мазинг, Цируль, Нольтейн) и специалисты по электротехнике (профессор Угримов, преподаватели Круг и Сушкин).

Студент, выполнивший специальный проект, получал обширные знания не только в области узкой специализации, но и в смежных областях. Фактически он выступал в роли руководителя и исполнителя крупного комплексного проекта.

Плоды такой системы специальной подготовки специалиста не замедлили сказаться. В 1918-1924 гг. МВТУ закончили выдающиеся генеральные конструкторы В.Я. Климов, Б.С. Стечкин и А.Н. Туполев (1918 г.), Б.Н. Юрьев (1919 г.), А.А. Микулин (1921 г.), А.Д. Швецов (1921 г.), В.М. Петляков (1922 г.), П.О. Сухой (1925 г.) В.А. Добрынин (1926 г.), В.М. Мясищев (1926 г.), С.А. Лавочкин (1927 г.), и многие другие.

Характерно, что идеи «специального проекта» мы можем найти в современной подготовке магистров в технических университетах западных стран. В этой подготовке тема магистерской диссертации является стержнем, который определяет набор теоретических дисциплин, работ в лабораториях и практик на предприятиях.

В конце XIX и начале XX столетия роль ИМТУ в технической и научной жизни страны постоянно возрастает. В училище формируются фундаментальные научные школы, вызванные интенсивным ростом промышленности и привлечением в училище ведущих ученых, главным образом воспитанников Московского университета. В области теоретической механики и аэромеханики работает "отец русской авиации" Н.Е. Жуковский со своими учениками — С.А. Чаплыгиным, Б.Н. Юрьевым, В.П. Ветчинкиным. Ими были разработаны основы аэродинамики, а также была заложена научная база инженерных расчетов в самолетостроении.

При их деятельном участии создаются Центральный аэрогидродинамический институт, Военно-воздушная инженерная академия.

Физическое направление представлено трудами П.Н. Лебедева, П.П. Лазарева, В.С. Щегляева, С.И. Вавилова. Эти ученые внесли большой вклад в развитие фотометрии, люминесценции, рентгеноскопии, исследований беспроводного телеграфирования. П.П. Лазарев — один из открывателей Курской магнитной аномалии.

Благодаря трудам А.С. Ершова, П.Л. Чебышева, Н.Е. Жуковского, Н.И. Мерцалова рождается отечественная наука о теории механизмов и машин. Работы Д.Н. Лебедева, А.И. Сидорова, П.К. Худякова закладывают базу для развития расчетов сопротивления материалов и деталей машин. М.М. Черепашинский, Н.С. Стрелецкий, П.А. Велихов являются основоположниками методов расчета и проектирования строительных конструкций.

Развивалось также теплотехническое направление. В.И. Гриневецкий разрабатывает методы расчета котлов и тепловых процессов в двигателях внутреннего сгорания. Он же является инициатором создания тепловозов.

Выделяются работы К.И. Шенфера, К.А. Круга, Б.И. Угримова в области электротехники: по высоким напряжениям электрических систем, многофазным двигателям, по установкам для передачи энергии на большие расстояния. В более поздние годы ученые МВТУ принимали самое деятельное участие в разработке плана ГОЭЛРО.

Большое значение имели проводимые на химическом отделении исследования в области химии и химической технологии, технологии волокнистых, пищевых, взрывчатых и фармацевтических веществ.

После 1917 г. в связи с требованиями развивающейся промышленности МВТУ пережило ряд преобразований. Отделились лаборатории: аэродинамическая, автомобильная, химико-технологическая, которые дали жизнь научно-исследовательским институтам, таким, как Центральный аэрогидродинамический институт (ЦАГИ), Всесоюзный институт авиационных материалов (ВИАМ), Центральный институт авиационных моторов (ЦИАМ), Научный автотомоторный институт (НАМИ).

Наиболее серьезным трансформациям училище подверглось в 1930 г.: на базе МВТУ были организованы технические вузы, ставшие в дальнейшем крупнейшими учебными заведениями: Московский авиационный институт (МАИ), Московский энергетический институт (МЭИ), Московский инженерно-строительный институт (МИСИ), Академия противохимической защиты и др. А оставшийся от МВТУ в прежнем здании механический факультет был переименован в Московский механико-машиностроительный институт (МММИ) им. Н.Э. Баумана, которому в 1943 г. было возвращено прежнее название — МВТУ.

Эти многочисленные преобразования не смогли оказать негативного влияния на внутренний строй могучей технической школы. Общенаучные и общеинженерные кафедры высшей математики, физики, химии, теоретической механики, сопротивления материалов, прикладной механики, деталей машин, электротехники, начертательной геометрии, хотя и ощутили уход ряда ведущих ученых, но быстро окрепли, потому что пришла талантливая молодежь, взявшая все лучшее от своих учителей.

Формируются новые научные школы. Уже через два года в МВТУ было организовано пять факультетов: тепловых и гидравлических машин (7 кафедр),

горячей обработки металлов (2 кафедры), холодной обработки металлов (4 кафедры), общего машиностроения (2 кафедры), точной механики (1 кафедра). Последний быстро вырос в большой приборостроительный факультет.

Физико-математические науки получили развитие в результате деятельности С.И. Вавилова, С.П. Финикова, А.С. Предводителя, А.П. Котельникова, С.Т. Конобеевского.

Исследования, проводимые Н.Р. Брилингом, Е.К. Мазингом, А.С. Орлиным, Г.Г. Калишем, В.Е. Цыдзиком, С.Я. Гершем, Г.Ф. Кнорре, Л.К. Рамзиным, В.В. Уваровым, способствовали развитию научных школ в области энергетического машиностроения. И.И. Куколевский и С.С. Руднев создали школу гидромашиностроения, Е.А. Чудаков, М.К. Кристи — школу колесных и гусеничных машин, Л.Г. Кифер — школу подъемно-транспортных машин, А.Н. Шелест, И.И. Николаев — школу транспортных машин. В области технологии машиностроения и стандартизации созданы школа сварочного производства, школ материаловедения, школа литейного производства, школа обработки материалов давлением. Быстрыми темпами развивались приборостроительные специальности: точное приборостроение, оптика, гироскопия, радиоэлектроника, автоматическое управление.

В 1938 г. организованы три новых факультета: танковый, артиллерийский, боеприпасов, а в 1948 г. создан факультет ракетной техники, с которым связана деятельность в МВТУ С.П. Королева, Ю.А. Победоносцева, В.И. Феодосьева, В.Н. Челомея, В.П. Бармина.

Научная деятельность вуза обогащает педагогический процесс, являясь его основой. Процесс и система обучения в МВТУ позволяют говорить и о его научно-педагогических школах. Их основы зиждутся на трех китах: 1) приоритете общенаучной и общеинженерной подготовки; 2) хорошей подготовке по материаловедению и технологии производства машин или приборов; 3) глубокой подготовке по "своей" специальности. Изучение теории сопровождается большим объемом практических занятий. Именно общенаучная и общеинженерная подготовка являются основой высшего образования, дают возможность инженеру хорошо адаптироваться в среде смежных специальностей. Это можно проиллюстрировать многими яркими примерами. Н.А. Доллежал, окончивший МВТУ в 1923 г., когда о ядерных реакторах даже и не помышляли, стал главным конструктором ядерных реакторов, академиком АН СССР; С.А. Лебедев — выпускник МВТУ 1928 г., когда электроника казалась сказкой, стал главным конструктором быстродействующих электронных счетных машин (БЭСМ), академиком АН СССР, директором института точной механики и вычислительной техники АН СССР; генеральные (главные) конструкторы самолетов, которые с самой лучшей стороны проявили себя в войне 1941 — 1945 гг., А.Н. Туполев, С.А. Лавочкин, В.М. Петляков, П.О. Сухой, В.М. Мясищев окончили МВТУ в 1918 — 1927 гг., а аэродинамическое отделение в училище было организовано только в 1925 г. С.П. Королев, выпускник МВТУ 1930 г., стал главным конструктором ракетно-космических систем. Этот перечень можно было

В 1989 г. МВТУ стало первым в стране Государственным техническим университетом (МГТУ). Развитие его научных школ и научных школ продолжается в рамках национального исследовательского университета. Каждая научная школа развивается по своему собственному пути. Взаимообогащение нескольких школ расширяет научные горизонты и позволяет достигать более эффективных результатов.

НАУЧНАЯ ПУБЛИЦИСТИКА В.И. ГРИНЕВЕЦКОГО В ГОДЫ ПЕРВОЙ МИРОВОЙ ВОЙНЫ

В.Г. Полежай (гл. хранитель музея МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Переходная эпоха начала XX века с ее бесконечными социальными потрясениями, войнами и революциями, пагубно влиявшими на жизнь высшей школы и инженерного сообщества, нигде не нашла столь полного воплощения, как в публицистических выступлениях директора ИМТУ (МВТУ) в 1914 - 18 гг. профессора **Василия Игнатьевича Гриновецкого** (1871 - 1919). Совпадение дат его жизни с датами жизни Леонида Андреева предопределило тождество условий формирования личности и известное сходство мировоззрения, типичного для эпохи перехода.

Следует, однако, отметить, что, в отличие от Л.Н. Андреева, В.И. Гриновецкий был не только публицистом, но прежде всего профессором по теплотехнике и экономистом, одним из авторов первых тепловозов, работал на крупных административных должностях не только в МВТУ, но и в Московском комитете Военно-технической помощи, в созданном после Февральской революции Всероссийском союзе инженеров. Именно поэтому ему гораздо лучше, чем кому-либо другому была ясна катастрофическая ситуация, складывавшаяся в экономике накануне и после 1917 г.

"В последние годы шатаний, духовных мечтаний и идейного разброда нам не хватает авторитетных суждений относительно экономического будущего России. Именно поэтому вы со своим умом и знаниями предназначены стоять во главе нашей инженерной среды, которые мучительно продельывает наша мысль", - так обращался ученый-публицист к студентам ИТУ в начале века.

Необычное соединение скрупулезного экономического анализа и открытой публицистики составляет характерную особенность его творчества. Этот малообщительный и несколько угрюмый человек, выходец из польского дворянского рода, писавший свои технико-экономические работы, по воспоминаниям его дочери Екатерины Васильевны Гриновецкой, по ночам с чашкой шоколада, не только сумел предвидеть экономический коллапс России, приведший к голоду и разрухе 1918-20 г.г., но и уже с 1914 г. начал составлять планы послевоенного восстановления российской промышленности, которые были внимательно изучены и использованы В.И. Лениным, Г.М. Кржижановским после Октябрьской революции и в определенной степени повлияли на технико-экономическую политику страны в первые послереволюционные годы.

Бурю оваций вызвало выступление В.И. Гриновецкого в мае 1917 г. на Всероссийском съезде инженеров. Он обрушился с критикой на Временное правительство, обвинив его во лжи и самоуспокоенности, нежелании сказать правду о положении дел в стране не только народу, но и самому себе. "Интеллигенция - слуга народа, и в теперешнее время долг интеллигенции - говорить правду, только правду, но и всю правду. Но и первое Временное правительство, и руководящие органы революционной демократии избегали говорить всю правду". Революционные достижения оно видело "не только в организации народных масс, но и в бросании неисполнимых лозунгов, в направлении всех в сторону наибольшего захвата для себя".

Средство от лжи Гриновецкий видел в свободе распространения экономической и политической информации. *"Слово устное и печатное должно быть свободно для всех, и те, кто мешает этой свободе, хотя бы во имя благо народа, со-*

вершают преступления против своего народа... Нам инженерам, которые имеют дело с реальностью, это должно быть чрезвычайно чувствительно, потому что наше будущее определяется настоящим и будущим экономики". При этом особая роль в доведении до народа и правительства подлинной технико-экономической информации отводилась В.И. Гриневецким инженерному корпусу России, объединенному во Всероссийский союз инженеров.

Дочь ученого Екатерина Васильевна Гриневецкая в своих воспоминаниях отмечала: «Мой отец верил в талант и силу русского народа, но советскую власть не принял напрочь сразу же. Может, это и счастье, что отец не дожил до страшных 30-х годов, не стал одной из жертв «дела «Промпартии». Тогда в газетах писали о Рамзине, как об ученике «небезызвестного профессора Гриневецкого». Мой отец не Рамзин и наверняка был бы расстрелян». В июне 1918 г., когда развитие событий уже подтверждало пессимистические прогнозы ученого, в Харькове В.И. Гриневецкий издает свой главный технико-экономический труд – «Послевоенные перспективы русской промышленности», которому суждена была более долгая судьба, чем его автору, менее чем через год умершему от тифа.

«В мировой войне, где еще нет полных победителей, есть уже побежденные, а в том числе - Россия. Мы побеждены, однако, не силой оружия, не мощью врага, а собственной политической незрелостью, некультурностью и духовной слабостью". Критикуя интеллигентскую идеологию, которая «строила пышные воздушные замки социального благополучия», а «на деле оказалась неспособной построить самое бедное здание государственности», публицист указывал, что «банкротство идеологии не должно влечь за собой ни падения национальной энергии, ни уничтожения веры в то, что сокрушенная и расчлененная Россия способна окрепнуть, возродиться и развиваться. К укреплению этой веры служит наше прошлое, та культурная работа, которая при самых неблагоприятных внешних условиях велась русской интеллигенцией в последнее время при непосредственном участии народа.

Эта работа дала России литературу, науку, школу, земское хозяйство, кооперативное строительство, наконец, организацию обороны государства в памятную эпоху 1915 - 1916 гг.», - писал ученый в предисловии к книге.

При этом мрачность восприятия современной ему экономической и политической жизни, надрыв сочетаются в работах Гриневецкого с неистребимой верой в будущее России в полном соответствии с тем, что переходная эпоха предполагает не только гибель старого, но и рождение нового. Отвергающий революцию Гриневецкий писал в своей работе: «Пробужденные войной и революцией стремления масс к просвещению и организованности надо считать совершенно реальным и очень существенным фактором русской культуры».

Деятель первых советских лет Н. Валентинов в книге "Новая экономическая политика и кризис партии после смерти Ленина" вспоминает, что книга В.И. Гриневецкого "Послевоенные перспективы российской промышленности" была испещрена пометками В.И. Ленина. «Внимание Ленина обратил на нее Л.Б. Красин. Ленин впился в нее и не отрываясь прочитал одним залпом. Рядом с резко критическими замечаниями вроде «темный реакционер», «взбесившийся буржуа», - есть и замечания обратного характера: «умница», «правильно», «вот что нам нужно». Книга произвела на Ленина огромное впечатление, хотя насколько помню, на нее нет ссылок в ее сочинениях» (с. 261)".(правда, этот экземпляр, по словам Н. Валентинова, был потерян А.Д. Цюрупой, а другой, хранящийся в библиотеке, принадлежавшей В.И. Ленину, пометок не содержит.). Известный американский поли-

толог З. Бжезинский в одной из работ 1960-х годов упрекает В.И.Ленина в том, что он использует работы В.И.Гриневецкого, не ссылаясь на них.

А вот мнение Л.Д. Троцкого о работах В.И. Гриневецкого: «Первоклассный инженер-техник, первоклассный изобретатель, на теплотехническом институте совершенно справедливо стоит его имя. Но в то же время он невыносимый, махровый реакционер. Послевоенная перспектива у него вся в том, чтобы ничего не оставить от Октябрьской революции. Лишь вследствие отсутствия у нас пламени планового творчества, от сужения больших плановых задач до горизонта «шпартгалыщика» Гриневецкий сделался вроде пророка, учителя планирования».

«Книга Гриневецкого «Послевоенные перспективы российской промышленности» сделалась настольной в наркоматах, главках и центрах. Она была напечатана сравнительно небольшим тиражом, а спрос на нее оказался таким, что вскоре понадобилось второе ее издание. Но Государственное издательство находило для себя неудобным печатать произведение, полное самых презрительных замечаний по адресу коммунистов. Поэтому по указанию Отдела печати ЦК она была переиздана уже в 1922 г. Центральным советом потребительных обществ, считавшимся тогда некоммунизированным учреждением». Как раз во времена нэпа, когда экономические вопросы стали вытеснять политические, когда «каждый публицист старался стать экономистом, страницы журналов пестрили цифрами, таблицами, часто даже диаграммами, в качестве сотрудников редакций выступали специалисты с учебным, ученым и практическим стажем» (из предисловия ко второму изданию), книга оказалась весьма ко времени.

Вспомните, как оценивал Гриневецкий таможенную политику прежнего царского строя. Эта оценка совершенно отрицательная. Благовидный характер наши пошлины принимали только с помощью кунштюков министерства финансов. Я развертываю книгу Гриневецкого и процитирую вам следующее: «Наш ввоз в общем повышался за 1902 - 1906 г г., сохранив далее неуклонное поступательное движение и в 1912 г. почти удвоился против 1902 г. Наш торговый баланс все время оставался положительным в сумме 330 милл. в среднем за 1902 - 1912 г г.». И далее: "Проф. Гриневецкий, которого мы несомненно должны отнести к разряду наших противников, ибо он является простым апологетом крупной капиталистической промышленности, в своей известной работе «Послевоенные перспективы русской промышленности», несмотря на всю свою осторожность, был гораздо большим оптимистом, чем работники ГОЭЛРО. Он предвидел, что по окончании войны Россия, со своими громадными сырьевыми запасами, при неизбежном подорожании сырья, может оказаться в чрезвычайно привилегированном положении, если сумеет сделать соответствующий нажим для форсирования своего сельского хозяйства с некоторой передвижкой его на восток и с дальнейшим усилением пищевой промышленности".

Обращает на себя внимание постоянная двойственность в оценках работ Гриневецкого: "Гриневецкий и прав, и неправ", "Гриневецкий, который смотрит скорее назад, чем вперед", - верный индикатор мировоззрения переходной эпохи.

«Большая советская энциклопедия» 1930 г., относя книгу В.И. Гриневецкого к числу наиболее серьезных работ русской буржуазной экономической литературы, отмечала, что «все крупнейшие техно-экономические проблемы, которые разрешаются в настоящее время пролетариатом СССР, были затронуты в работе Гриневецкого».

Особенностью мышления В.И. Гриневецкого было то, что он всегда видел на шаг дальше, чем большинство его современников. Когда большинство празднова-

ло победу демократии в Февральской революции, он был мрачен и переполнен пессимистическими предчувствиями, когда большинство было в шоке от внезапно разразившейся мировой войны, он начинал думать о том, что будет после нее. С самого начала войны Гриневецкий был настолько уверен в победе России, что в работе "Технико-общественные задачи в сфере промышленности и техники в связи с войной" предложил проводить перестройку промышленности на военный лад с учетом возможности послевоенного экономического использования отдельных производств, предприятий и даже некоторых отраслей (т.е. возможности конверсии). Все задачи ученый разделил на 2 группы: первые - это "комплект задач, вызванных необходимостью приспособления промышленности к условиям военного времени, вторые - задачи подготовки промышленности и техники к изменению их ориентировки после войны". В последний круг задач Гриневецкий отнес и оценку постановки технического образования в связи с новыми перспективами промышленности и техники.

Доклад профессора В.И. Гриневецкого на собрании Политехнического общества, как заявил председатель собрания Н.Н. Вашков, является одним из основных камней, которые техническая Москва и вся Россия закладывали для будущего здания обновления и оживления технико-экономической жизни России.

Одна из частей доклада Гриневецкого была посвящена проблеме подготовки русской технической литературы к измененным условиям жизни. Ее особенностью, в отличие от литературы немецкой, и отчасти французской и английской, являлась полная неорганизованность. "Мы очень бедны периодической литературой, наша оригинальная техническая книжная литература пестра и неполна, и это заставило русских техников прибегать к переводам и пользоваться оригинальной иностранной литературой. Конечно, до сих пор мы больше всего пользовались немецкой литературой, а следовательно, и немецкой терминологией, которая часто пересаживалась на нашу почву. После войны это, конечно, изменится".

В связи с этим Гриневецкий выдвинул на повестку дня следующие задачи: установление более полной и точной русской технической терминологии и возможное объединение русской технической символики, издание объединенного русского технического журнала, взамен ряда раздробленных изданий этого рода, усиление и объединение специальных технических органов, а также издание справочников с широкой переработкой их применительно к российским техническим условиям. Поскольку все эти проблемы требуют коллективной работы, центральная роль в этом деле отводилась Гриневецким техническим организациям, причем не только прямым направлением работы, но и программными указаниями, назначением конкурсов и т.п.

Важную часть научно-публицистического наследия Гриневецкого составляют его статьи о реформе высшей школы и приспособлении ее к запросам жизни. Как уже отмечалось, Гриневецкий был одним из идеологов последней попытки крупной образовательной реформы, проводившейся П.Н. Игнатьевым в 1915 - 1916 гг. В печати эту реформу, помимо журналов "Техническое и коммерческое образование" и "Профессиональное образование", отражали и журналы инженерных организаций, прежде всего "Вестник инженеров". Под руководством директора ИМТУ В.И. Гриневецкого готовится "Проект развития Училища в школу политехнического типа" (1915). ("Политехнический тип является жизненно необходимым для интенсивного развития широкой современной технической школы. Тесная связь между различными областями практической техники отражается и в школе", - утверждал реформатор, см. статью "О специализации в преобразованной техниче-

ской школе и в практике"). Но подробное рассмотрение педагогических, экономических и технических воззрений Гриневецкого не входит в нашу задачу.

Отметим лишь, что три основные составляющие творчества Гриневецкого - техника, экономика и техническое образование - были в его сознании неразрывны. Гриневецкий полагал, что государственная власть и законодательные учреждения должны признать, что "успех в экономическом освобождении России должен быть обеспечен не только пассивными средствами, вроде таможенного тарифа, но и активными - развитием духовных сил нации, подготовкой кадров работников, в том числе и инженеров".

Говоря о преподавательском контингенте, Гриневецкий отмечал, что "только достаточная близость к жизни позволит улавливать новые веяния и позволит пользоваться новым техническим материалом, ибо литература, даже самая новая, нового не дает; она дает только то, что фиксировано, а то, что ново, то, что только творится, то на свет еще не появляется, то можно улавливать только путем непосредственного соприкосновения с практической деятельностью. Вместе с тем это ослабляет техническую ориентировку преподавателей, ибо русская техника не страдает стремлением сообщать все свои работы в литературу... Для преподавателей, которые не связаны с практической деятельностью, главным источником является иностранная литература, которая вообще специальными русскими интересами почти не занимается; это влечет за собой существенное ослабление жизненности преподавания и его техническую отсталость".

Подготовка контингента преподавателей и мастеров требует, по мнению Гриневецкого, издания специальных руководств, по содержанию находящихся на уровне новейшей техники и задач русской промышленности.

Коллеги Гриневецкого отмечали его необыкновенную работоспособность, способность в одну - две ночи подготовить обширный доклад по какому-либо специальному вопросу или учебного, или научно-технического, или социально-экономического характера. Воспоминания Е.В. Гриневецкой сохранили для нас методы научно-литературного творчества профессора. "Мозг его был постоянно занят. Отец работал и летом в свое каникулярное время, и его утренние уединенные прогулки тогда были для спокойного обдумывания. В Москве папа обычно работал ночами, так как день у него целиком забирало Училище, всякие заседания, комиссии, консультации (консультировал он на многих заводах и фабриках). Во время своей ночной работы (он любил работать один в тишине) жил на шоколаде. Мама всегда следила, чтобы в его тумбочке всегда был достаточный запас (покупалось чуть ли не 1/2 пуда) "Золотого ярлыка".

Вклад профессора В.И. Гриневецкого в журналистику не ограничивается его публицистически окрашенными научными трудами, он вошел в историю и как один из реформаторов системы научной печати России. Как уже отмечалось, именно он стоял у истоков создания совместного журнала "Вестник инженеров", еще в 1911 г. выступив с проектом создания русского политехнического журнала. Он входил в редколлегию этого журнала, где были опубликованы многие его работы. Напомним, что по его инициативе в ИМТУ начинают издаваться ежегодные "Обзоры преподавания".

1. КОНСТРУИРОВАНИЕ, ПРОЧНОСТЬ, ДИНАМИКА, ТРИБОЛОГИЯ

ДИАГНОСТИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ АКУСТИЧЕСКОГО ИЗЛУЧЕНИЯ ПРИ ТРЕНИИ МЕТАЛЛОВ

Баранов А. В., Вагнер В. А., Тарасевич С. В., Маломыжев О.Л. (Алтайский государственный технический университет)

По статистике самыми уязвимыми элементами энергонагруженных механизмов являются подвижные сопряжения их деталей. Рост энергонапряженности кинематических пар привел к тому, что многие из них работают на пределе несущей способности. Кроме того, изменение внешних и внутренних условий иногда спонтанно приводят к их необратимому повреждению с последующим цепным нарастающим эффектом выхода из строя других частей механизмов. С другой стороны, во многих случаях катастрофические последствия можно предотвратить, диагностируя проблемные пары трения, заранее выявляя относительно резкие или постепенно нарастающие сопутствующие эффекты ухудшения работы уязвимых мест с последующим, возможно автоматическим, принятием мер по предотвращению опасных явлений.

Существующие методы непрерывного контроля подвижных сопряжений (измерение сил трения, износа, температуры, феррография и т.д.), как правило, оценивают лишь интегральные характеристики фрикционных процессов и информируют о появлении патологических явлений как о свершившемся факте, не предупреждая о начале развития самого процесса заедания. Кроме того, реализовать процедуру контроля на реальных узлах вне лабораторных условий, за редким исключением, невозможно. Этим недостатком лишен метод контроля, основанный на анализе сигналов акустического излучения (АИ), поступающих непосредственно из зоны трения.

Исследования в этой области проводятся уже более трех десятков лет, в то же время их результаты достаточно противоречивы. С нашей точки зрения это в большей мере связано с неодинаковым выбором частотного диапазона исследований и произвольным толкованием природы АИ.

Цель данной работы - несколько расширить имеющиеся представления в этом вопросе.

Экспериментальные исследования проводили на установке (рис.1) [1], представляющей собой машину торцевого трения и комплект аппаратуры аналогово-цифрового типа для снятия фрикционных характеристик сопряжений. Установка позволяет регистрировать, исследовать и проводить визуальные наблюдения за текущими пиковыми и интегральными характеристиками сигналов АИ в широком частотном диапазоне с верхней граничной частотой 1 МГц. Частота ограничена возможностью датчика. Сигнал АИ воспринимался пьезопреобразователем (пьезокерамика ЦТС-19), вмонтированным в держатель образца на некотором расстоянии и параллельно поверхности трения. В процессе экспериментов также фиксировалась сила трения и мгновенные значения переходного электросопротивления контакта.

Физическая картина процесса генерирования и приема сигналов АИ представляется нам следующим образом.

При трении шероховатых поверхностей происходит эпизодическое деформирование контактирующих микронеровностей. Возмущения в виде деформационной волны распространяются по телу со скоростью звука и воспринимаются пьезодатчиком. Принимая во внимание множественность контакта и малое время существования единичных фрикционных связей ($10^{-4} \dots 10^{-6}$ с), а также производя оценку по частоте вхождения микронеровностей в контакт, следует ожидать основную составляющую сигнала АИ в ультразвуковом диапазоне при частоте сигнала свыше 30 кГц. Именно это значение и составляла нижняя частота среза фильтров высокой частоты аппаратуры.

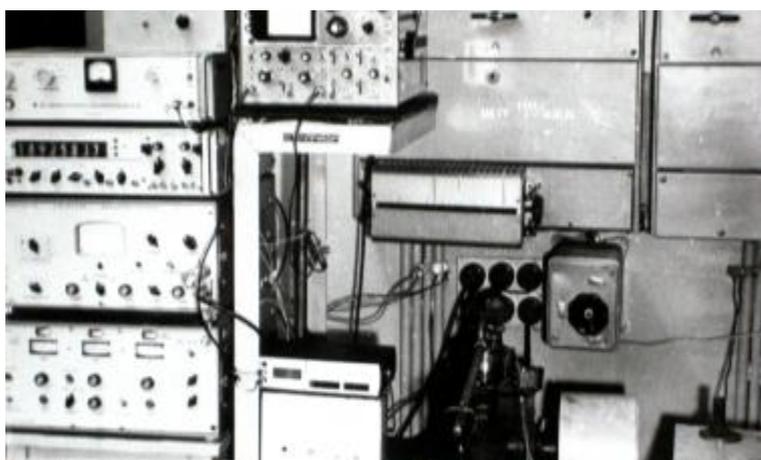


Рис.1. Вид установки

Исследуя экспериментальные графики амплитудно-частотных характеристик сигналов АИ в диапазоне 30 кГц...1 МГц в условиях трения смазываемых стальных поверхностей обнаружен значительный подъем амплитуды в области частот 80...100 кГц (рис.2). Очевидно, эта область является средней частотой контактирования микронеровностей.

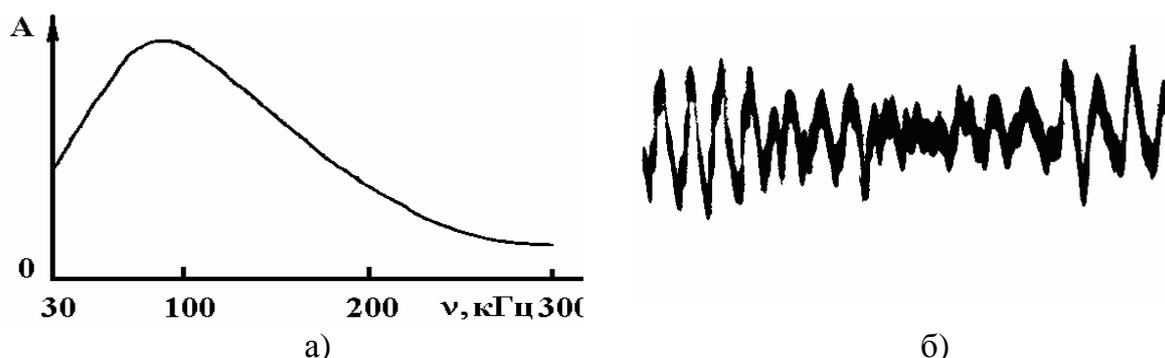


Рис.2. Амплитудно-частотная характеристика (а) и характерный вид (б) осциллограммы сигналов АИ (длительность развертки $2 \cdot 10^{-4}$ с)

С другой стороны замечен следующий факт - увеличение скорости скольжения не вызывает смещение максимума амплитуд сигналов АИ в соответствующую сторону.

Исключая нелинейность характеристики усилителя и датчика в области этих частот, можно сделать предположение, что этот эффект связан с увеличением динамической жесткости поверхностного слоя. Это влечет за собой уменьшение контактного сближения поверхностей, а следовательно, и уменьшение частоты контактирования. Также причиной могут быть и другие динамические эффекты.

Следует отметить, что сдвиг максимума в область низких частот удалось зарегистрировать, но лишь при очень малых скоростях скольжения.

Связь между фактическим давлением и уровнем амплитуд АИ непосредственно вытекает из принятой модели генерирования сигналов. Фактически она должна быть линейной. С другой стороны, в поверхностном слое возникают не только нормальные, но и сдвиговые деформации, также создающие звуковые волны, однако иначе воспринимаемые датчиком.

Для отыскания взаимосвязи между амплитудой АИ и фактическим давлением P_r , представляя взаимодействующие микронеровности сопряженных поверхностей как тела круговой формы, было использовано решение плоской задачи теории упругости о центральном контактировании двух упругих цилиндров по образующей [2]. Компоненты напряжений σ_x и σ_y на поверхности дискретного контакта в плоскости симметрии численно равны P_r и являются главными. В общем случае главные напряжения определяются по формуле

$$s_{1,2} = 0,5(s_x + s_y) \pm 0,5\sqrt{(s_x - s_y)^2 + 4t_{xy}^2}.$$

Учитывая, что $P_r = \sigma_x = \sigma_y$ и $\tau_{xy} = f\sigma_x$, где f – коэффициент трения, получим выражение для σ_1 :

$$s_1 = P_r(1 + f). \quad (1)$$

Так как величина f мала по сравнению с единицей, то можно допустить, что плоскость действия σ_1 параллельна поверхности трения. Относительная деформация, согласно закону Гука, в плоскости поверхностей трения будет пропорциональна величине σ_1 . При трении сопряженных поверхностей возмущения в виде импульсов деформаций, возникающих на дискретных пятнах контакта микронеровностей, распространяются со скоростью звука по телу трения и воспринимаются пьезопреобразователем. В силу этого должно наблюдаться подобие между амплитудой импульсов деформаций, регистрируемой аппаратурой, и значением величины, получаемой в правой части выражения (1):

$$A \sim P_r(1 + f),$$

Косвенным подтверждением этого положения могут являться результаты следующих экспериментов.

При установившемся режиме трения без смазочного материала приработанных поверхностей производили быстрое снятие нагрузки с последующим быстрым нагружением сопряжения до прежнего значения. Такая кратковременность нагрузочного режима соблюдалась для того, чтобы не допустить приработочного изменения микротопографии образцов, а отсутствие смазочного исключает реологические эффекты приграничного слоя. Одновременно регистрировали уровень амплитуды АИ. На рис. 3 приведены результаты одного из экспериментов в виде зависимости относительной амплитуды АИ в функции относительного номинального давления.

Полученные кривые имеют вид степенной функции $A \sim P_a^v$, где значение v по результатам нескольких экспериментов составило величину 0,13...0,16.

Анализируя полученные зависимости и учитывая, что номинальное и фактическое давление для приработанных поверхностей теоретически связаны также степенной зависимостью [3] с показателем степени 0,14, можно допустить установление факта практически линейной связи между амплитудой АИ и фактиче-

ским давлением. Экспериментальным путем также подтвердилась качественная связь между средней амплитудой АИ и коэффициентом трения (рис.4).

Таким образом, получая информацию о частоте и амплитуде АИ, можно фактически мгновенно судить о состоянии процессов на дискретных пятнах контакта.

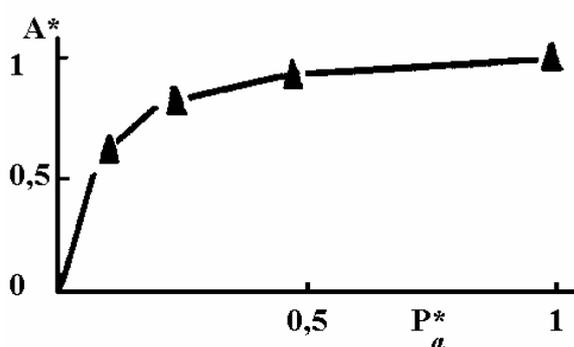


Рис.3. Зависимость относительной амплитуды АИ в функции относительного номинального давления

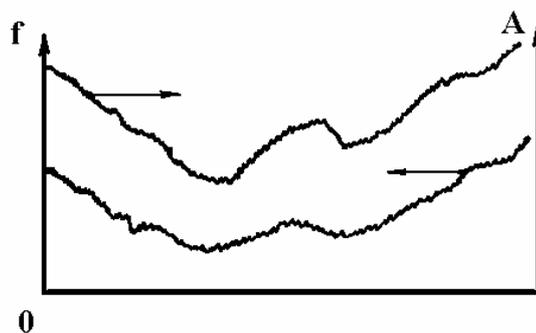


Рис.4. Связь изменения амплитуды АИ и коэффициента трения во времени при неустойчивых условий смазывания

Для примера рассмотрим кинетику приработки трибосопряжения стальных поверхностей, смазываемых пластичной смазкой Литол 24.

На рис. 5 показано характерное изменение средней амплитуды АИ в функции времени приработки. Здесь можно выделить два периода. В первом периоде (участок I) при высоком значении амплитуд АИ наблюдаются их значительные колебания. Это вызвано тем, что в зоне фрикционного контактирования из-за больших локальных начальных давлений протекают процессы упругопластического деформирования. При этом, по мере формирования граничных слоев, временами появляются ювенильные участки поверхностей, на которых происходят микросхватывания, характеризующиеся резкими мгновенными падениями переходного электросопротивления с соответствующими всплесками амплитуд импульсов АИ. По мере упрочнения поверхностного слоя и формирования вторичных структур через некоторое время наступает второй период (участок II), характеризующийся постепенным уменьшением амплитуд с незначительным колебанием их значений. Первый период непродолжителен, но всегда присутствует даже при исследовании предварительно полностью приработанных поверхностей в условиях повторного включения установки.

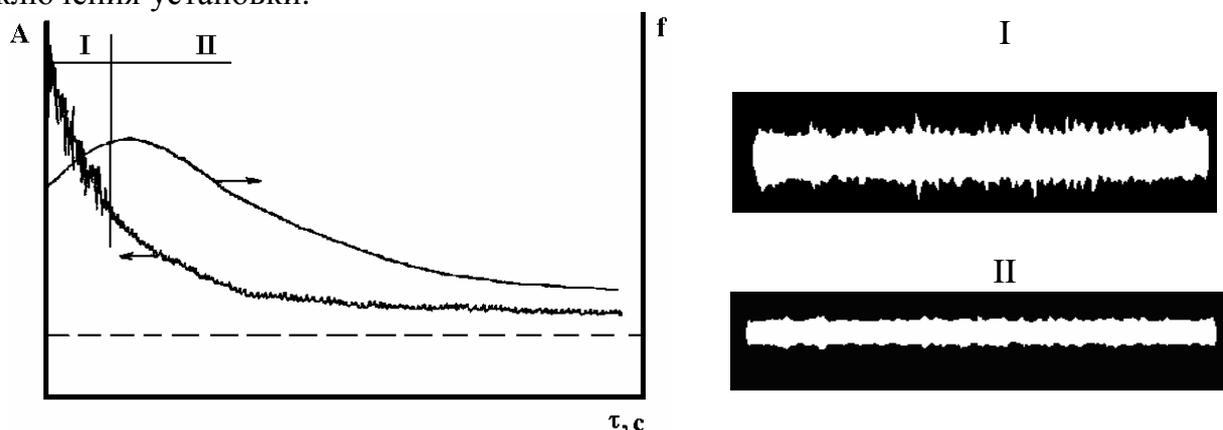


Рис.5. Зависимость средней амплитуды АИ от времени приработки и внешний вид осциллограмм на соответствующих участках (длительность развертки $2 \cdot 10^{-3}$ с).

В серии экспериментов также исследованы предзадирные состояния сопряжений, близкие к развитию заедания. Они характеризуются возникновением отдельных высокоэнергетических пиков на осциллограмме (рис.6а), частота возникновения которых иногда очень быстро, а иногда постепенно возрастает.

Далее наступает необратимый процесс схватывания поверхностей с соответствующим видом осциллограммы (рис.6б).



Рис.6. Осциллограмма, начала, развития (а) и самого процесса (б) заедания

При заедании изменяется также и спектральный состав АИ. На рис.7 представлены относительные уровни амплитуд частотных компонентов АИ, выделенных с помощью острорезонансных фильтров на частотах 50, 100 и 350 кГц. при нормальной работе сопряжения и при заедании. При нарушении нормальной работы сопряжения наряду с резкими колебаниями среднего уровня амплитуды основная энергия излучения смещается в область низких частот. Это является результатом резкого увеличения шероховатости и падения количества пятен фактического контакта. Подобные результаты были также получены в [4,5].

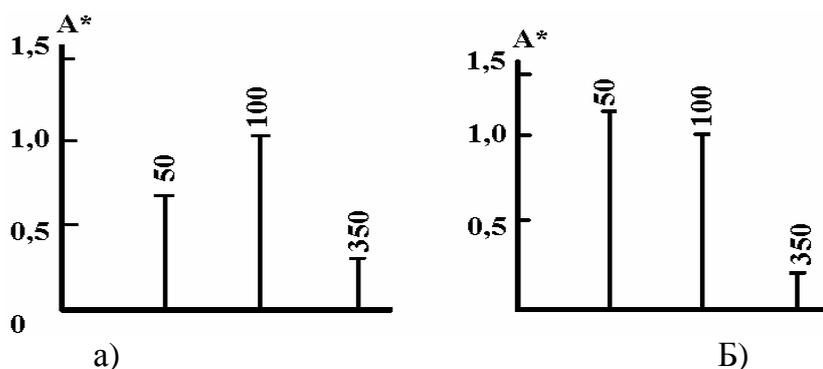


Рис. 8. Спектральный состав АИ при нормальной работе (а) и при заедании (б)

В заключение, касаясь вопроса использования рассмотренного метода для исследования пар трения, можно выделить несколько особенностей, открывающих широкую возможность для его применения на практике.

Во-первых. Используя диапазон ультразвуковых частот, удалось полностью отфильтровать сигналы технологических шумов, не связанных с работой пар трения.

Во-вторых. Благодаря значительному поглощению материалами ультразвука, открывается возможность выделять сигналы наиболее интересующей пары трения, располагая датчики в непосредственной близости к фрикционной зоне.

В-третьих. Установка датчиков, как правило, не вызывает затруднений, связанных с переделкой конструкции узла. Акустическая связь может быть осуществ-

влена даже с движущимися объектами через тонкий слой жидкости (например, масла).

В-четвертых. Имеется возможность автоматического контроля, в том числе с применением вычислительной техники.

Подводя итоги исследованиям акустических сигналов пар трения, можно отметить, что в настоящее время этот метод является наиболее удобным и оперативным средством выявления как патологических, так и переходных фрикционных процессов.

Литература:

1. Лебедев, В.М. Акустические исследования работы трибосопряжений, смазываемых пластичными смазочными материалами / В.М. Лебедев, А.В. Баранов // Долговечность трущихся деталей машин. -М.: Машиностроение. – 1988.- №3.- С. 234-243.

2. Александров, В.М. Контактные задачи в машиностроении / В.М. Александров, Б.Л. Ромалис. - М.: Машиностроение. – 1986. - 176 с.

3. Криштал, М.М. Спектральные и энергетические характеристики акустической эмиссии при трении и износе / М.М. Криштал, Д.Л. Мерсон, А.В. Чугунов // Тяжелое машиностроение. – 2007.- №12. – С. 14-18.

4. Крагельский, И.В. Основы расчетов на трение и износ / И.В. Крагельский, М.Н. Добычин, В.С. Комбалов. -М.: Машиностроение. - 1977. -526 с.

5. Баранов, А.В. Высокочастотная акустическая диагностика работы пар трения / А.В. Баранов, В.А. Вагнер // Расчет, диагностика и повышение надежности элементов машин. - Барнаул.: АГТУ. - 2000. - № 2. - С. 87-89.

ВЛИЯНИЕ ДВУХСТАДИЙНОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ВЫСОКООБОРОТНОМ МАЛОРАЗМЕРНОМ ДИЗЕЛЕ НА ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ ИЗНОС ШАТУННОЙ ШЕЙКИ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Вальехо Мальдонадо П.Р. (Московский государственный технический университет «МАМИ»); **Гришин Д.К.** (Российский университет дружбы народов)

Одним из способов улучшения удельных энергетических показателей дизеля является форсирование его по частоте вращения коленчатого вала. Как известно, повышенная частота вращения коленчатого вала сокращает время рабочего цикла, увеличивает объёмную скорость подачи топлива, что приводит к росту динамического фактора. Повышенный динамический фактор у дизелей с непосредственным впрыскиванием приводит к существенному увеличению жесткости рабочего процесса двигателя. Как показал многолетний опыт эксплуатации дизелей, от жесткости рабочего процесса в значительной степени зависит износ основных деталей двигателя, уровни шума.

Для оценки жесткости рабочего процесса, или динамического фактора, обычно применяют такие показатели, как средняя $(dp/df)_{cp}$ или максимальная $(dp/df)_{max}$ скорости нарастания давления (j - угол поворота коленчатого вала), а также максимальное давление цикла P_z и степень повышения давления λ . Однако эти параметры недостаточны, так как не оценивают влияние жесткого рабочего процесса на возникающие вибрации упругих звеньев двигателя и, соответственно, на интенсивность износа основных деталей двигателя и уровень шума.

Снижение динамического фактора, как правило, связано со снижением P_z , что ограничивает возможности получения высокой топливной экономичности.

Одним из способов снижения динамического фактора, скорости нарастания давления является двухстадийная топливоподача.

На кафедре теплотехники и тепловых двигателей РУДН совместно с НПП “АГРОДИЗЕЛЬ” был создан способ подачи топлива, отличающийся от известных тем, что дополнительное топливо, которое поступает во впускной коллектор, подается не из линии высокого давления, а из полости низкого давления. Для подачи дополнительной порции топлива (ДПТ) используется импульс давления, который образуется при отсечке топлива в штатной системе топливоподачи [1] и распространяется по трубопроводу к дополнительной форсунке (ДФ), установленной во впускном коллекторе (рис. 1).

Оценка влияния двухстадийной топливоподачи на теоретический износ шейки коленчатого вала проводилась автоматизированным методом с использованием пакета MATHCAD [3].

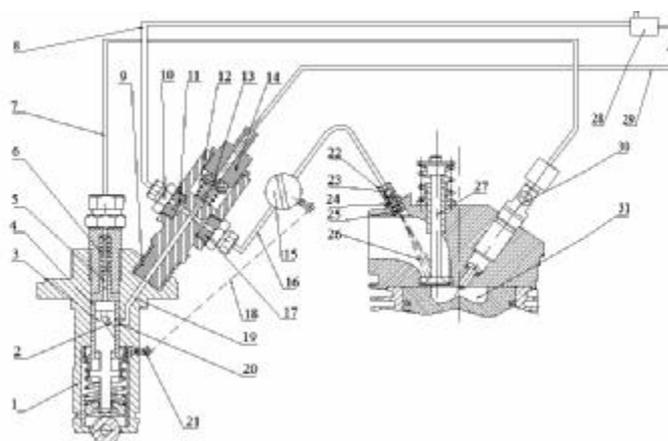


Рис. 1. Схема двухфазной топливоподачи для двигателя МД-6:

1 - корпус ТНВД; 2 - отсечка кромки плунжера; 3 - плунжер; 4 - втулка плунжера; 5 - нагнетательный клапан; 6 - пружина нагнетательного клапана; 7 - трубопровод высокого давления; 8 - трубопровод обратного топлива; 9 - корпус ФИД; 10 - штуцер отвода топлива; 11 - жиклер; 12 - пружина наполнительного клапана; 13 - наполнительный клапан; 14 - штуцер подвода топлива; 15 - золотниковый кран; 16 - трубопровод дополнительной форсунки; 17 - штуцер дополнительной форсунки; 18 - тяга; 19 - полость низкого давления; 20 - впускное и отсечное окна втулки плунжера; 21 - рейка; 22 - дополнительная форсунка; 23 - обратный клапан; 24 - пружина дополнительной форсунки; 25 - распылитель дополнительной форсунки; 26 - впускной коллектор; 27 - впускной клапан; 28 - топливный бак; 29 - топливопровод подводящий; 30 - основная форсунка; 31 - камера сгорания.

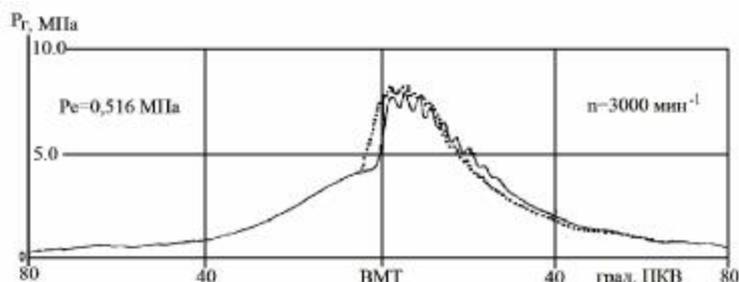


Рис. 2. Экспериментальные индикаторные диаграммы:

.... - без двухстадийной топливоподачи; — - с двухстадийной топливоподачей; P_e – среднее эффективное давление.

Для получения исходных данных снимались нагрузочные характеристики на ДТ при $q_{exp}=25^\circ$ ПКВ до ВМТ при последовательном увеличении нагрузки от минимальной до максимальной при постоянной частоте вращения коленчатого вала 3000 мин^{-1} [1]. По результатам испытаний [2] были получены индикаторные диаграммы (рис. 2), необходимые для проведения динамического расчета.

Колебания, возникшие после верхней мертвой точки (рис. 2), обуславливаются наличием так называемого канала индикации, соединяющего камеру сгорания с чувствительной мембраной датчика. При этом канал действует как резонатор. Это приводит к погрешностям индицируемого среднего давления. Поэтому при расчетах полученные индикаторные диаграммы (рис. 2) были сглажены (рис. 3).

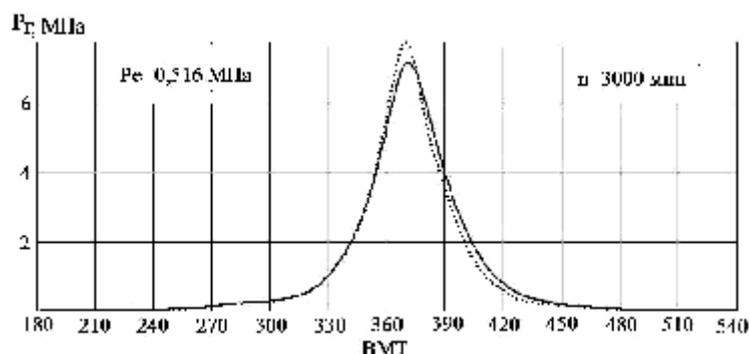


Рис. 3. Сглаженные индикаторные диаграммы:

— - с двухстадийной топливоподачей; $\times\times\times$ - без двухстадийной топливоподачи; P_T - давление газов, МПа.

Исходными данными при определении теоретического износа шейки коленчатого вала служат полученные в результате автоматизированного динамического расчета векторы-столбцы значений действующих на шейку тангенциальной силы P_T и суммарной радиальной силы P'_K в функции угла поворота коленчатого вала, изменяющегося в пределах $0 - 720^\circ$ с шагом в 1° . Сила P'_K действует вдоль кривошипа и включает в себя радиальную P_K и центробежную $K_{RШ}$ силы, приложенные к кривошипной головке шатуна. Сумма трех указанных сил определяет результирующую силу $R_{ШШ}$, действующую на шатунную шейку коленчатого вала:

$$P'_K := \overrightarrow{(P_K + K_{RШ})} \quad R_{ШШ} := \sqrt{(P_T)^2 + (P'_K)^2}$$

(Стрелка над выражением в Mathcad означает, что математическое действие производится последовательно над всеми элементами векторов-столбцов входящих в выражение величин).

При автоматизированном построении диаграммы распределения усилий по окружности шейки для всего массива указанных исходных данных вычисляются значения угла ϕ между результирующей силой $R_{ШШ}$, действующей на шатунную шейку, и одной из осей координат, связанной с шейкой. В качестве подобной оси принимается ось x , совпадающая с положительным направлением силы P_T . При построении указанной диаграммы также учитывается, что скольжение втулки шатуна относительно шейки коленчатого вала происходит в направлении, противоположном вращению вала. Поэтому в качестве угловой координаты для определения направления усилий, распределенных по окружности шейки, принимается угол ϕ , отсчитываемый от оси x против часовой стрелки.

На рис. 4 приведен фрагмент рабочего документа Mathcad с процедурой формирования массива ϕ_i , необходимого для построения векторной диаграммы распределения усилий по окружности шейки.

На рис. 5 обозначено:

k – индекс (номер) сектора; a_k, b_k – левая и правая угловые границы сектора суммирования; c_k – правая граница сектора за пределами угла 2π ; q – искомый вектор-столбец сумм сил давления на выделенных секторах.

$$i := 0 \dots \text{last}(R_{\text{шц}})$$

$$\phi_i := \begin{cases} \arccos\left(\frac{P_{T_i}}{R_{\text{шц}_i}}\right) & \text{if } P_{T_i} > 0 \wedge P'_{K_i} > 0 \\ \arccos\left(\frac{P_{T_i}}{R_{\text{шц}_i}}\right) & \text{if } P_{T_i} \leq 0 \wedge P'_{K_i} \geq 0 \\ \arccos\left(\frac{|P_{T_i}|}{R_{\text{шц}_i}}\right) + \pi & \text{if } P_{T_i} \leq 0 \wedge P'_{K_i} \leq 0 \\ 2\pi - \arccos\left(\frac{P_{T_i}}{R_{\text{шц}_i}}\right) & \text{if } P_{T_i} > 0 \wedge P'_{K_i} < 0 \end{cases}$$

Рис. 4. Процедура формирования массива ϕ_i .

$$k := 0 \dots 12$$

$$a_k := k \cdot \frac{\pi}{6} \quad b_k := \begin{cases} 2 \cdot \pi & \text{if } a_k + 2 \cdot \frac{\pi}{3} \geq 2 \cdot \pi \\ a_k + 2 \cdot \frac{\pi}{3} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$c_k := \begin{cases} a_k + 2 \cdot \frac{\pi}{3} & \text{if } a_k + 2 \cdot \frac{\pi}{3} > 2 \cdot \pi \\ 2 \cdot \pi & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$q := \sum_{i=1}^{720} \left[R_{\text{шц}_i} \cdot (a < \phi_i < b \vee 0 < \phi_i < c) \right]$$

Рис. 5. Суммирование сил давления на шейку по секторам:

Как известно [4], в соответствии с гипотезой о пропорциональности износа силе давления, построение условной диаграммы износа шейки вала производится на основе суммирования сил давления на участках поверхности шейки по секторам шириной 120° . Обычно рассматривают 12 секторов, сдвинутых друг относительно друга на 30° . На биссектрисах указанных секторов в радиальном направлении откладываются отрезки, пропорциональные полученным суммам. Линия, соединяющая указанные отрезки, используется для построения условной диаграммы износа шейки вала. Суммирование сил с шагом в 1° в пределах угла поворота коленчатого вала на 720° по секторам шириной 120° , сдвинутых относительно друг друга на 30° , производится посредством процедуры, представленной на рис. 5.

Формула для q , приведенная на рис. 5, основана на использовании Булева оператора, позволяющего в данном случае производить суммирование при удовлетворении условия нахождения силы в пределах границ заданного сектора.

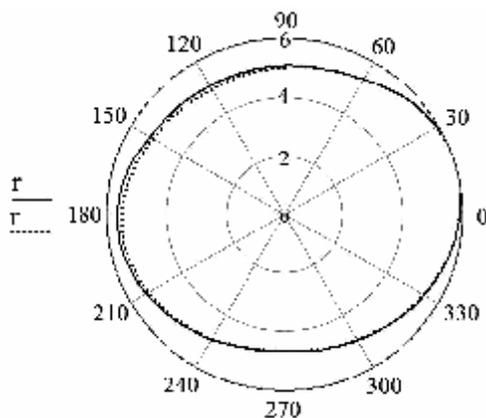


Рис. 6. Теоретическая диаграмма износа шейки вала:
 - без двухстадийной топливоподачи; — - с двухстадийной топливоподачей.

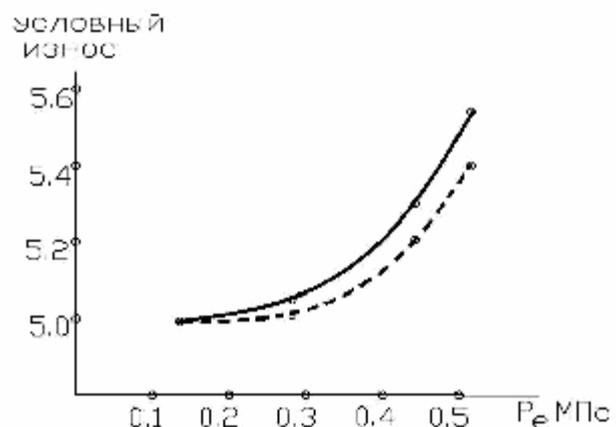


Рис. 7. Условный теоретический износ шейки коленчатого вала:
 — - без двухстадийной топливоподачи;
 ---- - с двухстадийной топливоподачей.

Для наглядности представления картины износа шейки удобно пользоваться построением диаграммы значений радиуса-вектора r , характеризующего износ:

$$r := \overrightarrow{(\rho - q)} \quad \rho := \mu \cdot \max(q),$$

где: μ - масштабный коэффициент (рекомендуется брать в пределах 3...5);

ρ - условный радиус шейки в масштабе, соизмеримом с q .

В этом случае износ пропорционален разности ρ и r (рис. 6).

Результаты, представленные на рис. 7, получены при обработке теоретических диаграмм износа шейки вала при различных значениях P_e . Как следует из рис. 7, при применении двухстадийной топливоподачи в дизеле МД-6 условный износ шатунной шейки коленчатого вала снижается примерно на 2-3 процента.

Использованный метод определения условного теоретического износа шатунной шейки может быть полезен при анализе эффективности различных способов усовершенствования двигателей внутреннего сгорания.

Литература:

1. Гусаков С. В., Девянин С. Н., Вальехо Мальдонадо П.Р. Испытание дизеля МД-6 при работе на рапсовом масле. Журнал: Тракторы и сельскохозяйственные машины.- 2001.- №4.- с.42-45.

2. Гусаков С.В., Патрахальцев Н.Н., Вальехо Мальдонадо П.Р., Марков В.А. Характеристики процесса топливоподачи и показатели быстроходного дизеля, работающего на дизельном топливе и рапсовом масле // Вестник МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2009, №2 (75), с.58-71.

3. Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К. Автоматизация расчета износа шатунной шейки коленчатого вала четырехтактного рядного двигателя // Вестник машиностроения, 2009, №6, с.11-13.

4. Комбинированные двигатели внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов./ Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; Под ред. Н.Д. Чайнова.- М.: Машиностроение, 2008.- 496 с.

РАЗРАБОТКА ОПЫТНО-ПРОМЫШЛЕННОГО ОБРАЗЦА НИЗКОТЕМПЕРАТУРНОЙ СОЛНЕЧНОЙ ЭНЕРГОУСТАНОВКИ ДЛЯ ПРОИЗВОДСТВА, ПРЕЖДЕ ВСЕГО, ЭЛЕКТРОЭНЕРГИИ С ТЕПЛОМ СОЛНЕЧНЫМ КОЛЛЕКТОРОМ И ДВИГАТЕЛЕМ С ВНЕШНИМ ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ, МОЩНОСТЬЮ 5-10 КВТЭ И БОЛЕЕ

Гармай А.С. (ООО «Энергоавиа-МТ», ОАО «Интеравиагаз»)

Низкотемпературная Солнечная энергоустановка (НТСЭУ) должна обеспечивать, в зависимости от требований, круглосуточное снабжение потребителей механической, электрической и тепловой энергией при **низких уровнях инсоляции**, в специфических и неблагоприятных условиях, при отсутствии возможностей или нецелесообразности использования традиционных топлив и энергоустановок, в областях с повышенными требованиями к ресурсосбережению, обеспечить независимость хозяйствующих субъектов, в том числе - частных от централизованного тепло-электроснабжения, улучшить экологическую обстановку в регионах, иметь в производстве низкую себестоимость - вдвое и более раз ниже, чем у зарубежных аналогов, а также - значительный ресурс и безопасность в эксплуатации.

Потребности в оснащении автономными станциями электроснабжения НТСЭУ также определяются заказами госструктур, компаниями связи, вещания и могут составлять несколько тысяч единиц в год.

Разработка направлена на освоение серийного производства бюджетных НТСЭУ в мощностном ряду по вырабатываемой электроэнергии: 0,5; 1; 5;10; 40 кВтЭ и более и является альтернативой паротурбинному преобразователю французско-израильской фирмы «ORMAT», в части расширения мощностного ряда свыше 6 кВтЭ, снижения себестоимости до уровня традиционных энергоустановок на углеводородных топливах, обеспечения круглосуточной работы, достижения приемлемых ресурсов без обслуживания – до 10000час. и безопасности в эксплуатации.

Известны тепловые Солнечные коллекторы (ТСК), предназначенные для бытового теплоснабжения и горячего водоснабжения, мощностью единичной установки – нагрев 150 литров горячей воды до 70 °С в течение светового дня. Недостатки ТСК в их значительной стоимости, невозможности производства электроэнергии с применением традиционных энергопреобразователей ввиду низкой температуры нагрева воды и низкой производительности.

Известны Высокотемпературные СЭУ (ВТСЭУ) с применением зеркал-концентраторов и двигателей Стирлинга в качестве машинных преобразователей в мощностном ряду 250 Вт, например НПО «Астрофизика»; 5 кВт, например Vomin Solar - Германия. Недостатки ВТСЭУ связаны с низкой удельной мощностью и ресурсом двигателей, высокой стоимостью изготовления, монтажа и обслуживания.

В основе предлагаемого технического решения лежит машинный метод преобразования: тепловая энергия -> концентрирование энергии -> механическая мощность -> электроэнергия, рис. 1.:

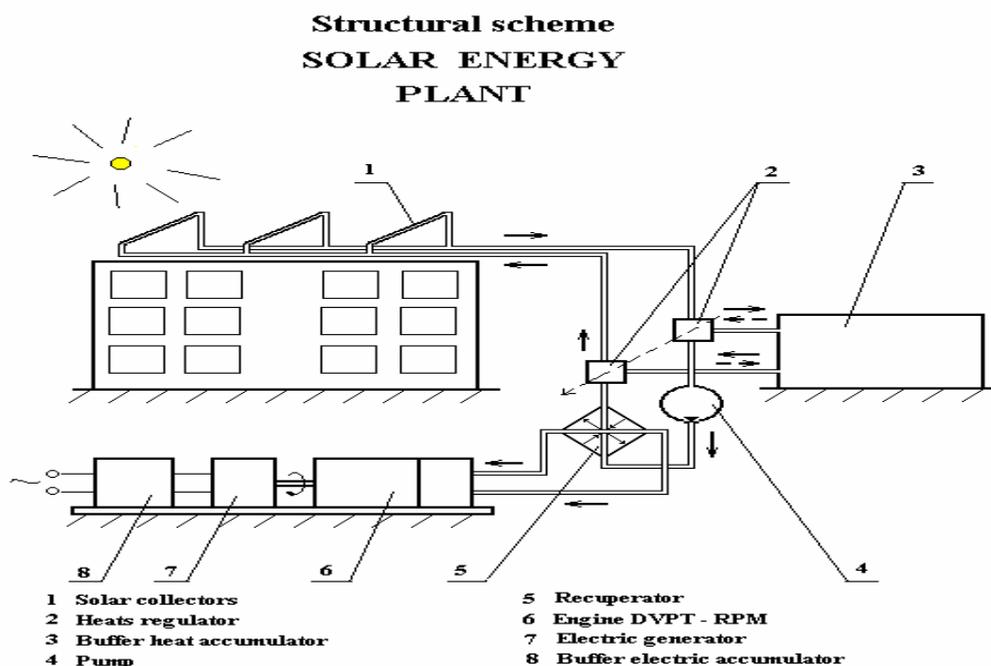


Рис.1. Структурная схема предлагаемой НТСЭУ.

1. Солнечное излучение нагревает в коллекторах - ТСК теплоноситель внешнего контура - воду или органическую жидкость, или их смесь (в зависимости от

уровня инсоляции и температуры окружающей среды) - до минимального увеличения разницы температур в 30 °С, и более, в сравнении с температурой окружающей среды в тени, или температуры холодного источника - охладителя.

Предусмотрено изготовление оригинальной конструкции коллектора из серийно производимых поликарбонатных ячеистых структур, с развитой поверхностью поглощения широкого спектра излучения, с применением технологии плазменно – газодинамического нанесения покрытий: селективного, отражающего и теплозащитного, без использования металлических элементов проточной части;

При обеспечении высоких рабочих параметров стоимость такого коллектора будет значительно снижена, в сравнении с известными, серийно производимыми – Logasol (Budeerus), Vitosol (Viessman), SYS Ariston и др.;

2. Нагретый теплоноситель внешнего контура в горячем теплообменнике отдает теплоту легкокипящему рабочему телу внутреннего контура, которое одновременно выполняет роль смазки механизмов двигателя ДВПТ;

3. Далее, в термотрансформаторе, являющемся частью ДВПТ и использующем незначительную часть вырабатываемой НТСЭУ мощности, происходит увеличение разности температур горячего и холодного рабочего тела внутреннего контура - в автоматически регулируемых необходимых пределах – для обеспечения максимальной работоспособности гибридного рабочего цикла - типа Брайтона-Ренкина, рис. 2.;

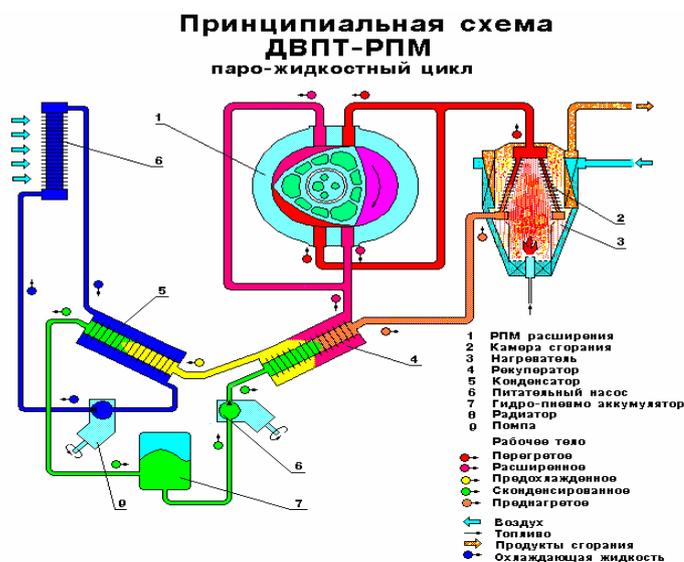


Рис. 2. Один из вариантов организации рабочего цикла типа Брайтона-Ренкина, - вместо камеры сгорания применяется ТСК

4. В качестве рабочих элементов двигателя могут быть применены отработанные расширительные узлы: роторно-поршневой механизм Ванкеля, лопаточные объемные машины лепесткового типа с переменной степенью расширения;

5. В рабочем цикле внутреннего контура предусмотрена регенерация теплоты в теплообменниках с применением волоконно-пористых структур и рекуперация теплоты в щелевых теплообменниках внутренний - наружный контур, рис. 3.;

Двигатель Стирлинга, разработан для применения в составе ВТСЭУ НПО «Астрофизика» мощностью 200Вт. Разработчик - Отдел 2.1. НИИЭМ МВТУ им.Н.Э.Баумана, кафедра Э-2; Изготовитель - НПО «А. Люлька - Сатурн».

6. Для обеспечения работы НТСЭУ в ночное время и при недостаточной инсоляции, или для форсирования энергоотдачи, предусмотрен тепловой аккумулятор – емкость с нагреваемым в течение светового дня теплоносителем с фазовыми переходами, что существенно уменьшает требуемый объем аккумулятора;



Рис. 3. Выполнение волоконно - пористых теплообменных аппаратов

7. При необходимости энергоустановка может быть дополнительно укомплектована резервной системой теплоподвода - камерой сгорания на углеводородных топливах;

8. Для объектов с требуемой высокой надежностью электроснабжения может быть предусмотрена батарея электроаккумуляторов;

9. Практически все элементы НТСЭУ могут быть выполнены из пластмасс и композиционных материалов;

Основные технические параметры НТСЭУ:

Электрическая мощность энергоустановки НТСЭУ при работе на Солнечной энергии, кВт - 5 - 40;

Общий к.п.д. преобразования Солнечной энергии в электрическую – 0.12 - 0.25;

Ресурс энергосистемы НТСЭУ до ремонта, час – 10000.

Новые потребительские свойства НТСЭУ:

- Работа в круглогодичном необслуживаемом режиме;
- Работа при низких уровнях инсоляции и в ночное время;
- Встроенная система терморегулирования рабочего тела обеспечивает эксплуатацию установки при невысоких – 300Вт/м^2 уровнях инсоляции и в широком диапазоне температур окружающей среды, в том числе – при отрицательных температурах до -20°C и ниже.

- Возможность утилизации сбрасываемой теплоты и Геотермальной энергии;



Рис. 4. Компрессорный модуль, двигатель с внешним подводом теплоты

Стадия и уровень разработки:

- Существует научно-технический задел у Разработчика - руководителя и участников проекта, в том числе, в виде экспериментальных образцов узлов и компонентов, которые могут быть использованы в составе разрабатываемой НТСЭУ. Существуют изготовленные действующие экспериментальные ДВПТ, например - рис. 3., рис. 4.; многоцелевого назначения с рабочим циклом типа Эрикссон. Мощность 10кВт. Двигатель разработан для непосредственного применения сырой нефти в качестве топлива. Модуль двигателя – доработан для применения в

качестве компрессора для откачки, сжатия и конденсирования паров смеси бутан – пропан, может быть применен для реализации рабочего цикла типа Брайтона – Ренкина.

- Определены организации – разработчики и производители основных элементов НТСЭУ;

- Выполнены научно - технические и экономические расчеты, подтверждающие целесообразность использования СЭУ в условиях инсоляции 300 - 800 Вт/м² и ниже;

Литература:

1. А.С. Гармай, В.П. Гальченко // Разработка двигателей с внешним подводом теплоты многоцелевого назначения., М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.

2. Shumakov V.I., Garmay A.S., Tolpekin V.E., Lebedev V.A., Kiseliyov Y.M., Bondarchuk V.U. Development work on autonomous portable auxiliary blood circulation system in the network of “Heart of Russia” program // J. Artificial Organs. 2002, P.6

3. Гармай А.С., Бондарчук В.У., Ковалев И.И., Чорный А.Д. К вопросу учета особенностей течения рабочего тела при проектировании элементов двигателя с внешним подводом теплоты // Тепло- и массоперенос-2001. Мн. ИТМО им. А.В.Лыкова НАН Беларуси, 2002. С. 201-205.

4. Гармай А.С. Область существования и концепция создания двигателя с внешним подводом теплоты // Теплообмен ММФ-2000. Мн: АНК ИТМО НАНБ. 2000. т.10.с.22-31.

5. Гармай А.С., Ефимов С.И. Метод оценки совершенства рабочего процесса двигателя Стирлинга с помощью коэффициентов неизотермичности // Тез. докл. всесоюз. научн. конф. «Перспективы развития КДВС и двигателей новых схем и на новых топливах». М., 1987. С.160.

МОДЕРНИЗАЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, ГАЗОТУРБИННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ПЛАЗМОЭЛЕКТРОХИМИЧЕСКОЙ ТЕХНОЛОГИИ ДЛЯ ОБЕСПЕЧЕНИЯ РАБОТЫ НА РАЗЛИЧНЫХ УГЛЕРОД-ВОДОРОДОСОДЕРЖАЩИХ ТОПЛИВАХ, ВКЛЮЧАЯ МЕСТНЫЕ ТОПЛИВА, ПРИРОДНЫЙ ГАЗ И СИНТЕЗ-ГАЗ

Гармай А.С. (ООО «Энергоавиа-МТ», ОАО «Интеравиагаз»),
Гальченко В.П. (СКБ «Экологии транспорта»).

Основными целями предлагаемой модернизации двигателей внутреннего сгорания (ДВС) и газотурбинных двигателей (ГТД) являются: удовлетворение существующей и все более возрастающей в перспективе потребности в многотопливности наземных, транспортных и самолетных (прежде всего - самолетов безаэродромного базирования) энергосиловых установок (ЭСУ) для нужд транспортного и энергоснабжения удаленных регионов и объектов добывающей и перерабатывающей промышленности, Мин. ЧС РФ и других структур, а также обеспечение эффективности использования моторных топлив за счет улучшения качества рабочего процесса, разработка недорогих двигателей упрощенной конструкции и комплектации с повышенным ресурсом и экологичностью, автоматизация управления ЭСУ, дистанционный контроль надежности и оценки располагаемого ресурса.

Возможности поршневых двигателей внутреннего сгорания и газотурбинных двигателей в этой части изучены хорошо и достигли предельного уровня, однако

конвертирование их с помощью предлагаемой плазмоэлектрохимической технологии (ПЭХ) на располагаемые / местные топлива, включая использование попутного газа и АСКТ (авиационное сконденсированное топливо), позволит обеспечить их новое качество, а также значительно поднять показатели эффективности (мощности, ресурса, надежности) - до 15 - 25%.

Разработаны экспериментально-теоретические основы плазмоэлектрохимической технологии организации воспламенения и эффективного сгорания углеводородных топлив, реализовано практическое внедрение.

Основой плазмоэлектрохимической технологии является подготовка в малогабаритном реакторе и сжигание - в горелке газификатора, в камере сгорания (КС) ДВС или ГТД, - активной смеси из различных видов компонентов топлив, синтез-газа и воздуха. Реализуется управляемый процесс изменения физико-химических характеристик части топливно-воздушной смеси за несколько миллисекунд до ее поступления КС в потоке низкотемпературной воздушной плазмы, при этом формируется химически активная, самовоспламеняющаяся при низких температурах и давлениях (параметры окружающей среды) горючая смесь.

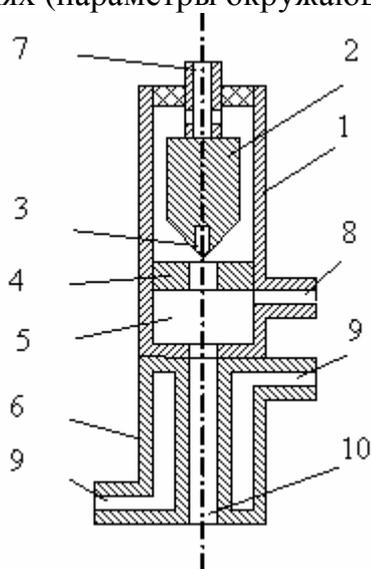


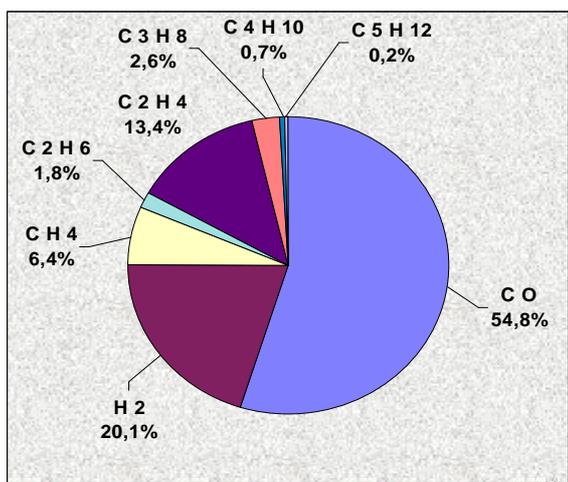
Рис. 1. Принципиальная схема плазмоэлектрохимического реактора (генератора): 1 – корпус ПЭХГ; 2 – катод; 3 – катодная вставка; 4 – анод; 5 – плазмохимический реактор; 6 – закаливающее устройство; 7 – канал для подвода плазмообразующего рабочего тела; 8 – канал для подвода разлагаемого рабочего тела; 9 – каналы для подвода и отвода охлаждающей жидкости; 10 – канал для отвода продуктов плазмохимического пиролиза.

Одним из основных элементов системы, реализующих ПЭХ технологию, является плазмоэлектрохимический генератор (ПЭХГ), который обеспечивает самовоспламенение горючей смеси при встрече с воздушным зарядом, его массогабаритные размеры и ресурс сопоставимы со свечей зажигания, рис. 1.

Функционально ПЭХГ состоит из агрегатированного в едином корпусе генератора низкотемпературной плазмы (ГНТП), плазмоэлектрохимического реактора (ПЭХР) и закаливающего устройства. ПЭХГ потребляет около 0,5-1 % воздуха, поступающего в двигатель, и незначительную электрическую энергию, необходимые для формирования потока низкотемпературной воздушной плазмы (НТВП). Поток воздуха на выходе из ПЭХГ становится химически активным, так как состоит из заряженных частиц, возбужденных атомов и молекул кислорода и азота. В связи с высокой химической активностью НТВП в ПЭХР происходит высокоскоростной (со скоростью перемешивания) плазмоэлектрохимический пиролиз топлива. На выходе ПЭХГ формируется химически активная углеводородная топливовоздушная горючая смесь. Моментом самовоспламенения смеси можно управлять, изменяя ее химическую активность.

Степень деструкции исходного топлива и химическая активность горючей смеси оперативно, в течение 1 - 2 циклов / секунд – для проточной КС, регулируется.

ется путем изменения потребляемых ГНТП количеств воздуха и электрической энергии, а также изменяя степень закалки и коэффициент избытка воздуха в двигателе, рис. 2.



Разработаны элементы управления ПЭХ - процессом в режиме реального времени, разработаны и испытаны дозаторы топлива и воздуха, а также контроллеры - БЭУ и программы управления ими, позволяющие автоматизировать систему управления, рис. 3.

Рис. 2. Объемный состав продуктов ПЭХ – пиролиза топлива.

Изготовлены действующие рабочие образцы, доказывающие возможность практического применения новой энергосберегающей технологии в модернизации существующих двигателей всех типов и разработках новых, существенно превосходящих по экономичности, надежности, ресурсу и мощности.

Технология позволяет обеспечить работу модернизированного двигателя – ДВС без классической топливной аппаратуры высокого давления и системы зажигания, энергетические затраты на функционирование системы реализующей ПЭХ - процесс не превышают 0,1% от номинальной мощности двигателя, а расход топлива – менее 1%, рис. 4.

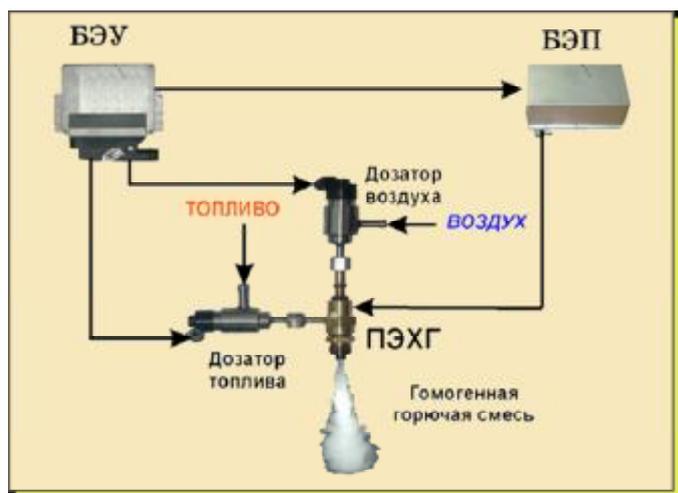


Рис. 3. Топливная аппаратура для генерации горючей смеси с управляемыми физико – химическими свойствами.

Применение ПЭХ-технологии позволило:

- реализовать принцип многотопливности двигателей с использованием топлив широкого фракционного состава;
- существенно расширить диапазон устойчивой работы КС по составу смеси, скорости потока, температуре и давлению;
- реализовать принцип адаптивной микропроцессорной настройки эффективного процесса сгорания углеводородного топлива по каналам обратной связи (по сигналам датчиков кислорода, температуры и давления);
- реализовать принцип двухкаскадного (последовательного) сгорания топлива;

- снизить потери от неэффективного сгорания топлива на режимах пуска и переходных (неустановившихся) режимах работы двигателя;
- снизить концентрацию CH , CO и NOx в продуктах сгорания на десятки процентов за счет интенсификации процессов горения;
- снизить теплонапряженность КС и турбинной части ГТД;
- реализовать сверхзвуковой режим горения в КС проточного типа, рис. 5.

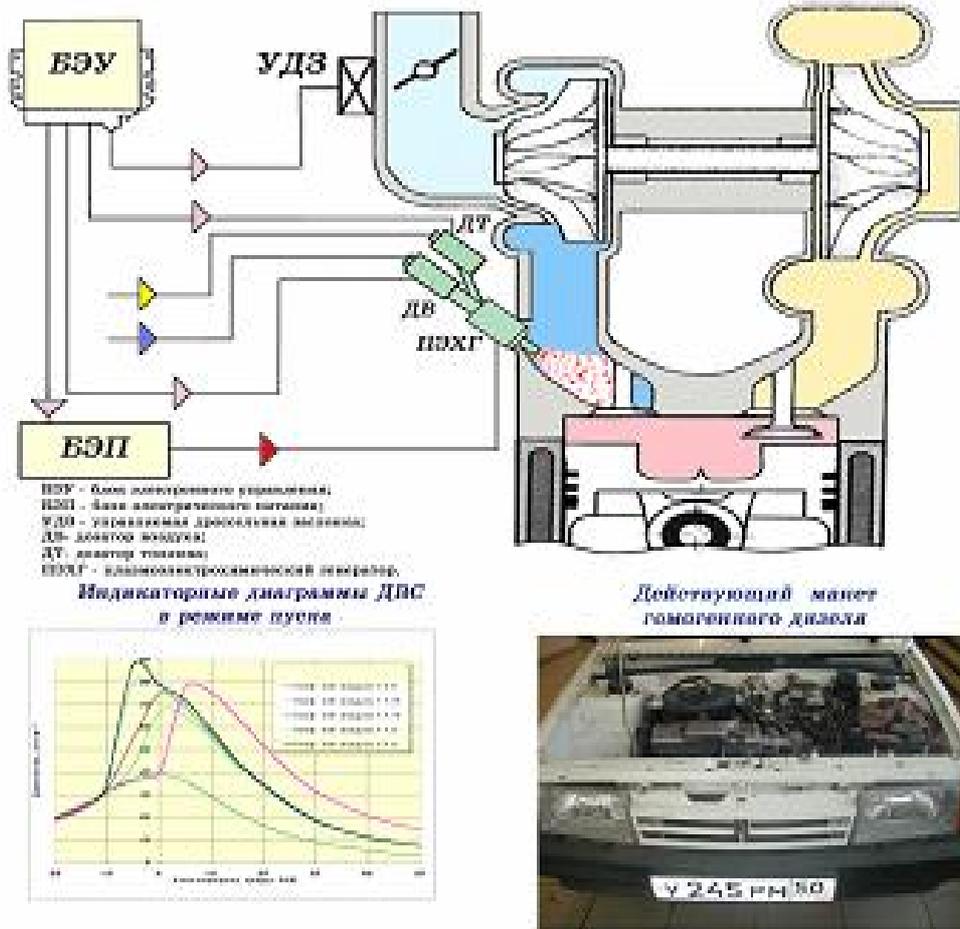


Рис. 4. Многотопливный ДВС автомобиля «Жигули» (дизельное топливо, бензин)



Рис. 5. Сверхзвуковая ПЭХ – горелка

Литература:

1. Гармай А.С., Гальченко В.П. // Конвертирование двигателей внутреннего сгорания с использованием плазмозлектрохимической технологии для работы на природном и синтез – газе., М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.
2. Гальченко В.П. // Результаты испытаний компонентов топливной аппаратуры для реализации НССИ процесса (гомогенный дизель)., СКБ «Экологии транспорта», Сборник докладов 42 конференции ААИ, Дмитров, 2003. 13 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ВЕЛИЧИНЫ ОТНОСИТЕЛЬНОГО СМЕЩЕНИЯ НА БОКОВУЮ СИЛУ И КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ В ДЕЗАКСИАЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

Горшкалев А.А., Кривцов А.В., Сайгаков Е.А., Сморгалов Д.В. (Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева)

В двигателях внутреннего сгорания на величину боковой силы влияет смещение оси коленчатого вала относительно оси цилиндра. Необходимо стремиться к уменьшению боковой силы, что приведет к уменьшению износа ЦПГ, повышение мощности за счет уменьшения потерь на трение.

В данной работе первоначально был построен сплайн газовой силы для аксиального двигателя. Для аксиального двигателя перемещение поршня из верхней мертвой точки (ВМТ) в нижнюю мертвую точку (НМТ) равно перемещению из НМТ в ВМТ и соответствует 180° поворота коленчатого вала. В данном сплайне значение независимой переменной (угла поворота коленчатого вала) заданы с постоянным шагом 10° . Перемещению из ВМТ в НМТ и обратно соответствует по 18 значений газовой силы. Так как в дезаксиальном двигателе перемещение поршня из ВМТ в НМТ соответствует углу поворота коленчатого вала более $180^\circ - \Phi$, а перемещение поршня из НМТ в ВМТ менее $180^\circ - \psi$, как видно на рисунке 1, то шаг независимой переменной будет различным для перемещения из ВМТ в НМТ и из НМТ в ВМТ.

Необходимо найти значения углов поворота коленчатого вала соответствующих перемещению поршня из ВМТ в НМТ (Φ) и из НМТ в ВМТ (ψ) в дезаксиальных двигателях с разной величиной относительного смещения.

Для дезаксиального двигателя из рисунка 1 видно:

$$\Phi = \gamma + 180 - \alpha,$$

$$\psi = \gamma - 180 + \alpha,$$

используя тригонометрические функции можно найти

$$\alpha = \arccos(a/(L-R)),$$

$$\gamma = \arccos(a/(L+R)),$$

где $a = k \cdot R$ – величина смещения оси цилиндра относительно оси коленчатого вала,

k – величиной относительного смещения,

L – длина шатуна,

R – радиус кривошипа.

Для дезаксиального двигателя с величиной относительного смещения равной 0,5, найдено:

$$\alpha = \arccos(17,75/(121-35,5)) = 78,02^\circ,$$

$$\gamma = \arccos(17,75/(121+35,5)) = 83,50^\circ,$$

$$\Phi = 83,50 + 180 - 78,02 = 185,48^\circ,$$

$$\psi = 83,50 - 180 + 78,02 = 174,52^\circ,$$

Так же имеется в два раза сжатый график газовой

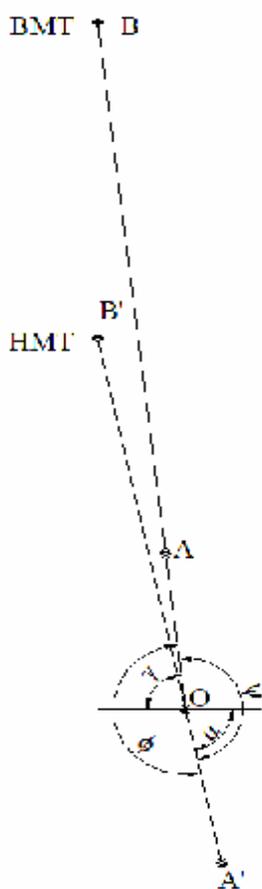


Рис. 1. Схема положений поршня

силы для аксиального двигателя, с шагом 5° “задатчика газовых сил”. Необходимость в сжатии графика возникает из-за особенности программы ADAMS. Поэтому найден шаг для дезаксиального двигателя с учетом вышесказанного.

Проведен расчет для дезаксиального двигателя величиной относительного смещения равной 0,5. Шаг для угла поворота “задатчика газовых сил” соответствующему перемещению поршня из ВМТ в НМТ обозначен $\Delta_{\text{ВМТ} \rightarrow \text{НМТ}}$, а из НМТ в ВМТ обозначен $\Delta_{\text{НМТ} \rightarrow \text{ВМТ}}$.

$$\Delta_{\text{ВМТ} \rightarrow \text{НМТ}} = \Phi / (18 \cdot 2) = 185,48 / 36 = 5,15^\circ, \Delta_{\text{НМТ} \rightarrow \text{ВМТ}} = \psi / (18 \cdot 2) = 174,52 / 36 = 4,85^\circ,$$

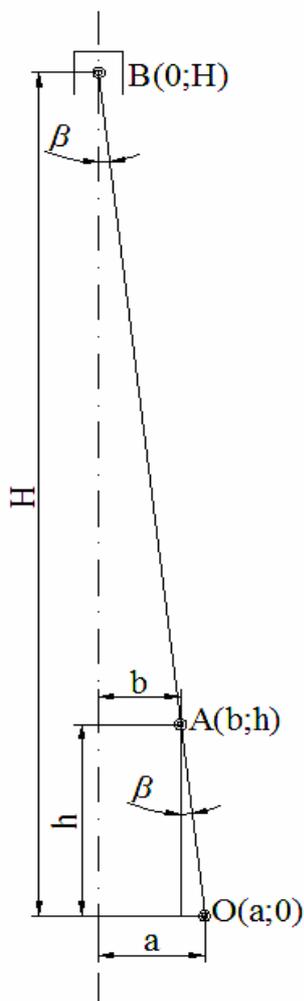


Рис. 2. Схема положения поршня

Учитывая шаг “задатчика газовых сил” для дезаксиальных двигателей были перестроены сплайны газовых сил для разных величин относительного смещения.

В дальнейшем будут построены графики боковых сил и моментов для дезаксиальных двигателей с разными величинами относительного смещения на двух полях. Для того чтобы не было смещения графиков, необходимо что бы для каждого дезаксиального положения поршень находился в ВМТ, как показано на рисунке 2.

Необходимо найти координаты точек $A(b;h)$ и $V(0;H)$, координата точки $O(a;0)$ задается величинами относительного смещения k , $a = k \cdot R$. Проведен расчет для дезаксиального двигателя величиной относительного смещения равной 0,5.

$$\beta = \arcsin(a / (L + R)) = \arcsin(17,75 / (121 + 35,5)) = 6,512^\circ,$$

$$b = L \cdot \sin \beta = 121 \cdot \sin(6,512) = 13,724 \text{ мм},$$

$$h = R \cdot \sin \beta = 35,5 \cdot \sin(6,512) = 35,271 \text{ мм},$$

$$H = (R + L) \cdot \sin \beta = (35,5 + 121) \cdot \sin(6,512) = 155,490 \text{ мм}.$$

Координаты точек соответственно будут равны: $O(17,75;0)$,

$$A(13,724; 35,271),$$

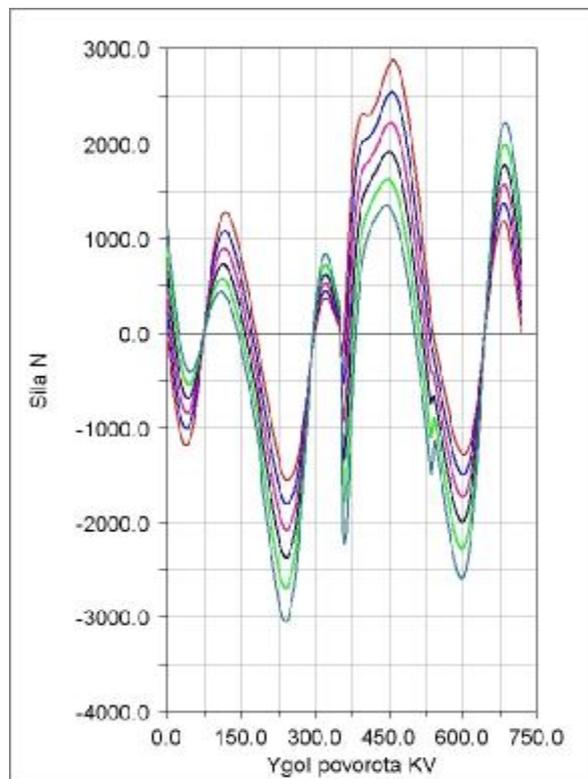
$$V(0; 155,490).$$

Учитывая координаты точек дезаксиальных двигателей с другими величинами относительного смещения и сплайны газовых сил, были проведены расчеты. В результате были построены графики боковых сил

рисунок 3 и крутящих моментов рисунок 4.

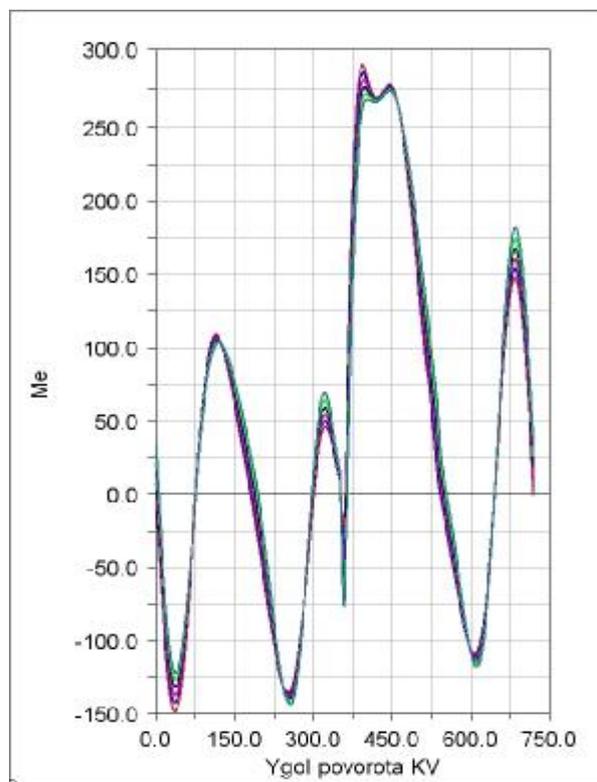
Таблица 1. Значения боковых сил и крутящих моментов

k	$N_{\text{ср}}, \text{ Н}$	$N_{\text{макс}}, \text{ Н}$	$M_{\text{ср}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$	$M_{\text{макс}}, \text{ Н}\cdot\text{м}$
0	1309,9	2888,4	132,228	290,485
0,1	1233,7	2549,2	132,135	285,486
0,2	1202,6	2227,6	131,946	280,794
0,3	1224,7	2379,9	131,935	276,349
0,4	1299,8	2700,1	132,113	274,641
0,5	1423,6	3050,4	132,497	273,833



- k = 0
- k = 0,1
- k = 0,2
- k = 0,3
- k = 0,4
- k = 0,5

Рис. 3. График зависимости боковой силы от угла поворота КВ



- k = 0
- k = 0,1
- k = 0,2
- k = 0,3
- k = 0,4
- k = 0,5

Рис. 4. График зависимости крутящего момента от угла поворота КВ

С построенных графиков были взяты максимальные и средние значения боковых сил и крутящих моментов приведенные в таблице 1.

Значения соответствующие аксиальному двигателю взяты за 100%. Необходимо рассчитать пропорциональные значения для всех дезаксиальных двигателей.

Приведен расчет для величины относительного смещения равной 0,5.

$$N_{\text{ср}} \% = N_{\text{ср}}^{0,5} / N_{\text{ср}}^0 \cdot 100\% = 1423,6 / 1309,9 \cdot 100\% = 108,68\%,$$

$$N_{\text{макс}} \% = N_{\text{макс}}^{0,5} / N_{\text{макс}}^0 \cdot 100\% = 3050,4 / 2888,4 \cdot 100\% = 105,61\%,$$

$$M_{\text{ср}}^{\%} = M_{\text{ср}}^{0,5} / M_{\text{ср}}^0 \cdot 100\% = 132,497/132,228 \cdot 100\% = 100,203\%,$$

$$M_{\text{макс}}^{\%} = M_{\text{макс}}^{0,5} / M_{\text{макс}}^0 \cdot 100\% = 273,833/290,485 \cdot 100\% = 94,267\%,$$

Результаты расчетов для дезаксиальных двигателей с другими величинами относительного смещения приведены в таблице 6.

Таблица 2. Процентное соотношение боковых сил и крутящих моментов

к	$N_{\text{ср}}^{\%}$, Н	$N_{\text{макс}}^{\%}$, Н	$M_{\text{ср}}^{\%}$, Н·м	$M_{\text{макс}}^{\%}$, Н·м
0	100	100	100	100
0,1	94,18	88,26	99,93	98,28
0,2	91,81	77,12	99,79	96,66
0,3	93,50	82,39	99,78	95,13
0,4	99,23	93,48	99,91	94,54
0,5	108,68	105,61	100,20	94,27

По данным приведенным в таблице 2 построены графики боковых сил и крутящих моментов в процентном соотношении в зависимости от величины относительного смещения, представленные на рисунке 5 и рисунке 6 соответственно.

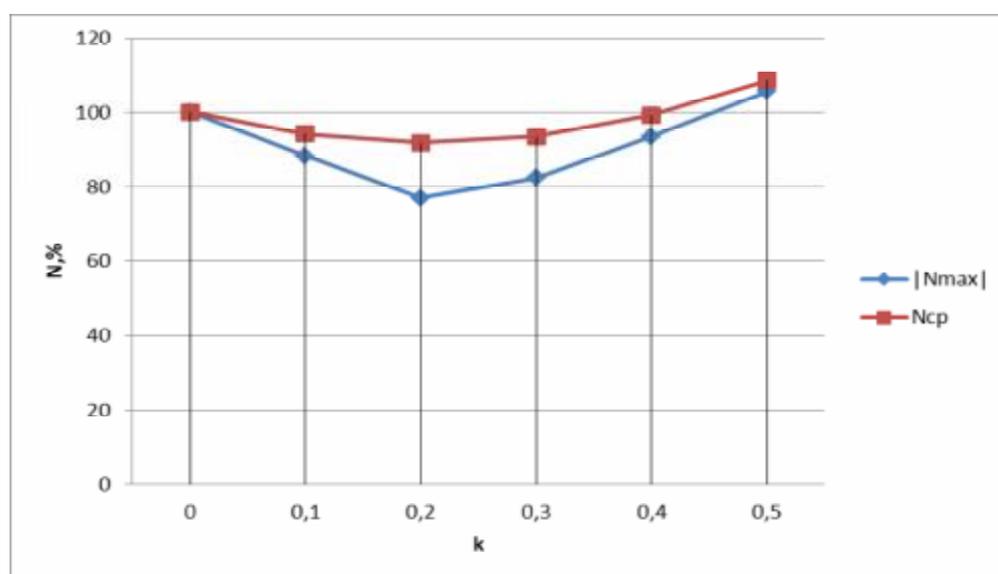


Рис. 5. График боковой сил в зависимости от величины относительного смещения

На рисунке 5 видно, что значение боковой силы, как среднее так и максимальное, уменьшаются с ростом величины относительного смещения до значения $k=0,2$, а при повышении значения $k > 0,2$ увеличивается. На рисунке 6 можно увидеть, что значение среднее крутящего момента практически не изменяется с изменением величины относительного смещения.

Из выше сказанного можно сделать вывод о том, что из всех рассмотренных вариантов аксиального и дезаксиальных двигателей, наилучшим является дезаксиальный двигатель с величиной относительного смещения равной 0,2.

У которого значение максимальной боковой силы меньше значения максимальной боковой силы аксиального двигателя на 28,88%, а среднее значение боковой силы меньше на 8,29%, что обеспечит меньший износ поршневой группы. А значение среднего крутящего момента близкое к значению среднего крутящего момента аксиального означает сохранение характеристик этого двигателя.

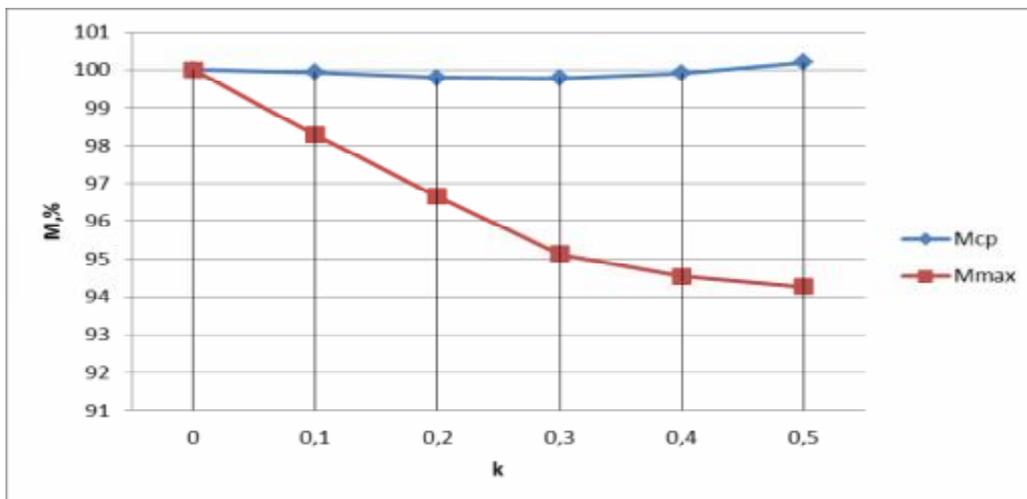


Рис. 6. График крутящего момента в зависимости от величины относительного смещения

Литература:

1. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990, с. 253
2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./ Колчин А.И., Демидов В.П. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
3. Применение нелинейных сил при динамическом анализе 3D-моделей двигателей в ADAMS: Метод. указания / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев. Самар.: Самар. гос. аэрокосм. ун-т; 2007. - 30 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ ОТНОШЕНИЯ РАДИУСА КРИВОШИПА К ДЛИНЕ ШАТУНА НА БОКОВУЮ СИЛУ И КРУТЯЩИЙ МОМЕНТ

Горшкалев А.А., Кривцов А.В., Сайгаков Е.А., Сморкалов Д.В. (Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева)

В настоящее время, наряду с классическим аналитическим анализом ДВС, активно применяются численные методы на базе CAE, CAD, CAM пакетов при совместном их использовании, для проведения кинематического, динамического, а также статического анализа системы.

В двигателях внутреннего сгорания возвратно-поступательное движение поршня преобразуется во вращательное движение коленчатого вала посредством кривошипно-шатунного механизма. Одной из важнейших его характеристик является $\lambda = R / L_{ш}$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна. Установлено, что с уменьшением λ (за счет увеличения длины шатуна) происходит снижение инерционных и нормальных сил, но при этом увеличивается высота двигателя и его масса. В связи с этим в автомобильных и тракторных двигателях принимают $\lambda = 0,23-0,30$. При проектировании двигателя за основу принимается значение $\lambda = 0,275$.

В этой работе исследованы значения боковой силы, действующей на стенки цилиндра, и крутящего момента при разных значениях λ с использованием пакета ADAMS. В программе ADAMS произведено построение и расчет стержневой модели кривошипно-шатунного механизма двигателя.

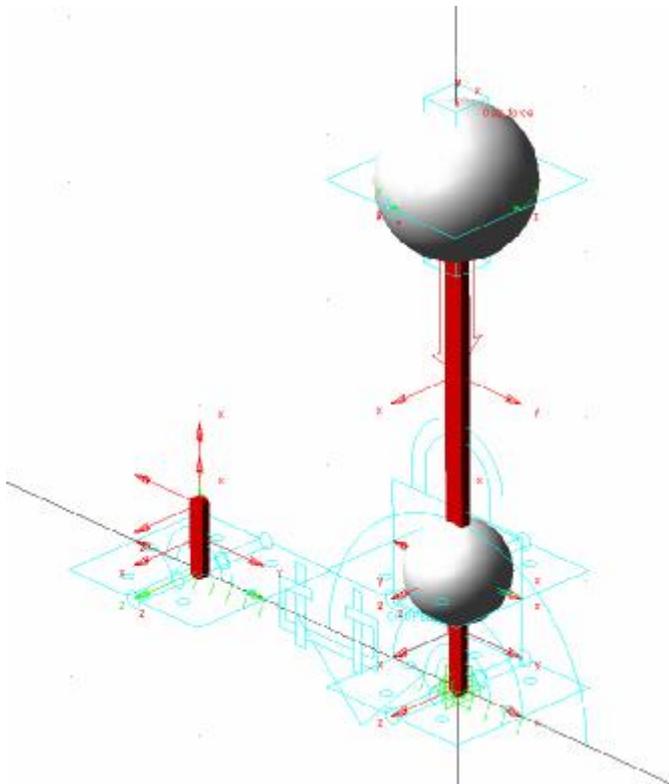


Рис. 1. Стержневая модель кривошипно-шатунного механизма

На рис. 1 изображен приведенный кривошипно-шатунный механизм: поршень, поршневой палец, часть шатуна, совершающая поступательное движение заменены эквивалентной массой 0,66кг, а коренная шейка кривошипа вместе с другой частью шатуна, совершающей вращательное движение заменены массой равной 1,36кг. Кривошип и шатун заменены невесомыми стержнями.

Характеристики модели

Радиус кривошипа $R = 35.5\text{мм}$; Длина шатуна

$$L_1 = 355, L_2 = 177.5, L_3 = 129, L_4 = 118.3, L_5 = 88.75$$

$$\text{Соответственно } I_1 = 0.1, I_2 = 0.2, I_3 = 0.275, I_4 = 0.3, I_5 = 0.4$$

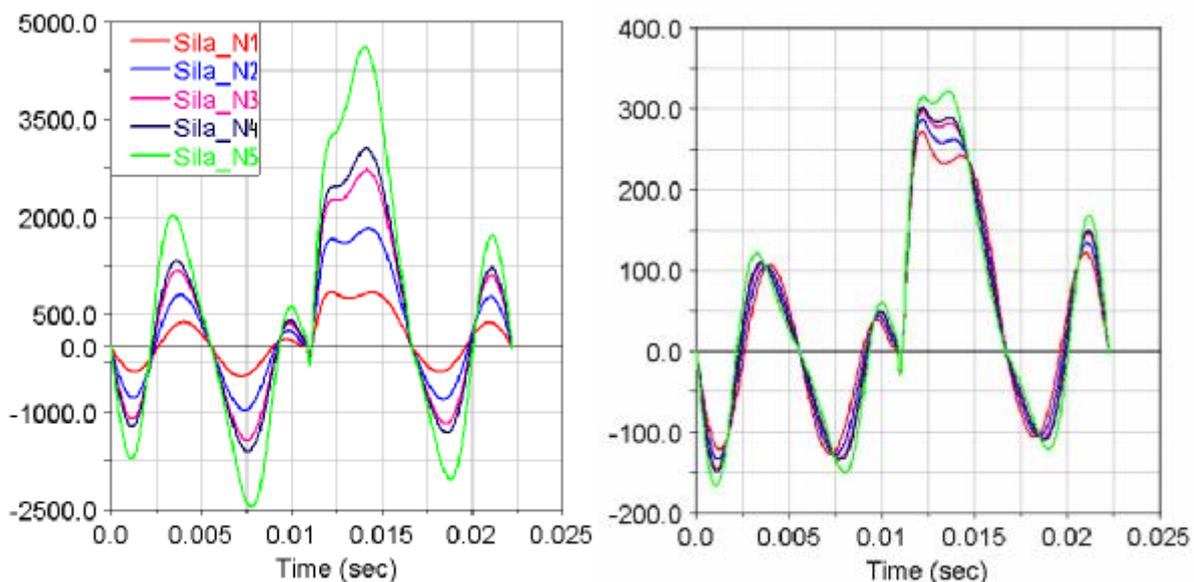


Рис. 2. Величина боковой силы и крутящего момента

В результате расчета получены графики боковой силы и крутящего момента (рисунок 2) для одного цикла.

Осредненные значения боковых сил и крутящих моментов приведены в таблице 1.

С уменьшением длины шатуна происходит резкое увеличение боковой силы, действующей на стенки цилиндра. Проследить динамику изменения силы можно по рисунку 3.

Таблица 1. Результаты расчета

	$L_{ш}$, мм	$N_{ср}$, Н	$N_{макс}$, Н	$M_{ср}$, Н*м	$M_{макс}$, Н*м
$I_1 = 0.1$	355	411,3	837,8	123,6	271,6
$I_2 = 0.2$	177,5	860,5	1821,9	128,9	296,9
$I_3 = 0.275$	129	1237,2	2717,1	133,8	297,8
$I_4 = 0.3$	118,3	1371,6	3049,1	135,6	301,4
$I_5 = 0.4$	88,75	1977,8	4615,8	143,8	321,1

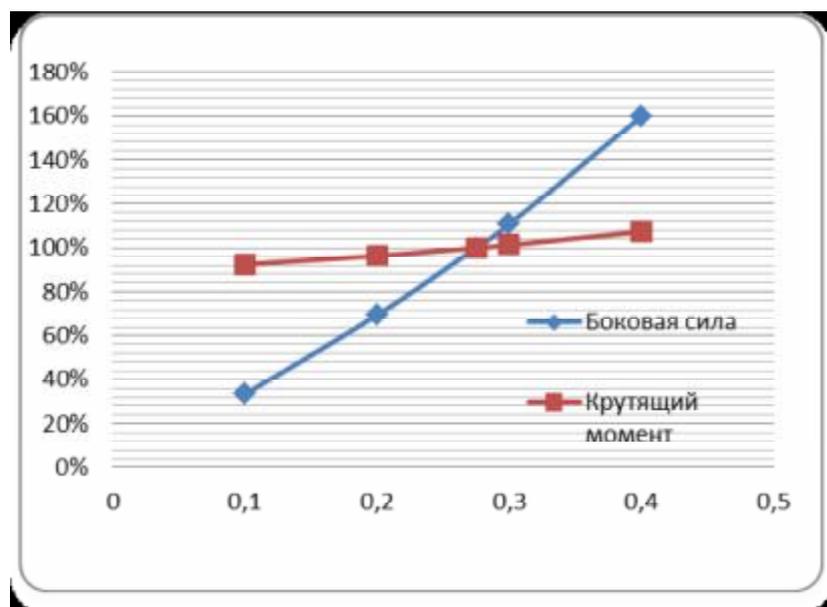


Рис. 3. Динамика изменения боковой сила и крутящего момента.

Анализируя полученные данные, можно сделать вывод, что не существует оптимального значения λ . Если стремиться к уменьшению силы действующей на стенки цилиндра, то это необратимо приведет к увеличению длины шатуна и всего двигателя в целом. И наоборот, проектируя максимально компактный двигатель, нужно быть готовым к существенному возрастанию боковой силы и как следствие

повышения требований, предъявляемых к деталям цилиндропоршневой группы. Выбирать значение λ необходимо исходя из назначения проектируемого двигателя.

Литература:

- Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990, с. 253
- Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./ Колчин А.И., Демидов В.П. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
- Применение нелинейных сил при динамическом анализе 3D-моделей двигателей в ADAMS: Метод. указания / В.С. Мелентьев, А.С. Гвоздев. Самар.: Самар. гос. аэрокосм. ун-т; 2007. - 30 с.

ВЫБОР ДЕТЕРМИНИРОВАННОЙ МОДЕЛИ УСТАЛОСТНОЙ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПРИ РАСЧЕТЕ ДЕТАЛЕЙ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ НА ПЕРЕМЕННЫЕ НАГРУЗКИ

Гоц А.Н (Владимирский государственный университет)

При расчете деталей поршневых двигателей МКЭ возникает вопрос о выборе детерминированных моделей усталостной долговечности. Как правило, при ис-

пользовании наиболее распространенных компьютерных программ расчета МКЭ в качестве гипотезы разрушения при сложном напряженном состоянии используется гипотеза удельной энергии формоизменения (гипотеза Губера-Мизеса-Генки), в которой эквивалентное напряжение определяется через интенсивность напряжений (или октаэдрическое касательное напряжение) по формуле [1]

$$\sigma_e = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_x)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}, \quad (1, a)$$

или

$$\sigma_e = \sigma_i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}, \quad (1)$$

где $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ – компоненты тензора напряжений в окрестности точки конечно-элементной модели, определяемые при максимальной и минимальной нагрузке; σ_1, σ_2 и σ_3 – главные напряжения, определяемые при тех же видах нагружения.

Известно, что результаты с использованием этой гипотеза достаточно хорошо согласуются с экспериментальными данными не только в области упругих деформаций, но и в пластической области в случае статического нагружения. Вместе с тем, использование напряжения σ_i по формуле (1) в качестве исходного при переменном действии нагрузок (сначала максимальной, а затем минимальной) приводит к противоречивым результатам. Это было отмечено нами только для плоского напряженного состояния [2]. Действительно, расчет МКЭ позволяет в окрестности каждой точке найти напряжения, определяемые тензором

$$T = \begin{vmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{vmatrix}. \quad (2)$$

При действии максимальных и минимальных нагрузок компоненты тензора напряжений (1) в окрестностях каждой точки конечно-элементной модели будут иметь разные значения, а, значит, будут разными главные напряжения для каждого вида нагружения, а также разными будут положения площадок, в которых они действуют. Поэтому, если при статическом нагружении определяется эквивалентное напряжение для какой-то площадки, положение которой нас даже не интересует, то при использовании (1) в случае переменных нагрузок напряжения $\sigma_{e_{max}}$ и $\sigma_{e_{min}}$ будут определены для площадок никак не связанных между собой (в некоторых случаях они могут быть взаимно перпендикулярными). Это значит, что запасы прочности при переменных напряжениях или запасы долговечности будут вычисляться, мягко говоря, не вполне корректно, поскольку амплитудные и средние напряжения определены в разных сечениях.

Если графически интерпретировать прогнозирование разрушения по гипотезе удельной энергии формоизменения (зависимость (1)), то поверхность разрушения представляет круговой цилиндр, ось которого образует равные углы с тремя главными осями. Эти круговые цилиндры при разных видах нагружения могут пересекать друг друга, так как соотношение главных напряжений (и положение взаимно перпендикулярных площадок) $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ будет различное при максимальной и минимальной нагрузке. Это было бы справедливо, если бы циклы переменных напряжений были бы подобными (с одинаковыми коэффициентами асимметрии).

Между тем, в работе [3] предложена модель усталостной долговечности, применимая при расчете любых конструкций в условиях переменного нагружения.

Для расчета эквивалентного амплитудного напряжения σ_{ae} при сложном напряженном состоянии (при объемном тензоре напряжений в случае расчета МКЭ) и действии переменных нагрузок в [3] предложена зависимость

$$\sigma_{ae} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta_{\sigma}}\sigma_{ia} + \psi_{\sigma}\sigma_{1m}, \quad (3)$$

где K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений; ε_{σ} – масштабный фактор; β_{σ} – коэффициент поверхностного слоя; ψ_{σ} – коэффициент постоянных напряжений; $\sigma_{ia} = \frac{1}{\sqrt{2}}\sqrt{(\sigma_{xa} - \sigma_{ya})^2 + \dots + 6\tau_{xya}^2 + \dots}$;

σ_{ia} – интенсивность амплитуд переменных напряжений цикла $\sigma_{xa}, \sigma_{ya}, \dots, \tau_{xya}, \tau_{yza}, \dots$; σ_{1m} – наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение).

Для малопластичных и хрупких материалов (при расчете МКЭ головки цилиндров или блок-картера) следует учесть влияние нормальных переменных напряжений, и тогда эквивалентное напряжение

$$\sigma_{ae} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}\beta_{\sigma}}\left[\frac{1}{\sqrt{3}-1}\left(\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}-1\right)\sigma_{ia} + \frac{1}{\sqrt{3}-1}\left(\sqrt{3}-\frac{\sigma_{-1}}{\tau_{-1}}\right)\sigma_{1a}\right] + \psi_{\sigma}\sigma_{1m}, \quad (4)$$

где σ_{1a} – наибольшая амплитуда только нормальных напряжений; σ_{-1}, τ_{-1} – пределы выносливости при изгибе (растяжении-сжатии) и кручении.

Заметим, что в зависимости (3) и (4) используется наибольшее постоянное напряжение цикла (первое главное напряжение), как раз учитывающее то обстоятельство, что определяемые главные напряжения при переменном нагружении будут в разных площадках.

Часто при расчетах рекомендуют определять K_{σ} через теоретический коэффициент концентрации напряжений, что в принципе необязательно. При расчете МКЭ путем сгущения расчетной сетки в местах концентрации напряжений можно получить действительные напряжения. Поэтому для расчета можно рекомендовать $K_{\sigma} \geq 1,2$ [4].

Проведем сравнение расчетных данных с использованием (1) и (3) на примере расчета составного блок-картера одноцилиндрового дизеля. На рис. 1 показана расчетная конечно-элементная модель блок-картера, которая состояла из 247028 элементов и 457782 узлов [4].

Для расчета использовался программный комплекс Ansys 11.0 (расчеты проводились Б.Ю. Голевым и Е.С. Беловым). Наибольшие напряжения возникали в сечениях вокруг бобышки (на рис. 1 показано стрелками), где располагается коренная опора. Максимальная нагрузка возникала при действии газовой силы и сил инерции деталей, совершающих возвратно-поступательное движение, а минимальная – только от сил инерции. Значение нагрузок приведено в [4]. Для сравнения приведем значения компонентов тензоров напряжений при действии максимальной на-

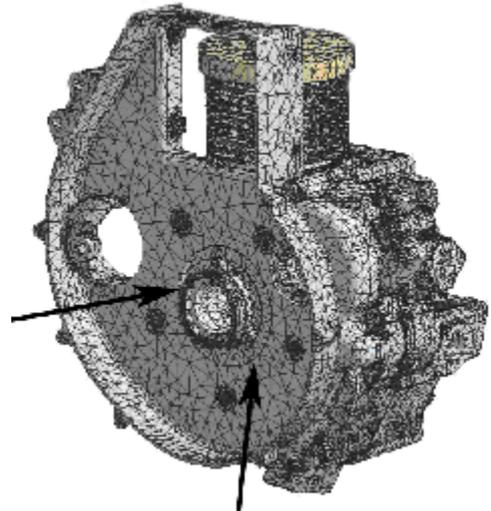


Рис. 1. Расчетная КЭ модель сборки блок-картера: узлов – 457782, элементов – 247028

грузки (газовой и сил инерции, табл.1) и минимальной (только сил инерции, табл.2)

Таблица 1. Компоненты тензоров напряжений при действии газовых и инерционных сил

№	Нормальные напряжения			Касательные напряжения			σ_e , МПа
	σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	τ_{xy} , МПа	τ_{yz} , МПа	τ_{xz} , МПа	
1	16,1	89,2	16,6	33,6	0,34	-4,7	93,6
2	18,8	89,6	16,3	37,0	8,0	9,4	98,8
3	19,6	64,4	11,4	-30,3	6,1	-5,6	73,5
4	39,8	103,6	43,1	27,8	-54,0	7,4	122,9
5	-21,6	66,1	26,8	6,7	-53,7	-25,7	128,7
6	-22,3	-112,2	-16,8	17,3	33	5,1	113,4
7	-11,1	-97,4	-12,9	-27,2	-7,4	-1,2	98,4
8	5,2	91,4	15,3	19,3	11	6	90,8
9	9,9	78,7	16,9	12,9	-24,9	1,1	81,6

В последних столбцах табл.1 и табл. 2 приведены значения эквивалентных напряжений, вычисленных по формуле (1), а на рис.2 показаны точки конечно-элементной модели, где эквивалентные напряжения в соответствии с гипотезой потенциальной энергии формоизменения достигают максимального значения.

Данные табл.2 показывают, что при действии только сил инерции численные значения компонентов тензоров напряжений в узловых точках, а также эквивалентные напряжения уменьшаются.

Все программные комплексы для расчета деталей ДВС методом МКЭ приводят в результате расчета значения интенсивности напряжений σ_i , которые и представляют собой значение σ_e , вычисленное по формуле (1). На рис. 2 приведена конечно-элементная модель блок-картера, а стрелками показаны эквивалентные напряжения при действии газовых и инерционных сил. В этих точках в эксплуатационных условиях появлялись трещины. Поскольку эти напряжения являются эквивалентными, то часто их используют для расчета запасов прочности или долговечности при действии переменных напряжений (при максимальной нагрузке – как максимальные, а минимальной – минимальные).

Таблица 2. Компоненты тензоров напряжений при действии сил инерции

№	Нормальные напряжения			Касательные напряжения			σ_e , МПа
	σ_x , МПа	σ_y , МПа	σ_z , МПа	τ_{xy} , МПа	τ_{yz} , МПа	τ_{xz} , МПа	
1	0,93	43,6	0,93	1,8	-0,23	-0,36	42,8
2	1,2	5,8	0,9	2,4	0,5	0,5	6,4
3	4,2	16,5	2,4	-6,9	-1,0	-0,1	17,96
4	16,4	35,9	15,0	10,7	-17,9	3,6	41,9
5	0,85	-2,2	26,8	0,5	22,9	0,4	48,3
6	1,1	3,9	0,45	-1,03	-0,89	-0,17	3,97
7	0,36	0,28	-0,2	0,85	-0,2	-0,6	1,91
8	0,4	5,6	1,2	1,3	0,8	0,5	5,59
9	1	9,5	2,9	-1	-4,9	-0,1	11,6

Для использования модели (3) проведем расчет амплитудных нормальных и касательных напряжений в соответствии с данными табл.1 и 2. После этого определим амплитудные значения нормальных, касательных, а также интенсивность амплитуд напряжений переменных циклов в соответствии с зависимостью (3). Запасы прочности определим по известной зависимости

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \epsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m} \quad (5)$$

Расчеты проводились при следующих исходных данных: $K_{\sigma} = 1,4$; $\epsilon_{\sigma} = 0,9$; $\beta = 0,9$; $\psi_{\sigma} = 0,2$ [5]; $\sigma_{-1} = 120$ МПа. Результаты расчетов приведены в табл. 3.

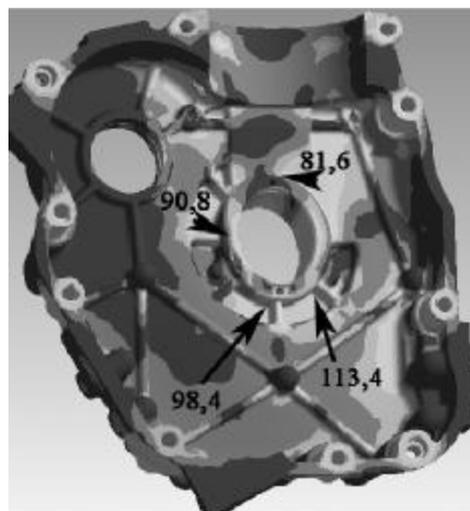


Рис.2.Значения эквивалентных напряжений

Таблица 3. Амплитудные значения нормальных, касательных и амплитуды эквивалентных напряжений, а также запасы прочности с учетом (1) и (3)

№	Амплитуды нормальных напряжений			Амплитуды касательных напряжений			σ_{ae} , МПа	σ_{1m} , МПа	n_{σ} (3)	n_{σ} (1)
	σ_{xa} , МПа	σ_{ya} , МПа	σ_{za} , МПа	τ_{xya} , МПа	τ_{yza} , МПа	τ_{xza} , МПа				
1	7,6	22,8	7,8	15,9	0,3	-2,6	31,7	104	1,59	2,08
2	8,8	41,9	7,7	17,3	3,7	4,8	46,3	106,8	1,18	1,33
3	7,7	24,0	4,5	-11,7	3,6	-4,6	29,0	81,4	1,81	2,1
4	11,7	33,9	14,1	8,6	-18,1	3,5	41,0	139,8	1,22	1,38
5	-11,2	34,2	0,0	3,1	-38,3	-12,8	81,2	107,8	0,74	1,38
6	-11,7	-58,1	-8,6	9,2	16,9	2,9	58,6	-1,2	1,19	1,13
7	-5,7	-48,8	-6,4	-14,0	-3,6	-0,9	49,6	-3,3	1,41	1,28
8	2,4	42,9	7,1	9,0	5,1	3,1	42,7	97,3	1,29	1,44
9	4,5	34,6	7,0	7,0	-10,0	0,6	35,8	89,4	1,50	1,72

Таким образом, расчеты по формуле (5) проводились с учетом того, что сначала определялись эквивалентные амплитудные напряжения по формуле (3), а второй расчет, когда амплитудные и средние напряжения определялись с учетом зависимости (1).

Анализируя полученные результаты, замечаем, что расчет с учетом эквивалентных амплитудных напряжений по зависимости (3) дает значения запасов прочности значительно ниже, чем расчет по эквивалентным напряжениям (формула (1)). Для расчета необходимо внести в известные расчетные комплексы дополнительно расчет амплитудных межцикловых напряжений и амплитудного эквивалентного напряжения.

Литература:

1. Колинз ДЖ. Повреждение материалов в конструкциях. Анализ, предсказание, предотвращение; Пер. с англ.– М.: Мир, 1984.

2. Гоц А.Н. Детерминированные модели усталостной долговечности деталей ДВС// Тракторы и сельскохозяйственные машины. – 1997. – №12. – С. 19-21.
3. Биргер И.А. Детерминированные и статистические модели долговечности / Проблемы прочности летательных аппаратов: сб. статей; под ред. И.Ф. Образцова, А.С. Вольмира. – М.: Машиностроение. – 1985. – 280 с.
4. Белов Е.С., Голев Б.Ю., Гоц А.Н., Плешанов А.А. Расчет составного блок-картера одноцилиндрового дизеля// Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей: Материалы XII Междун. научно-практ. конференции/Под ред. А.Н. Гоца.– ВлГУ.– Владимир.– 2010. – С. 114 – 118.
5. Гоц А.Н. Расчеты на прочность деталей ДВС при напряжениях, переменных во времени: учеб. пособие. Владимир: Ред.-издат. комплекс ВлГУ, 2005. – 118 с.

ОБОБЩЕННЫЙ РАСЧЕТ УРАВНОВЕШЕННОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ

Григорьев Е.А. (Волгоградский государственный технический университет)

Формулы для определения неуравновешенных сил и моментов многоцилиндрового двигателя получаем, исходя из расчетной схемы осевого кривошипно-шатунного механизма и следующих обозначений. Наклон цилиндров задается относительно вертикальной продольной плоскости углами ε_i , где i - порядковый номер цилиндра. При отсчете по часовой стрелке принят положительный знак. Положение цилиндров в продольном направлении, отсчитываемое от середины первого кривошипа, y_{li} .

Расстояние между серединами первого кривошипа и кривошипного механизма задается координатой l , а между соседними кривошипами – a . Угол между кривошипами i -го и первого цилиндров определяется величиной φ_{li} . Таким образом, можно задать любые схемы КШМ двигателя и аналитически определить для них неуравновешенные силы и моменты.

Выражения гармоник вертикальной и горизонтальной составляющих моментов сил инерции поступательно движущихся масс, полученные раньше [1] имеют вид

$$M_{jkв} = m_{п} r \omega^2 a \lambda^{k-1} (A_{jkв} \cos k\varphi + B_{jkв} \sin k\varphi); \quad (1)$$

$$M_{jkг} = m_{п} r \omega^2 a \lambda^{k-1} (A_{jkг} \cos k\varphi + B_{jkг} \sin k\varphi), \quad (2)$$

где $m_{п}$ - масса поступательно движущихся частей, r – радиус кривошипа, ω – угловая скорость вращения коленчатого вала, l – отношение радиуса кривошипа r к длине шатуна l , k – порядок гармоник, J, B, Γ – поступательное движение, вертикальная и горизонтальная соответственно. Косинусные и синусные коэффициенты:

$$A_{jkв} = a^{-1} \sum (l - y_{li}) \cos k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \cos \varepsilon_i;$$

$$B_{jkв} = -a^{-1} \sum (l - y_{li}) \sin k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \cos \varepsilon_i;$$

$$A_{jkг} = a^{-1} \sum (l - y_{li}) \cos k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \sin \varepsilon_i;$$

$$B_{jkг} = -a^{-1} \sum (l - y_{li}) \sin k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \sin \varepsilon_i.$$

Равнодействующие вертикальной и горизонтальной составляющих векторов момента

$$M_{jk} = \sqrt{M_{jkв}^2 + M_{jkг}^2}. \quad (3)$$

Аналогичная картина получается при определении моментов центробежных сил инерции вращающихся масс (выражаются с индексом c). Что касается определения неуравновешенных сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс, то для них получаются выражения такого же вида [1].

При обобщенном подходе составляющие сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс выразим следующим образом:

$$Q = m r \omega^2 l^{k-1} (A \cos k\varphi + B \sin k\varphi), \quad (4)$$

где символы Q , m , A и B обозначают соответственно момент M или силу P , массу, косинусный и синусный коэффициенты. Используя индексы c, j получим значения центробежных сил инерции или поступательно движущихся масс.

Обобщенное выражение синусных и косинусных коэффициентов. примем в следующем виде.

$$F = a^{-1} \sum (-1)^{v_1} (l - y_{li})^{v_2} \cos(k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - v_3 \varepsilon_i) - 90v_4) \cos^{v_5}(\varepsilon_i - 90v_6), \quad (5)$$

где коэффициенты v_1, v_2, \dots, v_6 принимают значения 0 или 1. В таблице приведены их значения для косинусных и синусных коэффициентов различных составляющих сил и моментов, а также порядок гармоник k .

Прописными буквами обозначаются косинусные и синусные коэффициенты моментов, а строчными – сил.

F	k	v ₁	v ₂	v ₃	v ₄	v ₅	v ₆
A_{cB}/α_{cB}	1	0	1/0	0	0	0	0
B_{cB}/β_{cB}	1	1	1/0	0	1	0	0
A_{cT}/α_{cT}	1	0	1/0	0	1	0	0
B_{cT}/β_{cT}	1	0	1/0	0	0	0	0
A_{jKB}/α_{jKB}	1/2	0	1/0	1	0	1	0
B_{jKB}/β_{jKB}	1/2	1	1/0	1	1	1	0
A_{jKT}/α_{jKT}	1/2	0	1/0	1	0	1	1
B_{jKT}/β_{jKT}	1/2	1	1/0	1	1	1	1

Подставив в формулу (5) значения n для соответствующих косинусных и синусных коэффициентов, взятые из таблицы, получим их выражения. Задав затем параметры КШМ ($k, l, y_{lu}, \varphi_{lu}, \varepsilon_i$), будем иметь численные значения косинусных и синусных коэффициентов.

В качестве примера рассмотрим преобразование обобщенного выражения (5) в формулу косинусного коэффициента вертикальной составляющей момента сил инерции поступательно движущихся масс A_{jKB} . Для этого из таблицы возьмем соответствующие коэффициенты: $n_1 = n_4 = n_6 = 0$ и $n_2 = n_3 = n_5 = 1$. В результате:

$$A_{jKB} = a^{-1} \sum (l - y_{li}) \cos k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \cos \varepsilon_i, \quad (6)$$

т. е. такая же формула, что и лежала в основе создания данного обобщенного метода. Задавшись соответствующими значениями v_{uu} , взятыми из таблицы для синусного коэффициента вертикальной составляющей момента сил инерции поступательно движущихся масс $n_6 = 0$, а $n_1 = n_2 = n_3 = n_4 = n_5 = 1$ получим выражение

$$B_{jKB} = -a^{-1} \sum (l - y_{li}) \sin k(\varphi_{li} + \varepsilon_1 - \varepsilon_i) \cos \varepsilon_i;$$

т. е. такое же, как исходное. Взяв значения p_i для других косинусных и синусных коэффициентов моментов и сил, получим их выражения.

Подставив значения косинусных и синусных коэффициентов в выражение (4) и заменив обобщенные силу и массу конкретными величинами M или P с соответствующими индексами, будем иметь интересные формулы неуравновешенных моментов или сил.

При расчете уравновешенности приходится для определения косинусных и синусных коэффициентов вводить в программу 24 достаточно сложных формулы, что значительно затрудняет работу. Использование обобщенного подхода позволяет избежать это. Он также является основой для определения параметров уравновешивающего механизма и разработки его схемы.

Полученные выражения моментов и сил инерции вращающихся и поступательно движущихся масс двигателя могут использоваться при исследовании его колебаний.

Расчеты на основе представленной выше обобщенной математической модели на компьютере могут выполняться в автоматическом режиме с высокой скоростью.

Литература:

1. Григорьев Е. А. Периодические и случайные силы, действующие в поршневом двигателе. М: Машиностроение. 272с.
2. Двигатели внутреннего сгорания. Конструирование и расчет на прочность поршневых и комбинированных двигателей. / Д. Н. Вырубов, С. И. Ефимов, Н. А. Иващенко и др./ Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение, 1984. 383с.

ВЛИЯНИЕ КОНСТРУКТИВНОЙ СХЕМЫ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА НА СТЕПЕНЬ НЕРАВНОМЕРНОСТИ КРУТЯЩЕГО МОМЕНТА ДВИГАТЕЛЯ СПОРТИВНОГО МОТОЦИКЛА

С.Н. Девянин (Московский государственный агроинженерный университет имени В.П. Горячкина); **Савастенко Э.А., Камышников Р.О.** (Российский университет дружбы народов)

В статье проводится анализ влияния неравномерности крутящего момента двигателя на снижение тяговых качеств машины и необходимости снижения неравномерности. Показана возможность снижения неравномерности крутящего момента двигателя оптимизацией углового расположения шатунных шеек коленчатого вала.

Тенденция развития двигателей для спортивных автомобилей и мотоциклов направлена на повышение удельной мощности и снижение частоты вращения при максимальном моменте, что приводит к росту амплитуды колебаний крутящего момента двигателя. Кроме того, уменьшение инерционности подвижных деталей и жесткости трансмиссии приводит к снижению эффекта сглаживания колебаний крутящего момента двигателя. Склонность перехода ведущего колеса в режим полного буксования выше у транспортных средств с увеличением отношения мощности двигателя к массе машины. Наиболее ощутимо это явление у современных спортивных мотоциклов, имеющих мощные двигатели и малую инерционность движущихся масс.

Традиционные методы снижения неравномерности крутящего момента двигателя – это увеличение числа цилиндров и обеспечение равномерного чередования вспышек в цилиндрах. Несмотря на то, что увеличение количества цилиндров приводит к существенному увеличению стоимости двигателя, в некоторых случаях приходится идти на это.

Современные ДВС для мотоциклов спортивного класса имеют достаточно высокие крутящие моменты и число цилиндров обычно не ниже четырех при их рядном расположении. Классическая рядная 4-тактная четверка имеет равномерное чередование вспышек через 180° поворота коленчатого вала, отличающегося относительно простотой конструкцией с плоской и зеркально-симметричной схемой расположения колен и удовлетворительной уравнированностью инерционных сил. Однако не всегда равномерное чередование вспышек приводит к малой неравномерности крутящего момента.

Всем кто изучал поршневые ДВС известно, что даже на установившемся режиме работы двигателя, когда нагрузка и средняя частота вращения коленчатого вала не меняются, вращение коленчатого вала неравномерное и за один оборот вала мгновенное значение частоты вращения может изменяться до 10% и более от среднего значения. Такие колебания частоты вращения отрицательно сказываются на равномерности движения машины, повышении динамических нагрузок в трансмиссии, снижении комфорта и др.

Основной причиной таких колебаний является характер изменения крутящего момента двигателя в течение рабочего цикла. При постоянной средней нагрузке на коленчатом валу M_c и равенстве среднего значения крутящего момента двигателя $M_{кр}$ моменту сопротивления ($M_o = M_c$) динамический баланс действующих моментов может быть записан в виде [1]:

$$M_d - M_c = J \cdot \frac{d\omega_d}{dt} ,$$

где: M_o – мгновенное значение крутящего момента на коленчатом валу ДВС;

J – приведённый к оси коленчатого вала момент инерции движущихся масс установки;

ω_o – угловая скорость вращения коленчатого вала;

t – время.

Различие в моменте двигателя M_o и моменте сопротивления M_c приводит к изменению частоты вращения, которое может быть найдено из уравнения:

$$d\omega_d = \frac{1}{J} (M_d - M_c) \cdot dt \quad \text{или} \quad d\omega_d = \frac{1}{J} \cdot \Delta M \cdot dt .$$

Колебания частоты вращения принято оценивать коэффициентом неравномерности хода σ [1]:

$$\sigma = \frac{n_{\max} - n_{\min}}{n_{\text{ср}}} \quad \text{или} \quad \sigma = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{ср}}} ;$$

значения, которого не должны превышать на номинальном режиме для автомобильных ДВС – 0,03 и для тракторных и комбайновых дизелей – 0,01.

Неравномерность крутящего момента оценивают коэффициентом неравномерности μ :

$$\mu = \frac{M_{e_{max}} - M_{e_{min}}}{M_{e_{cp}}},$$

где $M_{e_{max}}$ и $M_{e_{min}}$ – соответственно максимальный и минимальный крутящий момент, а $M_{e_{cp}}$ – его среднее значение.

Коэффициент неравномерности крутящего момента зависит от режима работы двигателя, от равномерности чередования вспышек в цилиндрах и от количества цилиндров. Так при увеличении количества цилиндров двигателя от 1 до 12 величина μ уменьшается от $\mu \approx 12-20$ до $\mu \approx 0,3$.

Обеспечение требуемой неравномерности хода достигается, как правило, выбором момента инерции маховика, доля которого в инерционности подвижных масс превышает 80%. Однако увеличение инерционности подвижных масс ухудшает динамические качества двигателя и машины, а для транспортного средства увеличивает расход топлива и выбросы токсичных компонентов при разгоне.

Переменный крутящий момент создаваемый двигателем передаётся по трансмиссии на ведущие колеса и создаёт переменную силу тяги ведущего колеса.

В процессе передачи крутящего момента по трансмиссии амплитуда колебаний снижается за счет действия динамических моментов инерционных масс, упругости трансмиссии, потерь энергии в механизмах передачи момента, однако эти колебания момента сохраняются в большей или меньшей степени на ведущем колесе. В общем виде процесс передачи момента может быть выражен через энергетический баланс:

$$W_k = W_d - W_j - W_y - W_T,$$

где W_k – механическая энергия от крутящего момента M_k на ведущем колесе;

W_d – механическая энергия снимаемая с вала двигателя;

W_j – часть W_d , затраченной на увеличение скорости подвижных деталей;

W_y – часть W_d , затраченной или полученной от изменения деформации трансмиссии;

W_m – часть W_d , потерянной в узлах трансмиссии за счёт трения и т.п.

Колебание крутящего момента на ведущем колесе увеличивает вероятность перехода в режим буксования, в результате чего теряются тяговые качества машины, увеличивается износ протектора, расход топлива и загрязнение окружающей среды.

В случае незначительных колебаний момента относительно среднего значения M_{kcp} (рис.1,а) максимальное его значение не достигает предельного значения $M_{kпр}$, при котором ведущее колесо теряет сцепление с дорогой. При увеличении колебаний момента максимальное значение может достигнуть предельного значения и сцепление колеса с дорогой нарушится (рис.1,б).

Составляющие механической энергии W_j и W_y способствуют сглаживанию колебаний момента двигателя за счет накопления энергии в фазе превышения момента выше среднего значения и её возвращения, увеличивая крутящий момент в фазе снижения момента двигателя ниже среднего значения.

Чтобы уменьшить колебания крутящего момента японские фирмы Yamaha и Suzuki отошли от классической конструктивной схемы коленчатого вала и равномерного чередования вспышек. При классической плоской, зеркально-симметричной конструкции коленчатого вала с чередованием вспышек в цилиндрах $180^0-180^0-180^0-180^0$, характер изменения крутящего момента, полученный по результатам кинематического и динамического расчета двигателя [2, 3], показан на рис.2 и при этом получается коэффициент неравномерности $\mu=11,9$.

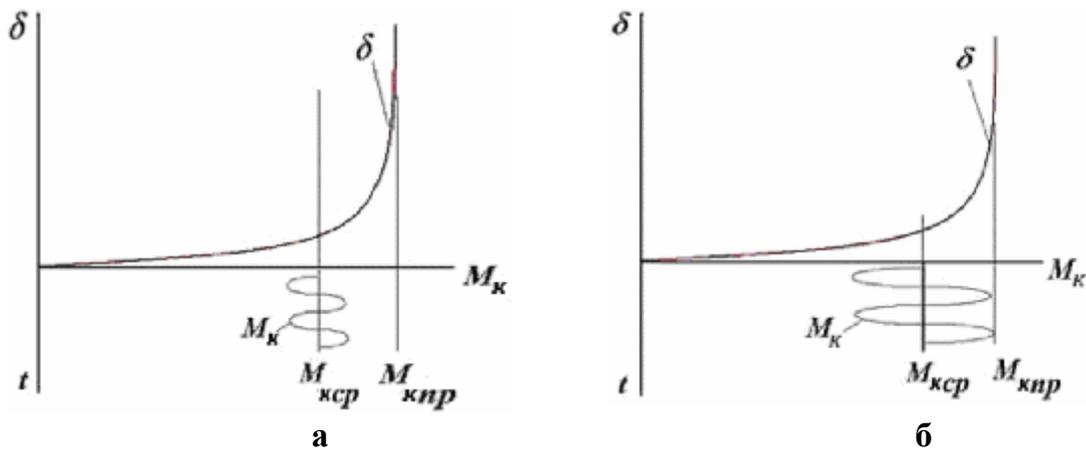


Рис.1. Влияние колебаний крутящего момента на снижение сцепления колеса с дорогой:

- а – колебания крутящего момента, не приводящие к потере сцепления;
- б – колебания крутящего момента, приводящие к потере сцепления.

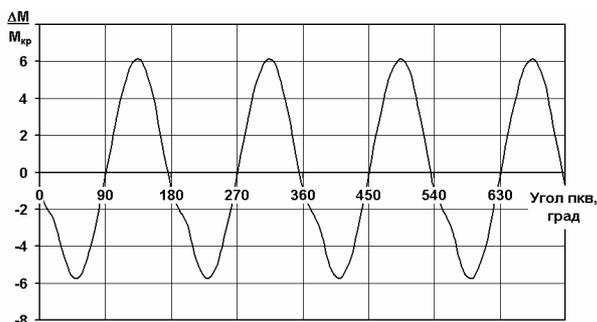


Рис.2. Диаграмма изменения крутящего момента 4-х цилиндрового двигателя мотоцикла при равномерном чередовании вспышек ($180^{\circ}-180^{\circ}-180^{\circ}-180^{\circ}$).

На гоночном «спортбайке» с системой Big Bang [4] установлен рядный 4-х цилиндровый двигатель с неравномерным чередованием вспышек ($70^{\circ}-290^{\circ}-70^{\circ}-290^{\circ}$), и проведённые расчеты показали, что это приводит к изменению крутящего момента, показанному на рис.3а. Коэффициент неравномерности момента при этом получается $\mu=8,4$.

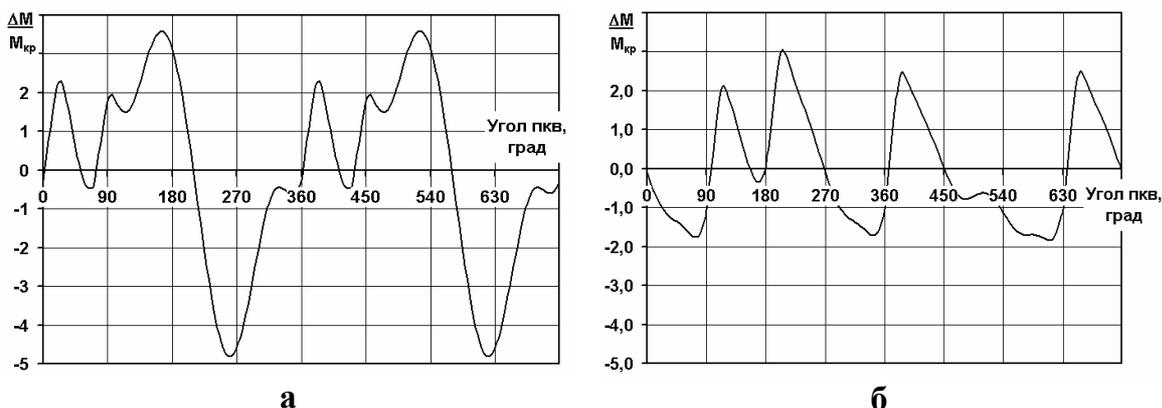


Рис.3. Диаграммы изменения крутящего момента 4-х цилиндрового двигателя мотоцикла при неравномерном чередовании вспышек: а – $70^{\circ}-290^{\circ}-70^{\circ}-290^{\circ}$ (Big Bang); б – $270^{\circ}-180^{\circ}-90^{\circ}-180^{\circ}$ (YZF-R1).

Фирма Yamaha для своего «спортбайка» YZF-R1 выполнила пространственный коленчатый вал, где кривошипы расположены под углом 90° друг к другу и имеют несимметричное расположение относительно середины коленчатого вала. При такой схеме вала двигатель имеет также неравномерное чередование вспышек $270^{\circ}-180^{\circ}-90^{\circ}-180^{\circ}$.

Результаты расчёта двигателя мотоцикла Yamaha YZF-R1 представлены в виде графика крутящего момента на рис.3,б. Такой порядок чередования вспышек позволил получить коэффициент неравномерности $\mu=4,9$.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для ВУЗов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др. – М.: Высш.шк., 2005. – 400 с.

2. Девянин С.Н. Методические рекомендации по использованию программы «Кинематика и динамика ДВС» на ПЭВМ в курсовом и дипломном проектировании. Тракторы и автомобили. Ч.1. Двигатели.– М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2004.– 16 с.

3. Фомин В.М., Савастенко А.А. Методическое руководство для курсового и дипломного проектирования по курсу «Конструкция и расчет ДВС» Тема «Динамический расчет ДВС». – М.: Изд-во РУДН. – 1992. – 16 с.

4. А. Воронцов «Год большого скачка», журнал «Мото». – М.: Изд-во «За рулем», №2, 2009г. – с. 58-60

КРИВОШИПНО-КУЛИСНЫЙ КИНЕМАТИЧЕСКИЙ МЕХАНИЗМ ДВС С ЦИЛИНДРО-ПОРШНЕВОЙ ГРУППОЙ НА ОСНОВЕ ТВЕРДОЙ СМАЗКИ

Каукаров А. К., Некрасов В. Г., Мурзагалиев А. Ж., Куанышев М.К., Мухтаров А. Т. (Актюбинский государственный университет им. К. Жубанова);
Каракеев А. К. (Павлодарский государственный университет им. С.Торайгырова).

Современные поршневые двигатели автотракторного типа выполняются исключительно с кривошипно-шатунным механизмом преобразования энергии тронковой конструкции. Особенностью такого кинематического механизма является наличие боковой силы, действующей на поршень. Ввиду этого потери на трение в цилиндро-поршневой группе (ЦПГ) являются основными механическими потерями в двигателе. Смазка гильзы маслом из картера приводит к угару масла, потере маслом смазывающих свойств и появлению токсичных компонентов в отработавших газах.

Делались попытки устранить недостатки тронковой схемы. Но в силу различных причин предлагавшиеся схемы не нашли применения в двига-телестроении. В то же время требования по повышению экономичности, улучшению экологических характеристик, продлению ресурса и снижению эксплуатационных затрат двигателей диктуют необходимость пересмотра кинематики поршневого двигателя. На основании анализа для подробного исследования был принят кривошипно-кулисный механизм (ККМ). ККМ относится к классическим вариантам механизмов для преобразования возвратно-поступательного движения поршня во вращательное движение вала двигателя [1]. Двигатели с ККМ исследовались в США, Германии, на Украине. Но пока они не применяются в двигателестроении, несмотря на ряд положительных свойств. ККМ разгружает поршень от боковых сил, перенося их на направляющие в картере двигателя. Он позволяет изолировать масляный картер от горячего цилиндра. При выполнении механизма этого типа сокращаются габариты двигателя ввиду отказа от тронка поршня [2, 3]. Перспективна компоновка кривошипно-кулисного модуля двигателя по оппозитной схеме, при креплении к единой кулисе штоков от двух оппозитно расположенных цилиндров. Такое решение использовалось немецкой фирмой «Фич», а также другими исследователями [4]. При этом для придания прямолинейного возвратно-

поступательного движения поршня целесообразно применение не специальных направляющих и ползунов, а использование штоков поршней и втулок в стенках картера. Среди других особенностей необходимо отметить увеличенную массу движущихся частей, включая кулису с кулисным камнем, а также два поршня со штоками.

Для оценки работоспособности принятого варианта было выполнено исследование КKM и его элементов. Опытный механизм разрабатывался на типовые параметры двигателей с ходом поршня 72 мм. Кривошипный подшипник применен с диаметром шейки вала 48 мм, штоки поршней имели диаметр 25 мм. В качестве направляющих штоков использовались меднографитовые втулки с длиной 50 мм. Снаружи корпуса штоки уплотнялись разработанными виброустойчивыми уплотнениями. Учитывая, что цилиндр изолирован от масляного картера, была разработана конструкция поршневого уплотнения на основе твердой смазки для ЦПГ без использования смазочной жидкости.

Комплексное исследование включало следующие этапы:

- исследование и совершенствование подшипников скольжения;
- разработка конструкции и исследование поршневого уплотнения на основе твердой смазки на опытном двигателе;
- теоретическое исследование КKM и оценка его влияния на термодинамику в двигателе;
- исследование кривошипно-кулисного модуля на опытном стенде;
- оценка надёжности и работоспособности уплотнений штоков;
- компоновка перспективных схем двигателей с использованием кинематики на основе КKM.

В результате исследования получены следующие результаты.

Исследования подшипников скольжения показали, что среди ряда факторов, влияющих на фрикционное взаимодействие в подшипнике скольжения, одним из определяющих являются теплофизические свойства материалов. Применение чистой меди для опорных поверхностей подшипника вместо алюминиево-оловянного сплава в подшипниках серийного изготовления приводит к снижению объёмной интенсивности изнашивания для медных вкладышей почти в пять раз, чем для серийных вкладышей [5].

Предварительное фрикционное омеднение шеек стального вала обеспечило дополнительно снижение интенсивности изнашивания до 40 %.

Внедрение графита в режиме жидкостного трения практически не проявляется на показателях работы подшипника в режиме жидкостного трения. Но при переходе на граничный режим трения графит снижает интенсивность изнашивания почти до 40 % от варианта без использования графита [6].

Для ЦПГ, работающей в условиях изоляции её от масляного картера, была разработана конструкция поршневого уплотнения на основе твёрдого антифрикционного материала. Уплотнение представляет собой комплект из двух колец, выполненных из меди или медного сплава, расположенных в одной проточке поршня. Каждое из колец выполнено из двух полуколец со ступенчатым стыком полуколец, разжимаемых пружинами. Сдвиг стыков колец на 90° относительно друг друга обеспечивает герметичность уплотнения. На цилиндрической поверхности колец имеется кольцевая проточка, заполненная твердым антифрикционным материалом на основе графита.

Исследование, проведенное на двигательном стенде с диаметром цилиндров и ходом поршня 72 мм, показало, что усилие на сдвиг поршней с твёрдой смазкой

составляет 60 % от значений для стандартного уплотнения; уплотнение обеспечивает заданную компрессию. По результатам исследования интенсивности изнашивания рабочих поверхностей компрессионных колец разными методами межремонтный ресурс разработанного и исследованного сухого поршневого уплотнения составляет более 3000 моточасов. Во время эксплуатации показатели ЦПГ (компрессия, потери на трение) остаются стабильными [7, 8].

Теоретические исследования ККМ показали, что в нём реализуется синусоидальный закон движения поршня. Это положительно отражается на термодинамике процесса в момент сгорания, так как увеличивает время подвода теплоты при постоянном объёме. Увеличенная масса движущихся частей снижает ударные нагрузки на подшипники кинематического механизма в момент сгорания топлива, а также является причиной увеличения вращательного момента во второй половине рабочего хода поршня [9].

Исследование единичного модуля ККМ на экспериментальном стенде показало, что при применении оппозитной схемы и использовании в качестве направляющих для придания линейного движения поршням втулок поршневых штоков, выполненных из медно-графитового композита, обеспечивает низкий износ и большой ресурс, что является следствием высоких антифрикционных качеств медно-графитового композита в условиях жидкостной смазки, а также малых радиальных нагрузок ввиду большого плеча сил в рассматриваемой кинематической схеме, равной сумме хода поршня и размера кулисы вдоль оси цилиндров с учётом технологических зазоров между движущимися деталями механизма и корпусом [10].

Надёжность уплотнения на отсутствие протечек масла проверялась при подводе масла во втулки линейного скольжения поршневых штоков с внутренней стороны стенок картера по наличию протечек масла на наружной стороне корпуса при помощи индикации протечек бумажными пробниками. Проверка уплотнений показала, что конструкция виброустойчивого уплотнения штоков в виде пакета колец из антифрикционного материала – фторопласта (два и более) с одним радиальным разрезом, вставленных в обойму из эластичного материала, обеспечивает плотность уплотнения при допустимых радиальных перемещениях штока и высоких скоростях его возвратно-поступательного движения.

Таким образом, комплексное исследование ККМ и его составных элементов показало работоспособность и высокую надёжность их.

Кроме отмеченных положительных свойств (возможное сокращение габаритов двигателя, разгрузка поршня от боковых сил, изоляция цилиндра от масляного картера) ККМ позволяет компоновать схемы многопоршневых двигателей, отличающихся рядом положительных свойств. Уравновешенный двигатель требует применения двух оппозитных кривошипно-кулисных модулей, работающих в противофазе и имеющих четыре цилиндра. При этом коленчатый вал выполняется трёхпоршным, с одним промежуточным подшипником и двумя концевыми подшипниками.

Применение двух ККМ, сдвинутых по расположению оси цилиндров на 90° с передачей усилий от оппозитной пары цилиндров на одну кривошипную шейку позволяет компоновать восьмицилиндровые сбалансированные двигатели, а при сдвиге осей на 60° и передаче усилий на одну кривошипную шейку от трёх оппозитных блоков цилиндров позволяет компоновать 12-цилиндровые двигатели. При этом число коренных подшипников остается равным трём.

Использование подпоршневового объёма в качестве воздушного компрес-сора даёт возможность применить двухтактный цикл при предельно простом выполнении индивидуальных продувочных насосов для каждого цилиндра, а также максимальной уравниваемости четырехцилиндровых единичных блоков цилиндров ввиду одновременного действия сил от давления сгорания на разных сторонах оппозитного блока цилиндров. Высокая уравниваемость двухтактного двигательного модуля, состоящего из четырех цилиндров, сблокированных в два двухцилиндровых блока с оппозитно расположенными цилиндрами, а также необходимость всего трёх коренных подшипников, позволяет использовать в качестве концевых подшипники качения; и только центральный подшипник выполнять подшипником скольжения, используя его для подвода масла в кривошипные подшипники, расположенные в ползунах поперечного скольжения кулисы. Это существенно упрощает конструкцию двигателя.

Таким образом, кривошипно-кулисный кинематический механизм открывает дополнительные возможности для совершенствования поршневых двигателей.

Литература:

1. Артоболевский И. И. Механизмы в современной технике. В 7 томах. М.: Машиностроение, 1979. Том 1. - 496 с.

2. Некрасов В. Г. Механизм преобразования движения поршневого двигателя / Вестник машиностроения (Москва). -2005. №8. -С. 83-86.

3. Некрасов В. Г. Виртуальный шатун // Автомобильная промышленность (Москва). -2006. -№ 1. -С. 25-26.

4. Мищенко Н. И. Нетрадиционные малоразмерные двигатели внутреннего сгорания. Т. 1. Теория, разработка и испытание нетрадиционных двигателей внутреннего сгорания. -Донецк: Лебедь, 1998. -228 с.

5. Некрасов В. Г., Куанышев М. К., Надиров Н. К. Исследование и совершенствование подшипников скольжения двигателей внутреннего сгорания // Машины, технологии, материалы (Болгария: София). -2007. -№ 2-3. -С. 43-45.

6. Инновационный патент № 21802 KZ, МКИ F01M 9/12. Подшипник скольжения двигателя внутреннего сгорания / Н. К. Надиров, В. Г. Некрасов и М. К. Куанышев; АГУ им. К. Жубанова. № 2007/0482.1; Заявл. 11.04.2007; Опубл. 15.10.2009 // Бюл. 2009.-№ 10.

7. Исследование сухого уплотнения поршня двигателя внутреннего сгорания / А. К. Каукаров, М. К. Куанышев, В. Г. Некрасов и А. Ж. Мурзагалиев // Вестник Актобинского государственного университета. -Актобе. -2009. -№ 4. -С. 85-93.

8. Поршень двигателя внутреннего сгорания. Положительное решение о выдаче инновационного патента РК от 20.08.2010 по заявке № 1473.1 KZ, МКИ F01M 9/12 от 14.12.2009 / А. К. Каукаров, В. Г. Некрасов, А. Ж. Мурзагалиев, М. К. Куанышев и А. Т. Мухтаров.

9. Некрасов В. Г. Масса поршня и ее влияние на процессы в двигателе // Автомобильная промышленность. -2006. -№ 2. -С. 10-12.

10. Исследование кривошипно-кулисного механизма преобразования движения / А. Т. Мухтаров, М. К. Куанышев, А. Ж. Мурзагалиев и др.//Материалы межд. науч.-практ. конф. «Научно-технический прогресс: техника, технологии и образование» (Актобе, 25-26 июня 2010 г.). -Актобе: Редакционно - издательский отдел АГУ им. К. Жубанова, 2010. -С. 344-349.

МОНИТОРИНГ СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ В РЕАЛЬНОМ ВРЕМЕНИ

Костюков В.Н. (Научно-производственный центр «Динамика»)

Мониторинг технического состояния агрегата – наблюдение за процессом изменения его работоспособности с целью предупреждения персонала о достижении предельного состояния – позволяет перевести большинство отказов из категории внезапных для персонала в категорию постепенных за счет раннего их обнаружения и своевременного предупреждения. Мониторинг в реальном времени (РВ-мониторинг) имеет ряд существенных отличий от «*on line/off line*» мониторинга, которые заключаются в строгом регламентировании интервала мониторинга на уровне 10-20% интервала самого быстрого развития неисправностей в оборудовании производственных комплексов (ПК), что возможно на базе автоматических системы диагностики и мониторинга (СДМ) с функционально неопределенной структурой, которая не зависит от конструкции оборудования для широкого класса агрегатов ПК и содержит многоуровневую экспертную систему.

Поскольку любые системы распознавания обладают ненулевой ошибкой η , то возникает задача оценки требуемой ошибки СДМ η для ПК, имеющего в сложившихся условиях эксплуатации вероятность внезапных отказов Q и наработку на отказ T_Q , при требуемых наработке не менее T_r и риске пропуска отказа не более r . Уравнение связи между T_Q , при существующей Q , требуемом r и числом отказов n имеет вид:

$$T_r = T_Q * [\ln(1 - Q)] / [\ln(1 - r)], n = T_r / T_Q .$$

$$\eta = T_Q / (T_r + T_Q), \eta = [\ln(1 - r)] / [\ln(1 - r) + \ln(1 - Q)], \text{ для } r \ll Q \ll 1, \eta = r / Q .$$

Согласно номограмме для определения допустимой ошибки СДМ (рис. 1а) для типичных значений за сутки $Q = 20 \%$; $r = 1 \%$, ошибка системы диагностики η не должна превышать 4 %. При этом по номограмме для определения коэффициента увеличения временного интервала $k_T = T_r / T_Q$ между внезапными необнаруженными отказами агрегатов при внедрении СДМ (рис. 1б) интервал между производственными неполадками и аварийными ситуациями возрастает в 24 раза, что объясняет существенный технико-экономический выигрыш от внедрения СДМ [1]. Для оценки экономической эффективности внедрения СДМ представляет практический интерес зависимость коэффициента увеличения времени между отказами k_T от ошибки η распознавания опасных состояний (рис. 1в).

$$T_r = T_Q [\ln(1 - Q)] / [\ln(1 - r)], n = T_r / T_Q, k_T = 1 / \eta - 1 .$$

Эмпирический риск r является также критерием эффективности управления ПК по минимуму вероятности пропуска отказа для сравнения различных систем и технологий управления с вектором параметров $\{Z\}$: $r = \text{Min } Q\{Z_i\}$.

Техническое состояние агрегата S_1 , зависящее от режима его работы S_0 и уровня накопленных погрешностей изготовления, ремонта и эксплуатации S , на основании работ Н.Г. Бруевича представляется в следующем виде:

$$S_1 = S_0 + S(t) = S(n_0, p_0) + \sum_{j=1}^m \frac{\partial S}{\partial q_j} \Delta q_j(t) , \quad (1)$$

где $S_0 = S(n_0, p_0)$ – составляющая, которая характеризует механизм с минимальными, близкими к нулю, обобщенными технологическими и эксплуатационными погрешностями, работающего в диапазоне номинальных скоростных (n_0) и нагрузочных (p_0) режимов; $Dq_j = X_j$ - j -я погрешность механизма, заложенная при

изготовлении ($t = 0$), развивающаяся во времени и определяющая износ, или, в общем случае, степень деградации механизма и степень его старения; $\partial S/\partial q_j$ – чувствительность обобщенной погрешности S к j -й погрешности механизма по соответствующей обобщенной координате q_j .

Обобщенная математическая модель СДМ на основе уравнений переменных состояния определяется как:

$$\{\dot{S}(t)\} = [A]\{S(t)\} + [B]\{U\}, \quad \{Y(t)\} = [C]\{S(t)\} + [D]\{U\}, \quad (2)$$

где $\{S(t)\}$ – вектор функций старения агрегата размерности m , каждая составляющая которого характеризует его обобщенный (совокупный) структурный параметр, подлежащий оценке и характеризующий остаточный парциальный ресурс агрегата по этому обобщенному параметру, носит во времени многомодальный характер в силу суммирования частных погрешностей (1); $\{\dot{S}(t)\}$ – многомодальный вектор скорости старения (износа, остаточного ресурса и т.д.); $\{U\}$ – вектор переменных управления размерности $(p+k)$ включает в себя переменные задания режима работы агрегата $\{U_p(t)\}$ и факторы воздействия персонала на объект $\{U_k(t)\}$; $\{Y(t)\}$ – вектор диагностических сигналов размерности $n \approx m$, измеряемых СДМ.

Матрицы $[A]$, $[B]$, $[C]$, $[D]$ представляют собой соответственно:

- квадратную матрицу системы $[A] = [a_{ij}]$;
- прямоугольную матрицу управления $[B] = [b_{ij}]$, которая определяет влияние действий персонала на состояние агрегата;
- матрицу наблюдения (матрица выхода) $[C] = [c_{ij}]$, которая определяет наблюдаемость внутреннего состояния;
- переходную матрицу $[D] = [d_{ij}]$, которая определяет влияние на параметры вибрации агрегата действий персонала по управлению режимом работы и обслуживанию.

Система мониторинга (2) вполне управляема как производственный комплекс и наблюдаема при совпадении рангов матриц $[A]$ и $[C]$ и отсутствии в последней нулевых столбцов. Размерность вектора $\{S(t)\}$ (матрицы $[A]$), которая определяет степень реальной наблюдаемости состояния агрегата, рекомендуется выбирать исходя из причин и статистики отказов агрегатов каждого типа. Составляющие $\{S(t)\}$, как правило, недоступны для непосредственного наблюдения и оцениваются по косвенным измерениям. Вектор управления $\{U\}$ изменяется спорадически при пуске-останове агрегата и техобслуживании. Между этими моментами $\{U\} = \text{const}$. Полная косвенная наблюдаемость состояния агрегатов ПК при мониторинге достигается измерением диагностических сигналов и скоростей их изменения во времени в силу их независимости:

$$\{\Delta Y\} = [C]\{\Delta S\}, \quad \{\dot{Y}(t)\} = [C]\{\dot{S}(t)\}, \quad \{Y_{i \text{ ДП}}\} = [C]\{S_{i \text{ ДП}}\}, \quad \{\dot{Y}_{i \text{ ДП}}\} = [C]\{\dot{S}_{i \text{ ДП}}\}, \quad (3)$$

где предельное состояние агрегата $\{S_{\text{ДП}}\}$ и опасная скорость его деградации $\{\dot{S}_{\text{ДП}}\}$ с точностью до масштаба совпадают с критическими значениями диагностических признаков (ДП) и скоростей их изменения; приращение диагностических сигналов (вибропараметров) пропорционально приращению износа, утрате безопасности и уменьшению остаточного ресурса агрегата и ПК в целом

Каждая i -я обобщенная погрешность выражает парциальную функцию старения агрегата. Ее изменения во времени (тренд) представляют собой сумму трендов входящих структурных параметров $X_j(t)$ и, в общем, носят многомодальный характер. Приращение вектора вибропараметров $\{\Delta Y_n\}$ прямо пропорционально приращению вектора старения объекта (обобщенных погрешностей – структурных па-

раметров) $\{\Delta S_m\}$ и приращению исходных диагностируемых погрешностей механизмов агрегата $\{\Delta X_k\}$.

Основной задачей синтеза СДМ является синтез ортогональных ДП $\{Y_i\}$, отражающих соответствующим образом сформулированные ортогональные классы неисправностей $\{S_i\}$. Это соответствует приведению матрицы наблюдения $[C]$ к диагональной квадратной матрице, устанавливающей взаимнооднозначное (регрессионное) отношение между ДП и соответствующей обобщенной погрешностью, и проблема мониторинга состояния заключается в формировании правильной интерпретации этой обобщенной погрешности с учетом частоты появления классов неисправностей. Наличие интерпретации «причина-следствие» (погрешность-вибрация) эквивалентно приведению матрицы наблюдения к диагональной квадратной форме и соответствует мониторингу состояния. Отсутствие такой интерпретации соответствует мониторингу параметра (вибрации, температуры и т.д.). Часто неисправности агрегатов (разрушения поверхностей трения, ослабление крепления и т.д.) неизмеримы в сильных шкалах (отношения, интервалов). В этих случаях значения измеряемых ДП (вибропараметров) служат мерой таких неисправностей согласно (3).

Целесообразно определять: техническое состояние агрегата в соответствии с парциальной составляющей его вектора состояния $\{S(t)\}$, которая имеет максимальное значение $S_{max}(t)$ среди всех диагностируемых параметров данного агрегата; опасность технического состояния агрегата – в соответствии с парциальной составляющей $\dot{S}_{max}(t)$, которая является максимальной среди всех скоростей износа диагностируемого агрегата; техническое состояние комплекса агрегатов ПК – в соответствии с парциальной составляющей его вектора состояния, которая имеет максимальное значение $S_{max}(t)$ среди всех ДП всех агрегатов ПК; опасность состояния ПК – в соответствии с парциальной составляющей $\dot{S}_{max}(t)$, которая является максимальной среди всех скоростей износа всех агрегатов ПК.

Аналогичные формулировки справедливы и в пространстве ДП согласно обобщенной математической модели (2), (3). Техническое состояние агрегата и ПК в целом определяется максимальной парциальной составляющей вектора ДП $Y_{max}(t)$, наблюдаемой СДМ среди узлов агрегата и ПК в целом соответственно.

Опасность состояния агрегата и ПК в целом определяется максимальной парциальной составляющей скорости роста тренда вибропараметра $\dot{Y}_{max}(t)$, наблюдаемой СДМ среди всех скоростей по узлам агрегатов. Необходимое быстрое действие СДМ определяется максимальной скоростью утраты работоспособности и минимальным запасом предельного состояния диагностируемого агрегата:

$$F = \frac{1}{T} = \text{Max} \left(B \frac{\mathfrak{S}_I \ddot{A}_I}{S_I \ddot{A}_I} \right) = \text{Max} \left(B \frac{\mathfrak{Y}_I \ddot{A}_I}{Y_I \ddot{A}_I} \right). \quad (4)$$

Параметр B в (4) характеризует качество алгоритма оценки скорости роста измеряемых ДП. Предложенные модели и определения лежат в основе способов диагностики и СДМ с функционально неопределенной структурой, новизна которых подтверждена патентами на изобретения.

Разработана динамическая модель состояния и вибрации агрегата на интервале жизни с учетом человеческого фактора, которая устанавливает экспоненциальную форму связи между ДП, структурными параметрами и остаточным ресурсом:

$$\{\mathfrak{Y}\} = [a] e^{[a]T} \{Y_0\}; \{\mathfrak{S}\} = [C]^{-1} [a] e^{[a]T} \{Y_0\}. \quad (5)$$

Уравнения (5), полностью определяют динамику состояния агрегатов ПК через динамику ДП вибрации, температуры и др. и скоростей их изменения. Предложенные модели позволяют учесть различные факторы, влияющие на вибронегруженность агрегата, его работоспособность и остаточный ресурс. Человеческий фактор проявляется в нарушениях режима работы агрегата (гидроудар, кавитация и т.д.) и правил его эксплуатации (использование грязного масла, отсутствие охлаждающей жидкости и т.д.), что вызывает быстрые тренды и резкие скачки вибрации, температуры, тока и сопровождается быстрой утратой работоспособности агрегатом.

Таким образом, скорости изменений трендов вибропараметров дополняют пространство ортогональных ДП, что позволяет увеличить достоверность постановки диагноза и снизить ошибку диагностики q_0 :

$$q_0 = \prod_{i=1}^n q_i = q^n, \quad \text{при } q_1 = q_2 = \dots = q_n = q, \quad (6)$$

где q_i – ошибка диагностики по i -му ДП; n – число независимых ДП.

Практическая реализация изложенных теоретических подходов в системах комплексного мониторинга КОМПАКС® [1, 2], использующих различные методы диагностирования – виброакустические, акустико-эмиссионные, тепловые, электрические и др., обеспечило их широкую инсталляцию – более 400 за последние 15 лет часто почти под открытым небом, на предприятиях крупнейших компаний: ОАО «ГАЗПРОМ», ОАО «ЛУКОЙЛ», ОАО «РОСНЕФТЬ», ОАО «РЖД» и др., а также за рубежом, на отечественном и импортном оборудовании более 1000 типов, в различных географических и климатических зонах.

Выводы.

1. Предложено в качестве переменных состояния агрегата использовать парциальные функции старения и их скорости, определяемые обобщенными погрешностями, структурными параметрами и скоростями их роста.

2. Предложено оценивать *техническое состояние* ПК и *опасность* потери им работоспособности, соответственно, по минимальной остаточной работоспособности и максимальной скорости ее потери.

3. Предложено оценивать необходимое быстроедействие СДМ по критерию *наблюдаемости* максимальной скорости потери остаточной работоспособности производственным комплексом.

4. Получены аналитические оценки и построены номограммы для определения максимальной допускаемой ошибки диагностики технического состояния агрегатов ПК при существующем потоке отказов и требуемом риске пропуска отказа.

5. Сформулирован критерий эффективности управления состоянием агрегатов ПК по минимуму вероятности пропуска отказа, аварии или производственной неполадки.

6. Получены аналитические оценки увеличения ресурса безопасного пробега ПК в зависимости от уменьшения максимальной ошибки СДМ.

7. РВ-мониторинг позволяет перевести отказы оборудования и производственных комплексов из категории внезапных в категорию постепенных.

8. Необходимость снижения отказов в десятки раз и соответствующего увеличения межаварийных пробегов оборудования требует снижения ошибок мониторинга до единиц % и менее (*нуль-мониторинг*).

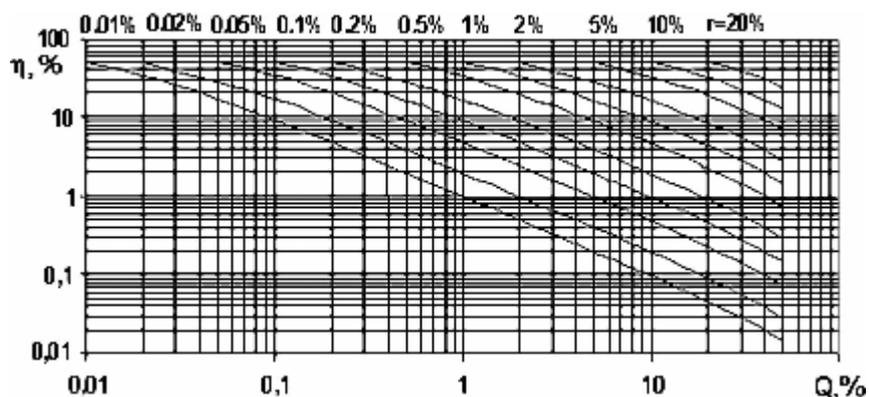
9. Снижение статической ошибки и сокращение сроков внедрения систем РВ-мониторинга до нескольких месяцев требует разработки безэталонных методов диагностики и стандартных процедур формирования ДП, инвариантных к типу оборудования.

10. Снижение динамической ошибки мониторинга требует существенного превышения темпов мониторинга (не только измерений, но и постановки диагноза и его исполнения) над темпами развития неисправностей в производственных комплексах.

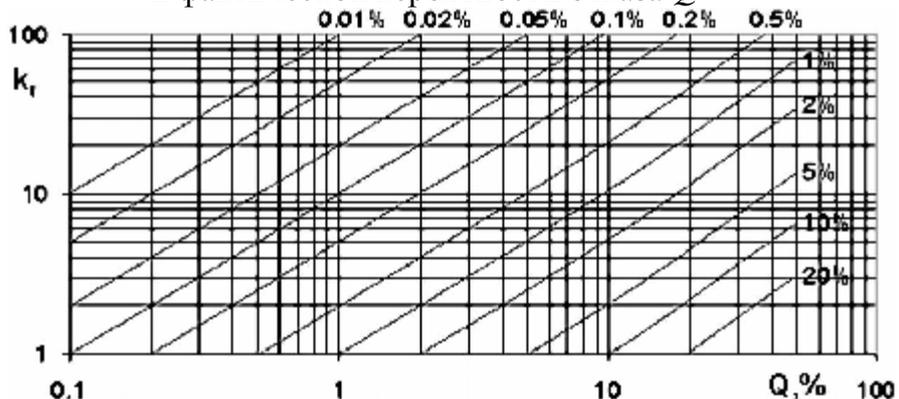
Литература:

1. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002. 224 с.

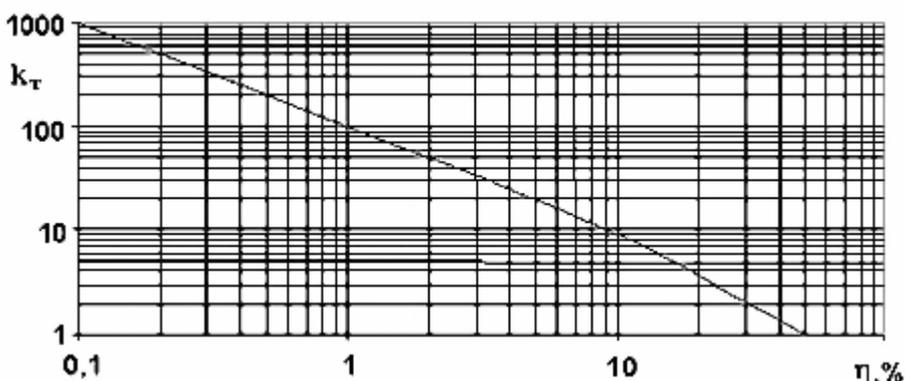
2. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭР – КОМПАКС). М.: Машиностроение, 1999. 163 с.



а) допустимая ошибка η при требуемом риске r пропуска отказа и фактической вероятности отказа Q



б) коэффициент увеличения наработки между внезапными отказами k_T при внедрении мониторинга и обеспечении требуемого риска отказа r



в) коэффициент увеличения наработки между отказами k_T в зависимости от ошибки диагностирования η

Рис. 1. Параметры системы мониторинга

РАЗРАБОТКА ТЕОРЕТИЧЕСКИХ СТАЦИОНАРНЫХ ЭКОНОМИЧНЫХ МОДЕЛЕЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ СИСТЕМЫ ПРОГНОЗИРОВАНИЯ РЕСУРСНОЙ ПРОЧНОСТИ ПОРШНЕЙ

Матвеев В.В., Пылев В.А. (Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт")

Неизменная тенденция повышения уровня форсирования ДВС обостряет проблему прогнозирования, обеспечения и продления ресурсной прочности теплонапряженных деталей камеры сгорания (КС). В то же время с целью ускорения проектных работ развивается концепция применения совокупности математических моделей (ММ) различных уровней сложности. Предполагается, что более экономичные модели применяют для первоначальной оценки прогнозируемого качества, а более достоверные – для уточненного анализа.

Для детали КС неизменной конструкции расчетный результат зависит от принятой ММ описания процесса накопления повреждений (потери прочности) и принятой модели эксплуатации двигателя. Однако, усилия исследователей в первую очередь направлены на совершенствование моделей накопления повреждений [1-3]. Разработка соответствующих моделей эксплуатации ДВС установок различного технологического назначения при этом требует своего развития.

Исходя из концепции гарантированного обеспечения ресурса детали КС в [4] предложена методика построения теоретической нестационарной модели нагружения двигателя. При этом в качестве необходимой исходной базы принимается стационарная модель, состоящая из массива эксплуатационных полигонов нагружений двигателя. Процедура назначения эксплуатационных полигонов осуществляется на основе учета всех представительных видов работ и операций, выполняемых установкой с ДВС. Количество получаемых полигонов при этом может быть существенно большим, например, 18 для тракторного дизеля, 27 – для автомобильного, 26 – для комбайнового [5-7]. Эти модели нами приняты в качестве моделей верхнего уровня.

В работах [8,9] предложена методика получения теоретических стационарных моделей нижнего уровня, основанная на свертке полигонов, характеризующихся близким температурным состоянием деталей. При этом экономичная модель должна разрабатываться не только применительно к двигателю конкретного назначения, но и применительно к конкретной теплонапряженной детали.

В работе поставлена задача синтеза экономичных моделей для поршня тракторного, автомобильного и комбайнового дизеля при уровнях форсирования последнего 25-30 кВт/л. Объектом исследования выбран поршень дизеля 4ЧН 12/14.

Экономичные модели были получены сверткой полигонов моделей верхнего уровня, отличающихся по температуре кромки КС поршня не более чем на 5°C (модель среднего уровня) и на 10°C (модель нижнего уровня).

В табл. 1, 2 приведены полученные модели эксплуатации тракторного и автомобильного дизелей при уровне форсирования до 30 кВт/л. Здесь n_i , N_{ei} , P_i , t_i – соответственно, относительная частота вращения коленчатого вала, относительная эффективная мощность, относительная наработка двигателя, температура кромки КС поршня при работе двигателя на i -м полигоне модели верхнего уровня. Индекс j соответствует модели среднего уровня, а индекс k – нижнего.

Видно, что в случае тракторного дизеля для модели среднего уровня количест-

во полигонов уменьшилось с 18 до 12, а для нижнего – до 10. Для моделей эксплуатации автомобильного дизеля количество полигонов уменьшилось с 27 до 17 (модель среднего уровня) и до 10 (модель нижнего уровня). Аналогичные результаты получены для модели эксплуатации комбайнового дизеля. При этом количество теоретических полигонов эксплуатации уменьшилось с 26 до 13 (модель среднего уровня) и до 10 (модель нижнего уровня). Установлено, что в рассмотренном диапазоне уровней форсирования двигателя 25-30 кВт/л, модели эксплуатации для системы прогнозирования ресурса поршня остаются неизменными.

Табл. 1. Модели эксплуатации тракторного дизеля 4-й категории различных уровней сложности

№ полигона i	n_i	N_{ei}	P_i	t_i °C	№ полигона j	№ полигона k
1	0,825	0,0825	0,017	181,80	1	1
2	0,975	0,0975	0,046	184,46		
3	1,075	0,1075	0,087	186,23		
4	0,825	0,2475	0,022	211,01	2	2
5	0,975	0,2925	0,042	218,97	3	
6	1,05	0,315	0,057	222,96	4	3
7	0,825	0,4125	0,028	240,21		
8	0,95	0,475	0,033	251,28	5	4
9	1,025	0,5125	0,098	257,91		
10	0,825	0,5775	0,023	269,42	6	5
11	0,95	0,665	0,036	284,91	7	
12	1,025	0,7175	0,105	294,20	8	6
13	0,825	0,7425	0,018	298,62		
14	0,95	0,855	0,022	318,54	9	8
15	1	0,9	0,1230	326,50		
16	0,825	0,9075	0,007	327,83	10	9
17	0,95	0,9487	0,018	335,13		
18	0,825	1,045	0,052	352,17	12	10

На основе разработанных экономичных стационарных моделей по методике [4] были получены нестационарные модели, необходимые для выполнения расчетов ресурсной прочности поршня.

Расчеты ресурсной прочности кромки КС поршня были выполнены по методике [4] применительно для тракторного дизеля 4-й категории, условия работы которого, являются наиболее тяжелыми. Установлено, что величина накопленных повреждений при расчете по модели верхнего уровня составляет – 6,62, а по модели нижнего уровня – 8,9. Результаты расчетов отличаются на 34% и отвечают концепции гарантированного обеспечения ресурса поршня. При этом использование моделей среднего уровня позволяет снизить объем расчетной информации в 1,5-2 раза, а моделей нижнего уровня – в 1,8-2,7 раза.

Разработанные экономичные модели эксплуатации рекомендуется использовать на начальных стадиях проектирования поршней.

Табл. 2. Модели эксплуатации автомобильного дизеля различных уровней сложности

№ полигона i	n_i	N_{ei}	P_i	t_i °С	№ полигона j	№ полигона k
1	0,415	0,06225	0,05095	178,22	1	1
2	0,55	0,0825	0,0366	181,80		
3	0,685	0,10275	0,01705	185,39	2	2
4	0,8125	0,15031	0,0077	193,81	3	
5	0,9375	0,17344	0,00365	197,90	4	3
6	0,415	0,18675	0,03275	200,25	5	
7	0,55	0,2475	0,05835	211,01	6	4
8	0,415	0,29735	0,01375	219,83		
9	0,685	0,30825	0,0335	221,76	7	5
10	0,8125	0,36563	0,029	231,92		
11	0,415	0,38035	0,0089	234,52	8	6
12	0,55	0,39408	0,0237	236,95		
13	0,9375	0,42188	0,0195	241,87	9	7
14	0,43	0,4515	0,0593	247,12		
15	1,015	0,45675	0,00075	248,04	10	8
16	0,685	0,4908	0,01335	254,07		
17	0,55	0,50408	0,0228	256,42	11	9
18	0,8125	0,58216	0,01725	270,24		
19	0,55	0,605	0,09415	274,29	12	10
20	0,685	0,6278	0,02465	278,32		
21	0,9375	0,67172	0,01155	286,09	13	11
22	1,0075	0,72187	0,00125	294,97		
23	0,8125	0,74466	0,0229	299,00	14	12
24	0,685	0,7535	0,12	300,57		
25	0,9375	0,85922	0,01465	319,28	15	13
26	0,8125	0,89375	0,1094	325,39		
27	0,915	0,94245	0,0412	334,01	17	14

Литература:

1. Турчин В.Т., Пильов В.О., Кузьменко А.П. Удосконалення методики визначення ресурсної міцності поршнів тракторних дизелів // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал.- 2007.- №2-С.30-35.
2. Чайнов Н.Д., Тимохин А.В., Иванченко А.Б. Оценка усталостной долговечности поршня транспортного дизеля при циклическом нагружении //Двигателестроение.- 1991.- №11- С. 14-15.
3. Олейник А.В., Симбирский Д.Ф., Шереметьев А.В. Концепция разработки систем эксплуатационного мониторинга выработки ресурсов авиационных ГТД // Авиационно-космическая техника и технология. -2005.- №10/26.- С. 37-41.
4. Пильов В. О. Автоматизоване проектування поршнів швидкохідних дизелів із заданим рівнем тривалої міцності: монографія. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2001.-332 с.

5. Лущицкий Ю. В., Косулин А. Г. Эксплуатационный расход топлива и метод его определения // Двигатели внутреннего сгорания.- 1985.- № 41.- С. 96-104.

6. Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования // Двигателестроение.- 1985.- №8- С.17-20.

7. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. -244 с.

8. Розробка економічної моделі експлуатації тракторного дизеля в системі прогнозування ресурсної міцності деталей камери згоряння / О.В. Білогуб, В.Т. Турчин, В.О. Пильов, С.М. Бакланов, С.В. Силенок // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал.- 2009.- №1- С.100-103.

9. Аналіз ефективності застосування економічних теоретичних моделей експлуатації тракторних дизелів для оцінки ресурсної міцності поршнів / В.Т. Турчин, В.В. Матвеєнко, В.О. Пильов, С.М. Бакланов // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал.- 2010.- №1- С.89-92.

НОВЫЕ КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ – ГРАНУЛЬНЫЕ КОМПОЗИТЫ И ЭФФЕКТИВНОСТЬ ИХ ПРИМЕНЕНИЯ В ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИИ

Москвичев Ю.П., Панин В.И., Агеев С.В. (ООО «Сферамет»);

Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л. (Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана).

Требования к эмиссии выбросов двигателей транспортных средств постоянно ужесточаются. Их выполнение обеспечивается, главным образом, за счет установки 3-х компонентных каталитических нейтрализаторов с системой датчиков и управлением режимами работы двигателя для обеспечения требуемого состава токсичных компонентов. В тоже время, недостаточно реализуются возможности совершенствования собственно поршневого двигателя за счет уменьшения механических потерь, величина которых в снижении эффективных показателей двигателей составляет 10-30%.

Основной вклад в механические потери вносят цилиндропоршневая группа, кривошипно-шатунный и клапанный механизмы, звенья которых движутся с высокими скоростями и ускорениями. Снижение массы деталей этих механизмов, в первую очередь, поршней, шатунов и клапанов в значительной степени влияет на уменьшение механических потерь [1]. На протяжении всего периода развития поршневых двигателей внутреннего сгорания осуществлялось снижение массы этих деталей [2, 6, 7], но возможности дальнейшего снижения массы из традиционных материалов практически исчерпаны. Дальнейшее снижение массы возможно лишь на основе применения новых материалов (рис.1).

Одним из наиболее перспективных направлений развития материаловедческих разработок является создание нового класса металлических объемных композиционных материалов из гранул – наноструктурных гранульных композитов для деталей ДВС.

Принцип построения гранульных композитов с заранее заданными свойствами заключается в формировании комбинации гранул различного химического, фазового и фракционного составов в необходимых пропорциях [3].

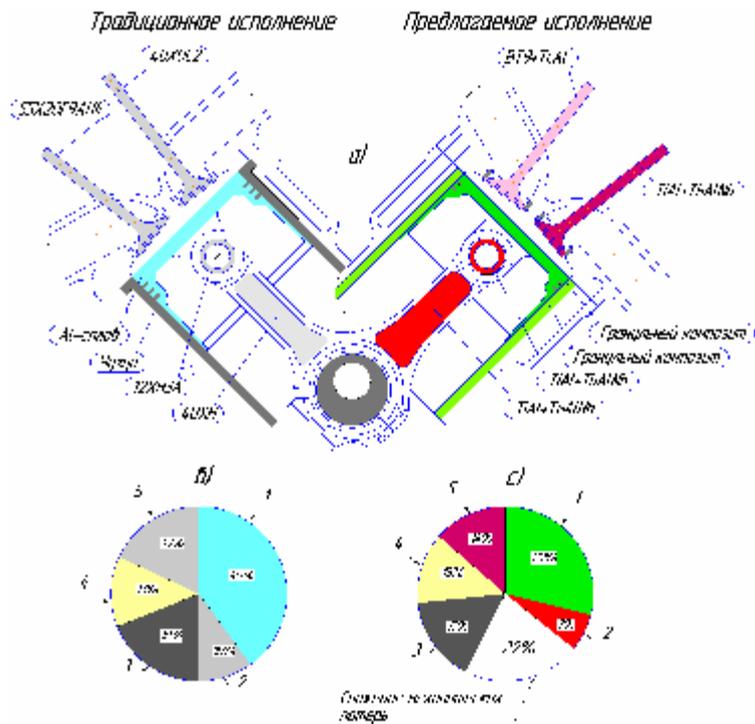


Рис.1. Применение новых материалов для деталей двигателя-а); потери на трение: при стандартном исполнении-в), с применением гранульных композиций-с); 1-поршень, 2-шатун, 3-коленчатый вал, 4-маслонасос и помпа, 5-клапанный механизм.

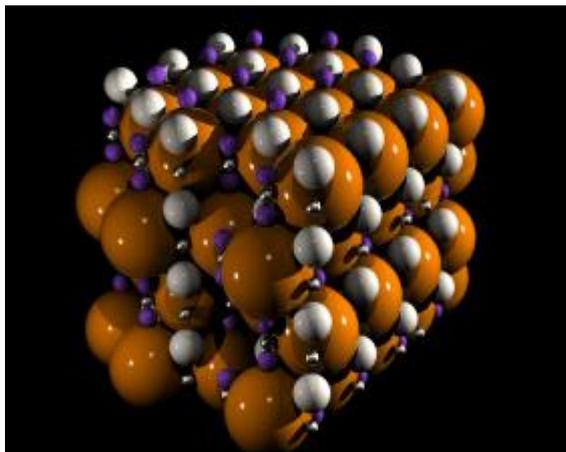


Рис. 2. Наиплотнейшая свободная гексагональная упаковка гранул 4-х порядков.

Сферические гранулы первого порядка (матрица) одного фракционного состава при свободной укладке образуют плотнейшую гексагональную упаковку, в которой существуют пустоты [4]. В данных пустотах возможно разместить мелкие сферические гранулы других фракционных составов - гранулы второго, третьего и более порядков, размеры которых, как установлено, распределены в соответствии с золотым сечением убывающего ряда Фибоначчи. В оставшихся пустотах может быть размещен наноразмерный порошок. Вариант размещения сферических гранул в композите представлен на рис. 2.

Гранулы матрицы могут состоять из одного или нескольких материалов разного химического и фазового состава. Сферические гранулы могут быть разделены по фракциям на гранулы, которые используют для формирования пластичной матрицы и на гранулы, которые используют для формирования упрочняющих добавок. При этом реализуется возможность создания материала с заранее заданными повышенными пластическими свойствами при высоком уровне прочностных и других свойств. Сферические гранулы могут быть разделены по фракциям на гранулы, которые используют для формирования проч-

ной матрицы и на гранулы, которые используют для формирования пластичных добавок. При этом реализуется возможность создания материала с заранее заданными повышенными прочностными, жаропрочными и другими свойствами при необходимом уровне пластических свойств.

Наноразмерные порошки могут быть из термодинамически стабильных и устойчивых к компонентам гранульного композита оксидов, карбидов, нитридов и боридов элементов Периодической системы с целью придания гранульному ком-

позиту дополнительных свойств: прочности, твердости, усталостной прочности, износостойкости и др.

Для компактирования гранульных композиций наиболее перспективным представляется компактирование с помощью всестороннего (изостатического) прессования, гидростатического или газостатического, при температурах, обеспечивающих уплотнение без пористости и твердофазное диффузионное соединение в области существования необходимых фазовых составляющих. Технология позволяет так же получать наиболее приближенные по форме заготовки готового изделия.

Гранульные композиты могут быть подвергнуты деформационным обработкам: экструдированию, прессованию, штамповке и др. Такие деформационные процессы позволяют получить композиты с равноосными и волокнистыми структурами, что улучшает механические и специальные характеристики гранульного композита.

Таким образом, подбирая гранулы различного химического и фракционного состава, подвергая гранульные сборки деформационным и термическим обработкам, возможно конструирование гранульных композитов с заранее заданными свойствами, наиболее полно отвечающими эксплуатационным параметрам работы изделия.

Рассмотрим возможности применения гранульных композитов для деталей двигателей внутреннего сгорания.

Таблица 1. Химические составы сплавов для получения новых композиционных жаропрочных высокопрочных материалов

Марка сплава	Содержание легирующих элементов, % вес.									
	Al	Mo	Zr	Nb	V	Ti	Sn	W	Si	C
Исполнение №1 - Жаропрочность до 650 °С										
BT 9 ($\alpha+\beta$)	5,8- 7,0	2,8- 3,8	1,0- 2,0	-	-	Ост.	-	-	0,2- 0,35	-
Ti ₃ Al (α_2 -фаза)*	25,0	-	-	-	-	Ост.	-	-	-	-
Исполнение №2 - Жаропрочность до 750 °С										
Сплав на основе Ti ₃ Al (α_2 -фаза)*	24,0	-	-	11,0	-	Ост.	-	-	-	-
BT 18У (псевдо- α)	6,2- 7,3	0,4- 1,0	3,5- 4,5	0,5- 1,5	-	Ост.	2,0- 3,0	-	0,15	-
Исполнение №3 - Жаропрочность до 800 °С										
Сплав на основе Ti ₂ AlNb (O-фаза)*	23	-	0,6	22,7	1,1	Ост.	-	-	0,14	0,3
TiAl (γ -фаза)*	48	-	-	-	-	Ост.	-	-	-	-
Исполнение №4 - Жаропрочность до 900 °С										
Сплав на основе TiAl (γ -фаза)*	46	-	-	5,0	-	Ост.	-	1,0	-	-
Сплав на основе Ti ₂ AlNb (O-фаза)*	23	-	0,6	22,7	1,1	Ост.	-	-	0,14	0,3

*) – химический состав в атом. %.

Клапаны газораспределения. Наиболее перспективными для клапанов являются интерметаллиды титана, обладающие низкой плотностью и высокой жаропрочностью. Гранульные композиты, построенные из комбинации гранул различных интерметаллидов титана: Ti₃Al (α_2 -фаза), Ti₂AlNb (O-фаза) TiAl (γ -фаза) позволяют

создать гранульные композиты для клапанов, работающих в различных диапазонах температур [5]. В табл. 1 представлены составы гранульных композитов для клапанов с различной жаропрочностью.

Такие гранульные композиты обладают повышенным уровнем механических свойств при высоких температурах, которые представлены в таблице 2.

Таблица 2. Свойства гранульных композитов для клапанов

Физико-механические свойства		Варианты исполнения клапанов			
		№ 1	№ 2	№ 3	№ 4
Плотность (ρ), г/см ³		4,42	4,23	5,0	4,18
Предел текучести ($\sigma_{0,2}$), МПа:	20 °C	1060	840	955	850
	650 °C	530	670	-	-
	750 °C	-	510	525	-
	800 °C	-	-	470	590
	900 °C	-	-	-	530
Модуль упругости (E), ГПа:		119	142,5	127	160
Циклическая прочность (σ_{-1}), МПа:	20 °C	670	785	855	755
	650 °C	390	545	-	-
	750 °C	-	300	397	-
	800 °C	-	-	330	470
	900 °C	-	-	-	380
Удельный модуль упругости (E/ ρ), ГПа/г/см ³ :		27	33,7	25,4	37,6
Удельный предел текучести ($\sigma_{0,2}/\rho$), МПа/г/см ³ :	20 °C	240	200	190	203
	650 °C	120	160	-	-
	750 °C	-	120	105	-
	800 °C	-	-	95	140
	900 °C	-	-	-	127

Механические свойства гранульных композитов, представленные в таблице 2 дают основания предполагать, что ресурс клапанов приблизится к ресурсу двигателя.

Шатун, поршневой палец. Низкая плотность, высокий модуль упругости и прочность гранульного композита исполнения №4 позволяют считать его наиболее перспективным для изготовления шатунов и поршневых пальцев. При этом, снижение массы деталей составит 35-45%.

Поршень, гильза цилиндра. Гранулы, полученные из высокремнистых поршневых алюминиевых сплавов с содержанием кремния 25% и более, имеют мелкозернистую структуру и тонкодисперсные выделения кремния. Такие гранулы являются прекрасной матрицей для композита. Другими составляющими композита являются сферические гранулы Al₂O₃ и графит. Правильное соотношение компонентов гранульных композитов обеспечивают работу в совместной паре трения без схватывания поршня и гильзы с пониженным коэффициентом трения.

Суммарный эффект от применения гранульных композитов в поршневых двигателях внутреннего сгорания заключается:

- В снижении массы: клапанов на 45-50%, поршня на 20-30%, поршневого пальца на 35-40%, шатуна на 35-45%;
- В снижении механических потерь на 20-22%;

- В повышении топливной экономичности на 6-8%;
- В снижении эмиссии выбросов, шума и вибраций;
- В снижении поступательно-движущихся масс на 25-35%.

Повышенные механические свойства гранульных композитов достигаются значительным измельчением зерна в гранулах, свойствами границ раздела по гранулам, отличными от таковых для известных композитов, введением наноразмерных частиц.

Литература:

1. Untersuchung mit Ventilen aus Leichtbau- Werkstoffen. MTZ Motortechnische Zeitschrift 60 (1999) 9, p. 590-603.

2. Massereduzierung an Bauteilen des Kurbeltriebs. MTZ Motortechnische Zeitschrift 67 (2006) 04, p. 254-261.

3. Москвичев Ю.П., Панин В.И., Агеев С.В., Аладьин А.В. Заготовка многокомпонентного конструкционного материала. Заявка № 2010121362 с приоритетом от 27 мая 2010г.

4. Г.М. Кузьмичева. Теория плотнейших шаровых упаковок и плотных шаровых кладок: Московская государственная академия тонкой химической технологии им. М.В. Ломоносова. М. 2000, 37с.

5. Москвичев Ю.П., Панин В.И., Агеев С.В., Аладьин А.В. Легкий клапан двигателя внутреннего сгорания из композиционного жаропрочного материала на основе титана и его интерметаллидов и способ его изготовления. Заявка № 2010121365, с приоритетом от 27 мая 2010г.

6. V.I. Panin, V.B. Udovichenko, N.D. Chainov, L.L. Myagkov. "Design, Calculation and Testing of Composite Connecting Rod for Internal Combustion Engine". Proceedings of the 4th International Conference ATA-MAT'94 "Structural Materials and Processes for the Transportation Industry", Oct. 5-7, 1994, Torino (Italy), p.p. 327-340.

7. V. Panin, Y. Burakov, A. Volkov, N. Chainov, L. Myagkov. "Internal Combustion Engine Valve: Construction and Manufacturing Mean Using the Alloys Based on Titanium". Proceedings of the SETC'97 "Small Engine Technology Conference", Yokohama, Japan, October 27 to 31, 1997, paper No.: 123.

РАСЧЕТНАЯ ОЦЕНКА НАГРУЖЕННОСТИ КАРТЕРА ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРОМЫШЛЕННОГО ТРАКТОРА

В.С. Мурзин (ООО ГСКБ «Трансдизель»); **В.А. Романов, С.Б. Сапожников, Н.А. Хозенюк** (Южно-Уральский государственный университет)

Непрерывно растущий уровень производительности и ресурсов доступных в инженерной практике вычислительных средств в сочетании с интенсивно развивающимися программными САЕ (Computer-aided engineering) и САД (Computer-aided design) продуктами выступают объективной предпосылкой появления новых подходов к дальнейшему совершенствованию таких сложных машиностроительных конструкций, как современные двигатели внутреннего сгорания. Расчетная оценка напряженно-деформированного состояния картера дизельного двигателя по-прежнему остается одной из наиболее сложных и трудоемких вычислительных задач. По этой причине создание расчетной модели картера предполагает ее тесную привязку к решаемой инженерной проблеме, когда за счет тщательного выбора упрощающих допущений удастся снижать запросы к требуемым вычислительным ресурсам, и получать возможность выполнения количественных оценок по

ограниченному кругу вопросов. От того, в какой мере приходится прибегать к упрощающим допущениям, зависит универсальность расчетной модели, диапазон вопросов, доступных для обсуждения с использованием этой модели, а в конечном итоге – совокупное качество и конкурентоспособность проектируемых объектов.

Одним из направлений расширения возможностей расчетных экспериментов для совершенствования конструкции современных двигателей внутреннего сгорания является технология FSI (Fluid-Structure Interaction analysis), позволяющая объединить современные расчетные средства механики жидкости и газа, теплофизики и механики деформируемого твердого тела.

В работе обсуждаются модель и результаты расчетных экспериментов, выполненных для картера четырехцилиндрового рядного дизельного двигателя ЧН 13/15 промышленного трактора. Целью численных экспериментов является анализ влияния конструктивных особенностей рубашки охлаждения на напряженно-деформированное состояние картера с учетом составляющих как от теплового, так и от силового нагружений.

Расчетное определение теплового состояния картера дизельного двигателя требует использования взаимодействующих между собой нестационарных тепловых моделей движущегося горячего газа в камерах сгорания, окружающих камеры сгорания деталей и охлаждающей жидкости. Строгое определение нестационарных тепловых полей по всему объему двигателя потребовало бы вычислительных затрат, неоправданных для решения текущих инженерных задач. В данной работе использована стационарная модель, ориентированная на расчет той составляющей температуры, относительно которой в каждом цикле совершаются периодические изменения. К основным вопросам, ответы на которые призвана дать такая расчетная модель, в первую очередь относятся анализ равномерности охлаждения каждого цилиндра и выявление зон возможных локальных перегревов.

Расчеты выполнены в междисциплинарной постановке FSI, когда собственно конструкционному расчету механики деформируемого твердого тела (structural analysis) предшествует решение задачи механики жидкости и газа CFD (Computational Fluid Dynamics). Использован метод конечных элементов, реализованный в пакете прикладных программ Ansys v 12.1.

Модель CFD задачи включает твердотельные домены картера и гильз цилиндров, потоковый домен охлаждающей жидкости и четыре газовых домена, в которых локализованы области тепловыделения (рис. 1).

Основными упрощающими допущениями CFD модели являются:

1. Игнорирование тактового характера движения газа в газовых доменах и последовательности воспламенения топливной смеси в отдельных цилиндрах. Течение газа в каждом из газовых доменов принято независимым и стационарным с известным массовым расходом и температурой на входе.

2. В каждом из четырех газовых доменов в верхней трети цилиндрической области, ограничиваемой гильзой цилиндра, располагается источник тепла известной мощности, полученной на основании заявленной мощности двигателя и его к.п.д. Мощность источников тепла в цилиндрах одинакова.

3. Граничные условия по поверхностям, отличным от поверхностей контакта доменов, соответствуют граничным условиям III-го рода с известными коэффициентами теплоотдачи и температурой окружающей среды.

Часть расчета, отвечающая за силовое нагружение, выполнена для сочетаний газовых сил, а также усилий, передающихся на картер со стороны коленчатого вала и поршней с дискретизацией 5 градусов поворота коленчатого вала.

Численное моделирование для режима максимальной мощности выполнено на восьмипроцессорной вычислительной системе и потребовало использования 24 Гб оперативной памяти.

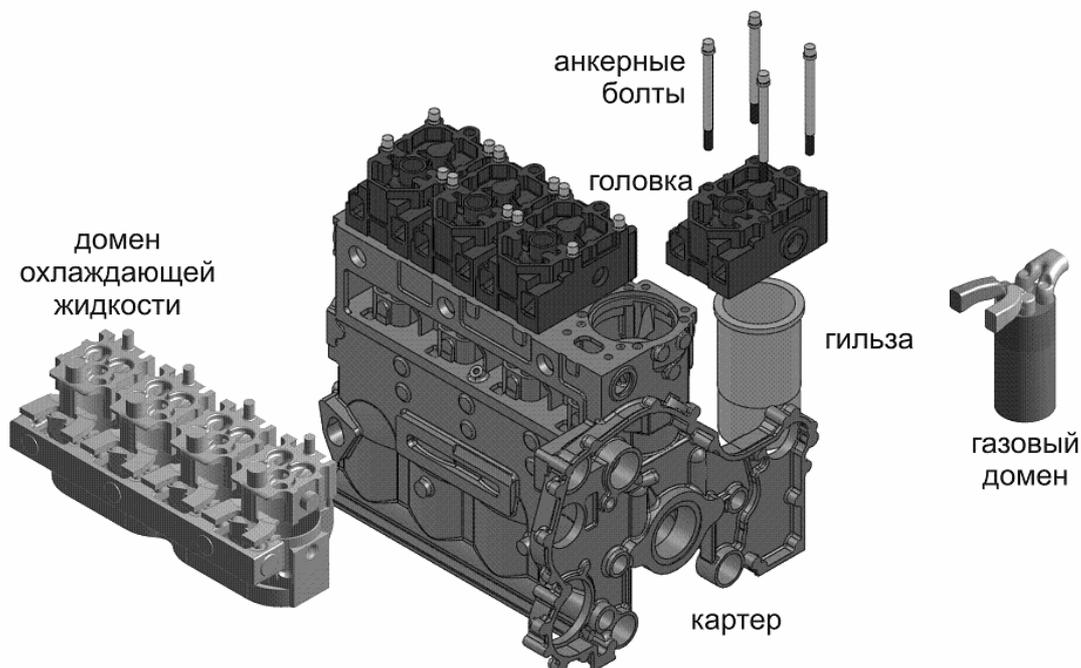
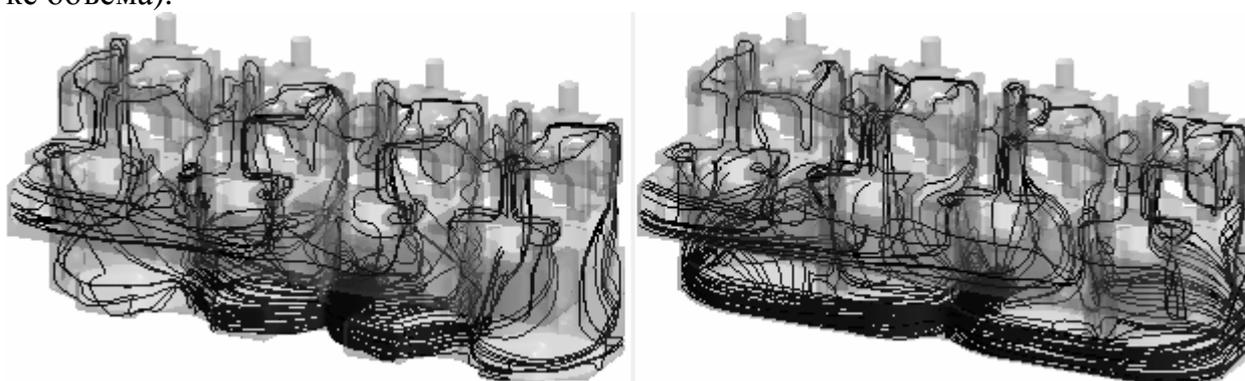


Рис. 1. Элементы CFD модели расчета теплового состояния картера дизельного двигателя

Обсуждаемая расчетная модель картера использована для анализа целесообразности внесения изменений в геометрию рубашки охлаждения картера экспериментального двигателя, пробные запуски которого сопровождались задирами поршней крайних цилиндров. Рассмотрено несколько вариантов модификации рубашки охлаждения. Итоговый вид модифицированной и исходной рубашек, характер изменения потоков охлаждающей жидкости показан на рис. 2 а, б (на рис. 2 плотность линий тока пропорциональна расходу жидкости в рассматриваемой точке объема).



а) исходный вариант

б) модифицированный вариант

Рис. 2. Общий вид пространственной области, занимаемой охлаждающей жидкостью для двух вариантов исполнения картера и линии тока охлаждающей жидкости

Сравнение тепловых полей в установившемся состоянии дает основания сделать вывод о том, что модификация рубашки охлаждения позволяет существенно сблизить тепловые состояния гильз разных цилиндров, кроме того, заметно выравниваются тепловые деформации по высоте каждого цилиндра.

Выполненные расчетные эксперименты показали, что внесение изменений в геометрию рубашки охлаждения сопровождается уменьшением градиентов температур, что в свою очередь сопровождается снижением величин тепловых напряжений. Для картера рассмотренного двигателя наиболее нагруженными тепловыми напряжениями элементами конструкции картера как исходного, так и модифицированного вариантов, оказались перегородки между цилиндрами. На рис. 3 показаны распределения первых главных напряжений в одной из перегородок. Графики построены для двух взаимно перпендикулярных направлений. Сплошной линией показан исходный вариант рубашки охлаждения, штриховая и пунктирная линии соответствуют модифицированному варианту рубашки охлаждения при разных диаметрах отверстий, соединяющих рубашки картера и головок. Снижение максимальных тепловых напряжений в результате модификации рубашки охлаждения составляет не менее 60%.

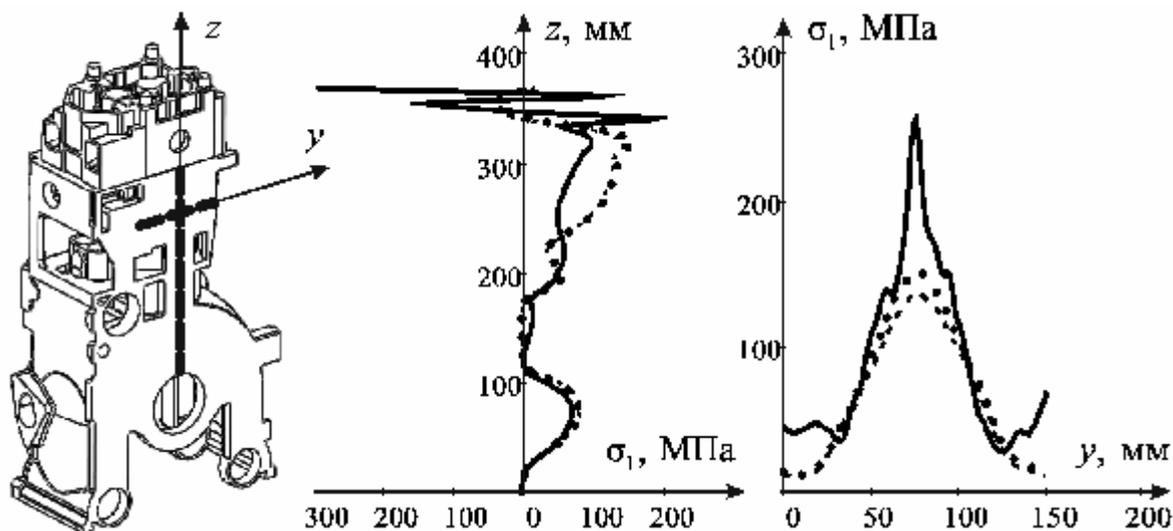


Рис. 3. Тепловые напряжения в картере вблизи области наибольших значений первых главных напряжений (пояснения в тексте)

Выполнение силового расчета картера показало, что максимальное по картеру значение первых главных напряжений достигается в перегородке между первым и вторым цилиндрами в момент времени, когда давления газа во втором цилиндре максимальны. Локализация области максимальных напряжений от силового нагружения в исходной конструкции картера совпала с расположением области максимальных тепловых напряжений. Показано, что конструктивные изменения, связанные с модернизацией рубашки охлаждения, понижают несущую способность картера при действии рассмотренной системы нагрузок.

С целью снижения напряжений при совместном тепловом и силовом воздействиях были выполнены расчеты нескольких вариантов усиления картера с модифицированной рубашкой охлаждения. Показано, что снижение суммарных напряжений достигается в результате конструктивных изменений в рамках компромисса между повышением эффективности охлаждения цилиндров и головок двигателя – с одной стороны, и рациональной компоновкой картера с позиции его работы как силового каркаса – с другой стороны.

Таким образом, разработана конечноэлементная модель системы корпусных элементов дизельного двигателя жидкостного охлаждения, позволяющая решать связанные задачи определения теплового состояния элементов конструкции и прочностного расчета. Дальнейшее развитие модели возможно в направлении

уточнения силовой нагруженности картера путем учета смазочного слоя подшипников при оценке усилий взаимодействия коленчатого вала с картером, сравнительной оценки циклической прочности конструкции и других практически важных направлениях.

Выполненная работа демонстрирует широкие возможности, предоставляемые CAD/CAE системами, объединенными, например, в рамках CALS-технологий (Continuous Acquisition and Life cycle Support), широко применяемых за рубежом при проектировании и сопровождении современных двигателей внутреннего сгорания.

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы.

О НЕКОТОРЫХ МОДЕЛЯХ СТРУКТУРЫ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ СИГНАЛОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Науменко А.П. (Научно-производственный центр «Динамика»)

Математическое описание структуры виброакустического (ВА) сигнала, полученного с определенных узлов поршневой машины (ПМ) с учетом канала формирования и распространения ВА колебаний, является диагностической моделью. Такая модель позволяет произвести селекцию информативных диагностических признаков неисправностей и дефектов.

Обобщенная модель структуры ВА сигнала [3, 4, 5], возбуждаемого различными источниками в ПМ, построена с учетом наличия и взаимодействия трех основных источников возбуждения ВА колебаний в объекте, которые идентифицируются по типам возбуждаемых колебаний – свободных затухающих, вынужденных незатухающих, случайных широкополосных и узкополосных колебаний. С целью формирования алгоритмов постановки диагноза по параметрам ВА сигнала инвариантных к конструкции машин и механизмов необходимо на основе обобщенной модели разработать частные модели структуры ВА сигнала конкретной неисправности или дефекта.

Неуравновешенность движущихся и вращающихся масс является источником сил инерции F_g вращающихся и возвратно-поступательно движущихся масс, центробежных сил инерции и моментов этих сил, которые в общем случае описываются следующим образом [1, 4, 5]:

$$F_g(t) = F_1 \sin(\Omega_1 t) . \quad (1)$$

где Ω_1 – частота вращения неуравновешенной массы.

Примечание: Далее параметр t (время) опущен для упрощения представления формул.

С учетом представления [3, 5] можно записать:

$$\text{полигармонические воздействия – } F_{g\Sigma} = F_g(0,5 + F_n h_n^g) + F_s(0,5 + F_s h_s^g) , \quad (2)$$

$$\text{стохастические воздействия – } F_{n\Sigma} = F_n(0,5 + F_s h_s^n) + F_n(0,5 + F_g h_g^n) , \quad (3)$$

$$\text{ударные воздействия – } F_{s\Sigma} = F_s(0,5 + F_n h_n^s) + F_s(0,5 + F_g h_g^s) , \quad (4)$$

где F_s – импульсные (ударные) вынуждающие воздействия (напр., взаимодействие зубчатых пар, соударения в зубчатой муфте) в общем случае, представляются в виде последовательности импульсов заданного вида; F_n – шумовые силы, возникающие вследствие трения контактирующих деталей или газогидродинамики, ко-

торый можно считать *белым шумом* $\zeta(t)$; h_g^s – импульсная характеристика определяет степень взаимовлияния F_g и F_s ; h_s^n – степень взаимовлияния F_s и F_n ; h_n^g – степень взаимовлияния F_n и F_g .

Рассмотрим составляющие, связанные только с F_g :

$$F_{g\Sigma} = F_g(0,5 + F_n h_n^g) + F_g(0,5 + F_s h_s^g), \quad (5) \quad F_{n\Sigma} = F_n(0,5 + F_g h_g^n), \quad (6) \quad F_{s\Sigma} = F_s(0,5 + F_g h_g^s). \quad (7)$$

Источники стохастической (шумовой) составляющей – трение вращающихся и движущихся частей машины, газогидродинамический шум – описываются узкополосным процессом с центральной частотой W_{X_k} , параметры которого зависят от конструктивных особенностей машины:

$$F_n = F_n(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}(t) \cos[\omega_{\xi_k} t + \varphi_{\xi_k}(t)], \quad (8)$$

где классически огибающая $A_{X_k}(t)$ и фаза $j_{X_k}(t)$ являются случайными функциями, медленно (в масштабе W_{X_k}) изменяющимися во времени.

Взаимовлияния этих составляющих описывается с учетом весовых коэффициентов (знаком $*$) обозначена процедура свертки функций):

$$S_n^x = S_n^x(t) = F_n(t) * h_n^x(t) = \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^x(t) \cos[\omega_{\xi_k}^x t + \varphi_{\xi_k}^x(t)], \quad (9)$$

Импульсные (ударные) вынуждающие воздействия F_{sS} возбуждают колебания S_{sS} на собственных (резонансных) частотах колебаний корпуса объекта, элементов, деталей, узлов с учетом импульсной характеристики $h_s^s(t)$, гармонические вынуждающие воздействия $F_{gS} - S_{gS}$ с $h_g^g(t)$, стохастическая составляющая $F_{nS} - S_{nS}$ с $h_n^n(t)$ [3, 4, 5].

Тогда для данного случая можно записать:

$$S_{g\Sigma} = S_g^g \cdot (0,5 + S_n^g) + S_g^g \cdot (0,5 + S_s^g), \quad (10) \quad S_{n\Sigma} = S_n^n \cdot (0,5 + S_g^n), \quad (11) \quad S_{s\Sigma} = S_s^s \cdot (0,5 + S_g^s), \quad (12)$$

$$\text{где } S_g^g = F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^g = S_{lg}^g \sin(\Omega_1 t) \quad (13)$$

составляющая структуры *BA* сигнала с частотой неуравновешенной силы;

$$S_n^g = h_n^g * \left(\sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}(t) \cos[\omega_{\xi_k} t + \varphi_{\xi_k}(t)] \right) = \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^g(t) \cos[\omega_{\xi_k}^g t + \varphi_{\xi_k}^g(t)] \quad (14)$$

составляющая структуры *BA* сигнала от стохастических силовых воздействий с учетом их влияния на неуравновешенные силы;

$$S_s^g = \sum_{n=0}^{\infty} A_n^g \sum_{m=1}^M A_m^g \left\{ \sum_{k=1}^K A_k^g \sin[\omega_k(t - n(T_0 + \Delta t_m))] \right\}. \quad (15)$$

составляющая структуры *BA* сигнала от ударных воздействий с учетом их влияния на неуравновешенные силы;

$$S_n^n = F_n * h_n^n = \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^n(t) \cos[\omega_{\xi_k}^n t + \varphi_{\xi_k}^n(t)] \quad (16)$$

составляющая структуры *BA* сигнала от стохастических силовых воздействий с учетом характеристик *BA* канала;

$$S_g^n = F_g * h_g^n = F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^n \quad (17)$$

составляющая ВА сигнала от неуравновешенных сил с учетом их влияния на стохастические силовые воздействия;

$$S_s^s = F_s * h_s^s = \sum_{n=0}^{\infty} A_n^s \sum_{m=1}^M A_m^s \left\{ \sum_{k=1}^K A_k^s \sin[\omega_k(t - n(T_0 + \Delta t_m))] \right\} \quad (18)$$

составляющая структуры ВА сигнала от ударных силовых воздействий с учетом характеристик ВА канала;

$$S_g^s = F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^s \quad (19)$$

составляющая ВА сигнала неуравновешенных сил с учетом их влияния на силовые воздействия ударных нагрузок.

Несоосность (несовпадение центральных осей соединенных валов) присутствует всегда и ее развитие (увеличение) часто служит причиной нарушения работоспособности агрегатов и является одной из распространенных неисправностей при работе двух механизмов соединенных муфтой, несоосной установке подшипников вала.

Характер ВА сигнала при несоосности зависит от величины и места приложения неуравновешенных сил, крутящего момента, свойств и качества смазочного слоя в подшипниках, а также состояния муфты, подшипников и их опор. В виброакустическом сигнале обычно присутствуют составляющие с частотой вращения ротора (оборотная частота Ω_1) и гармоники выше $2^{ой}$. При определенных условиях возможно появление низкочастотной вибрации. Исследования показывают, что в 40% случаев преобладает Ω_1 , в 50% – $2 \Omega_1$, в 10% – $3 \Omega_1$ [1, 2, 6].

Выражения (2), (3), (4) можно использовать и для представления параметров ВА сигнала при возникновении несоосности валов привода и потребителя, а также дефекте соединительной между ними муфты. При этом в обоих случаях сила F_g может быть представлена выражением:

$$F_g(t) = \sum_{k=1}^9 F_k \sin(\Omega_k t), \quad \Omega_k = k \cdot \Omega_1. \quad (20)$$

После преобразования (2) с учетом (14), (15) и (20) получим:

$$S_{g\Sigma} = \left[h_g^g * \sum_{k=1}^9 F_k \sin(\Omega_k t) \right] \cdot \left\{ 0,5 + \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^g(t) \cos[\omega_{\xi_k}^g t + \varphi_{\xi_k}^g(t)] \right\} + \left[h_g^g * \sum_{k=1}^9 F_k \sin(\Omega_k t) \right] \cdot \left[0,5 + \sum_{n=0}^{\infty} A_n^g \sum_{m=1}^M A_m^g \left\{ \sum_{k=1}^K A_k^g \sin[\omega_k(t - n(T_0 + \Delta t_m))] \right\} \right] \quad (21)$$

из которого видно, что ВА сигнал S_g^g модулирован стохастической составляющей S_n^g (рис. 1 – размытие спектрального пика на частоте Ω_1 ($2f_1=12,5$ Гц) и частотами импульсного возбуждения S_s^g).

Раскрывая (11) с учетом выражений (20), (16), (17) получим выражение:

$$S_{n\Sigma} = \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} A_{\xi_k}^n(t) \cos[\omega_{\xi_k}^n t + \varphi_{\xi_k}^n(t)] \right\} \cdot \left(0,5 + [F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^n] \right), \quad (22)$$

из которого следует, что спектральные составляющие, возникающие при несоосности, модулируют стохастическую составляющую ВА сигнала удвоенной или утроенной частотой вращения вала Ω_1 (рис. 2).

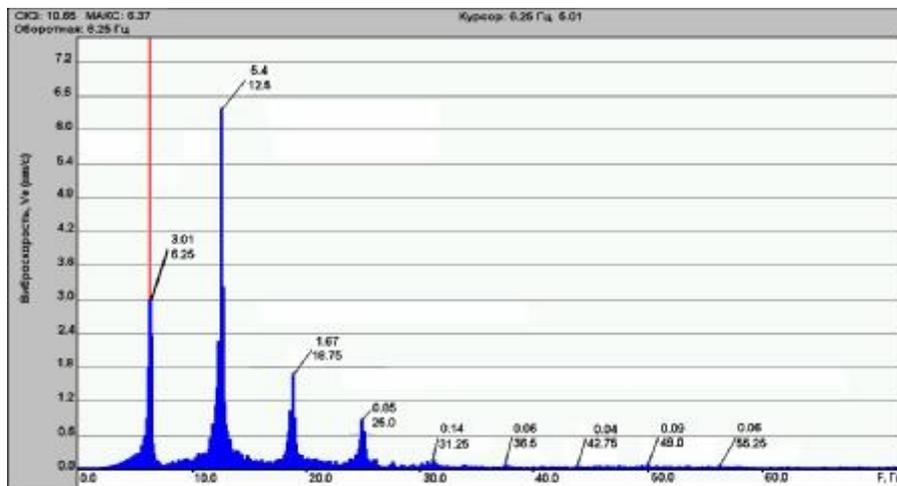


Рис. 1. Спектр ВА сигнала при возникновении несоосности валов

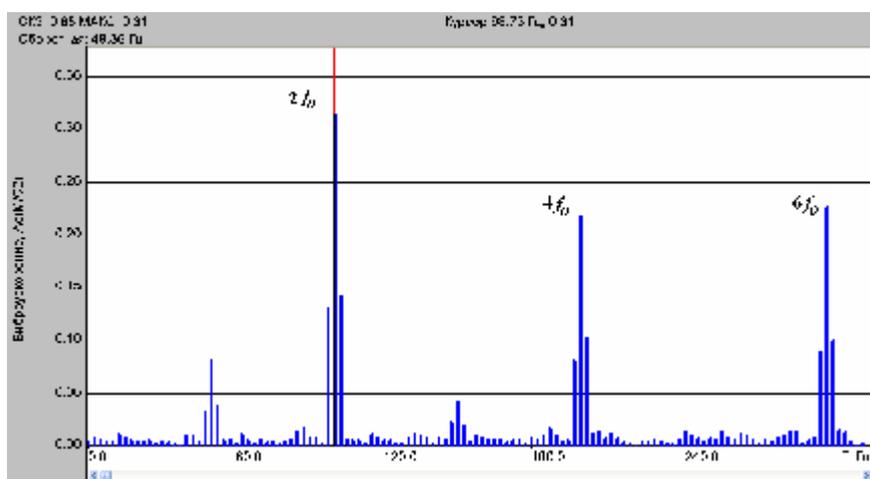


Рис. 2. Спектр огибающей шумовой составляющей ВА сигнала в полосе от 3000 до 5000 Гц при возникновении несоосности валов

Раскрывая (12) с учетом выражений (18), (19), (20) получим выражение:

$$S_{s\Sigma} = \left[\sum_{n=0}^{\infty} A_n^S \sum_{m=1}^M A_m^S \left\{ \sum_{k=1}^{\infty} A_k^S \sin[\omega_k(t - n(T_0 + \Delta t_m))] \right\} \right] \times \left[0,5 + [F_1 \sin(\Omega_1 t) * h_g^S] \right]. \quad (23)$$

Из (23) следует возможность модуляции частот ударного воздействия (например, частот дефектов подшипников качения) гармониками частоты вращения вала Ω_1 , в частности, частотами второй и третьей оборотных гармоник (рис. 3).

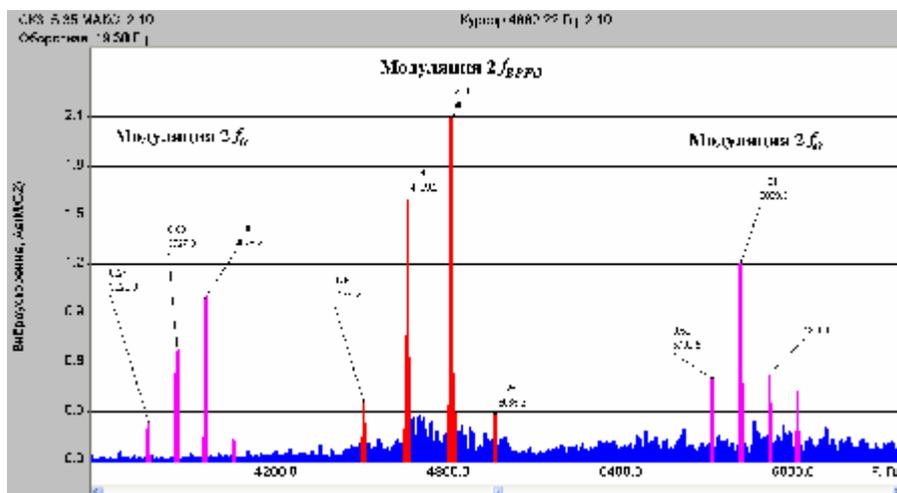


Рис. 3. Спектр ВА сигнала, отражающий модуляцию удвоенной частотой вращения $2f_0$ частот дефектов подшипников f_{BPFO} при несоосности валов

Предложенные модели структуры ВА сигнала, соответствующие неуравновешенности вращающихся масс и несоосности валов, показала, что ВА сигнал, возбуждаемый при этих неисправностях, модулирован стохастической составляющей и частотами импульсного возбуждения. При этом спектральные составляющие мо-

гут модулировать стохастическую составляющую ВА сигнала частотой вращения и удвоенной или утроенной частотой вращения. Кроме того, существует возможность модуляции частот ударного воздействия (например, частот дефектов подшипников качения) гармониками частоты вращения вала. Такое нелинейное взаимодействие составляющих ВА сигнала позволяет использовать анализ спектральных составляющих огибающей ВА сигнала и перейти к безразмерным оценкам величин на основе такого параметра, как глубина модуляции, или спектральных инвариант.

Литература:

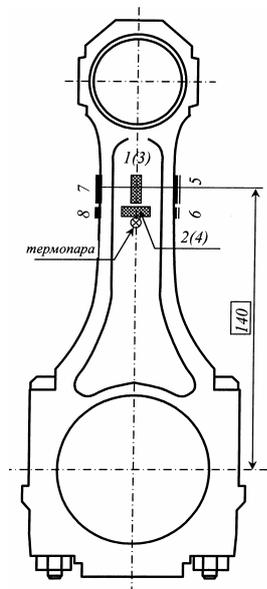
1. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практические основы виброакустической диагностики машинного оборудования: учеб. пособие [под ред. В.Н. Костюкова]. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2002. 108 с.
2. Лукьянов А.В. Классификатор вибродиагностических признаков дефектов роторных машин. Иркутск: Изд-во ИрГТУ, 1999. 228 с.
3. Науменко А.П. Виброакустическая модель диагностического сигнала поршневого компрессора // Динамика систем, механизмов и машин: матер. VII Междунар. науч.-техн. конф. 10-12 ноября 2009 г. Омск. Изд-во ОмГТУ, 2009. Кн. 2. С. 39-44
4. Науменко А.П. Исследование виброакустических параметров поршневых машин: сб. науч. тр. по матер. Междунар. науч.-техн. конф. "Двигатель-2007" посвященной 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э.Баумана [под ред. Н.А. Иващенко, В.Н. Костюкова, А.П. Науменко, Л.В. Грехова]. М: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. С. 518-525.
5. Науменко А.П. Методология виброакустической диагностики поршневых машин // Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Спец. выпуск. Серия Машиностроение. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2007. С. 85-95
6. Неразрушающий контроль: Справочник: в 7 т. [под общ. Ред. В.В. Клюева]. Т.7: в 2 кн. Кн. 2: Ф.Я. Балицкий [и др.]. Вибродиагностика. М.: Машиностроение, 2005. 829 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПОГРЕШНОСТЕЙ ИЗМЕРЕНИЯ ОСЕВОГО УСИЛИЯ В СТЕРЖНЕ ШАТУНА

Никишин В.Н. (Камская государственная инженерно-экономическая академия);
Никишин И.А. (РУДН)

Современное развитие поршневого двигателестроения связано со значительной степенью форсировки дизеля, а также улучшением его экономических и экологических показателей при одновременном повышении надежности. В работе [1] представлены результаты экспериментального исследования продольной силы в стержне шатуна с помощью тензодатчиков и сформированы требования к точности измерений.

Погрешности измерения осевого усилия в стержне шатуна можно подразделить на: погрешности тарировки датчиков; погрешности от нелинейности показаний датчиков; погрешности, вызванные температурным режимом шатуна; погрешности от изгиба стержня в плоскости качания шатуна; погрешности от изгиба стержня в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна, вызванные погрешностью изготовления формы шатуна, коленчатого вала, поршня и поршневого пальца.



Шатун препарировался тензорезисторами и термопарами в местах установки тензодатчиков. На шатун устанавливались тензодатчики в двух направлениях: вдоль оси шатуна и поперек (рис. 1). Для наклейки тензодатчиков использовался высокотемпературный клей ВС-350.

Методика оценки погрешностей измерений состояла в следующем.

Рис. 1. Схема наклейки тензорезисторов и установки термопар на шатун: 1, 3, 2, 4 – осевые датчики; 5, 6, 7, 8 – боковые датчики; 1, 3, 5, 7 – датчики расположены вдоль оси шатуна; 2, 4, 6, 8 – датчики расположены поперек оси шатуна (компенсационные датчики)

1. Определялась погрешность нагружающего устройства и измерительного инструмента. Величина относительной погрешности определялась как:

$$\eta_{\text{тар}} = \sqrt{\eta_{\text{дин}}^2 + \eta_{\text{ап}}^2},$$

где $\eta_{\text{дин}}$ – приведенная погрешность динамометра, $\eta_{\text{дин}} = 0,5\%$; $\eta_{\text{ап}}$ – приведенная погрешность измерительной аппаратуры, $\eta_{\text{ап}} = 0,06\%$.

Общая приведенная погрешность составила $\eta_{\text{тар}} = 0,5\%$.

2. Линейность показаний осевых и боковых датчиков при растяжении и сжатии представлена на рис. 2. Анализом выявлено, что тарировочные кривые не лежат на одной прямой, т.е. имеют различный тарировочный коэффициент. Приведенная погрешность от нелинейности составила 0,2%.

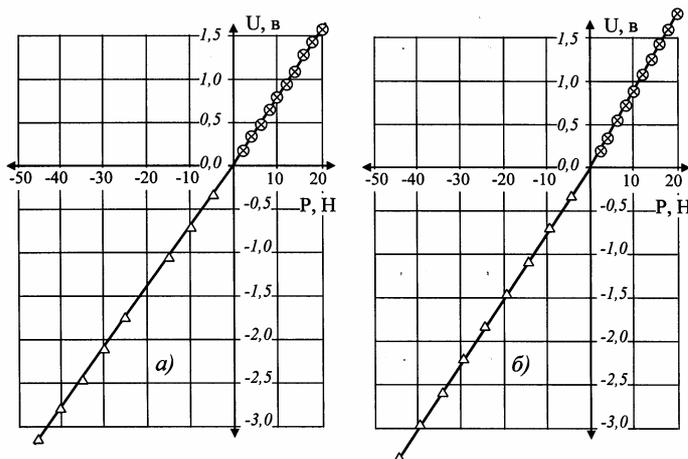


Рис. 2. Тарировочные кривые тензодатчиков, наклеенных на шатун: при нагружение на растяжение и сжатие: а) – боковые датчики; б) – осевые датчики

3. Дрейф нуля тензоусилителя за 9 часов составил 0,0045 в. В дальнейшем эта погрешность не учитывалась в виду её незначительности.

4. Оценка чувствительности к изгибу осевыми и боковыми датчиками производилась в плоскости качания и в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна. Нагрузки производились в специальных приспособлениях. Анализом выявлено, что чувствительность осевого и бокового датчиков к изгибу в плоскости качания шатуна мала. В плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна погрешность замера осевого усилия осевым датчиком составила $\eta_{\text{ос}} = 0,5\%$, а боковым $\eta_{\text{бок}} = 0,6\%$.

Предварительно рассчитывались возможные изгибающие моменты, определяемые погрешностью формы шатуна и разбросом размеров деталей КШМ в пре-

делах допусков. Схема изгиба стержня шатуна от погрешностей формы показана на рис. 3.

Изгибающий момент от непараллельности осей ПГШ и КГШ определяется как:

$$M_{\text{изг1}} = P_{\Sigma} l_{\text{шт}} \sin\varphi,$$

где P_{Σ} – суммарная сила, действующая вдоль оси шатуна; $l_{\text{шт}}$ – длина шатуна; φ – возможный угол от непараллельности осей.

При максимальной непараллельности 0,03/100 угол $\varphi = 0,038^\circ$. Погрешность от $M_{\text{изг1}}$ составит $\eta_{\text{из1}} = 0,015\%$.

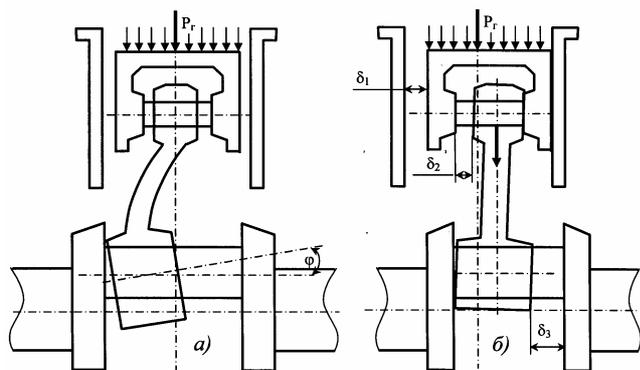


Рис. 3. Схема изгиба стержня шатуна от погрешностей формы:
 а) – изгиб, обусловленный непараллельностью осей ПГШ и КГШ;
 б) – изгиб, обусловленный перекосом шатуна при смещении ПГШ и КГШ в пределах зазора в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна

Изгибающий момент от смещения ПГШ и КГШ

$$M_{\text{изг2}} = P_{\Sigma} \Delta,$$

где $\Delta = (\delta_1 + \delta_2 + \delta_3)/2$ – сумма максимальных зазоров;

δ_1 – максимальный зазор между поршнем и цилиндром;

δ_2 – максимальный зазор между внутренней поверхностью поршня и ПГШ;

δ_3 – максимальный зазор между щекой коленчатого вала и КГШ.

Расчетом получено $\Delta = 0,53 \cdot 10^{-3}$ м. Соответственно погрешность $\eta_{\text{из2}} = 0,05\%$. Суммарная погрешность от изгиба в плоскости перпендикулярной плоскости качания шатуна $\eta_{\text{из3}} = 0,065\%$.

5. Погрешность, вызываемая нагревом и охлаждением шатуна. Шатун нагревался в сушильном шкафу до 130°C через 10°C и охлаждался с тем же шагом. Для разделения погрешностей измерительной аппаратуры регистрация показаний производилась с тензоусилителем и без.

Анализом выявлено, что характер зависимости показаний осевых и боковых датчиков от температуры одинаков. Чувствительность боковых датчиков в 2,5 раза выше осевых. Разброс показаний при двух циклах измерений составил: у осевого датчика ± 75 , у бокового ± 50 Н. Максимальное значение показаний при температуре 90°C составило: осевым датчиком 2500, боковым – 6400 Н. Включение в измерительную схему тензоусилителя не внесло изменений.

Если не учитывать температурную зависимость чувствительности датчиков, то погрешность измерений при замере осевого усилия боковым датчиком при $t = 90^\circ\text{C}$ составит $\eta_{\text{бок}} = 4,7\%$, соответственно осевым датчиком $\eta_{\text{ос}} = 1,5\%$. Учет температурной зависимости чувствительности датчиков значительно повышает точность измерений: $\eta_{\text{бокt}} = 0,11\%$; $\eta_{\text{ост}} = 0,07\%$. Суммарная погрешность составит $\eta_{\Sigma} = 0,5\%$.

В результате проведенных исследований можно заключить. При замере осевого усилия в стержне шатуна необходимо одновременно с тензометрированием регистрировать температуру шатуна и при обработке данных вносить температур-

ную поправку. При этом погрешность определения осевого усилия в стержне шатуна не превысит $\pm 0,25\%$.

Литература:

1. Динамический анализ шатуна и потерь на трение в ЦПГ автомобильного дизеля / В.Н. Никишин, И.А. Никишин // Сборник трудов международной научно-технической и образовательной конференции Часть 1, книга 2. Набережные Челны: Изд-во Камской госуд. инж.-экон. акад., 2010. С. 73–77.

ИССЛЕДОВАНИЕ НАПРЯЖЕННО-ДЕФОРМИРОВАННОГО СОСТОЯНИЯ КРЫШКИ КОРЕННОГО ПОДШИПНИКА 8-МИ ЦИЛИНДРОВОГО V-ОБРАЗНОГО АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Никишин В.Н., Белоконь К.Г. (Камская государственная инженерно-экономическая академия);

Никишин И.А. (РУДН)

При форсировке автомобильного дизеля по среднему эффективному давлению резко возрастают нагрузки на коренные подшипники, и возникает необходимость оценки работоспособности коренных опор коленчатого вала, а также вероятности раскрытия стыка крышек коренных опор.

Для оценки нагруженности коренных опор применен метод квазистатического тензометрирования. Напряженно-деформированное состояние (НДС) крышки коренного подшипника определяли методом тензометрии с использованием тензорезисторов типа КФ6 32-10-200В. Схема препарирования крышки коренного подшипника представлена на рис. 1.

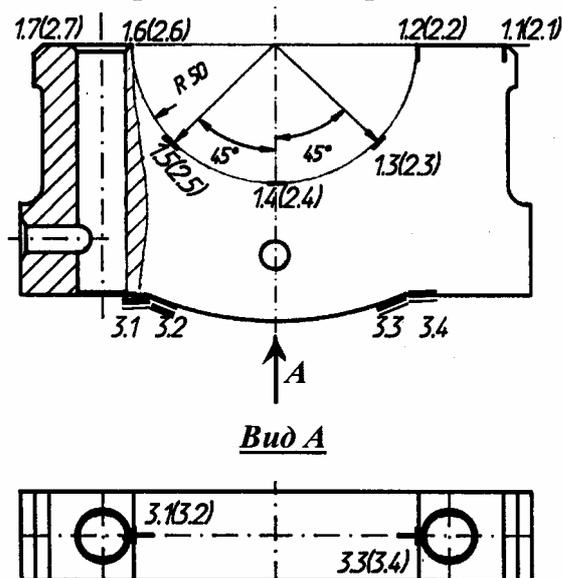


Рис. 1. Схема препарирования крышки подшипника 4-ой коренной опоры:

1.1÷1.7 – тензорезисторы на расточке под подшипник со стороны 7 и 3 цилиндров (носки коленчатого вала);

2.1÷2.7 – тензорезисторы на расточке под подшипник со стороны 8 и 4 цилиндров (хвостовика коленчатого вала);

3.1÷3.4 – тензорезисторы на нижней полке крышки подшипника коренной опоры

Тензорезисторы наклеивались вдоль расточки под подшипник, по разьему с двух сторон и на нижней полке. Измерения проводили по полумостовой схеме с одним активным плечом с помощью тензостанции СИИТ-3, а также персонального компьютера с платой АЦП. Полумостовая схема включения тензорезисторов (рис. 2) обеспечивает регистрацию суммарного напряжения от растяжения-сжатия и изгиба.

Измерения проводили по полумостовой схеме с одним активным плечом с помощью тензостанции СИИТ-3, а также персонального компьютера с платой АЦП. Полумостовая схема включения тензорезисторов (рис. 2) обеспечивает регистрацию суммарного напряжения от растяжения-сжатия и изгиба.

Тарировка тензорезисторов проводилась косвенным методом при помощи блокочки равного сопротивления изгибу, изготовленной из материала блока цилиндров.

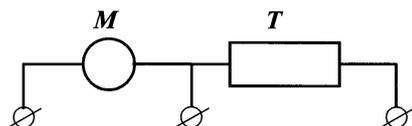


Рис. 2. Схема включения тензорезисторов: M – магазин сопротивлений МСР-63; T – тензорезистор

Испытаниям подвергали наиболее нагруженную крышку 4-й коренной опоры блок-картера.

Поскольку конструктивно крепление крышки коренного подшипника осуществляется двумя типами болтов – коренные и стягивающие болты, то необходимо было оценить влияние отдельно данных типов болтов на напряженное состояние крышки. Результаты таких измерений представлены на рис. 3.

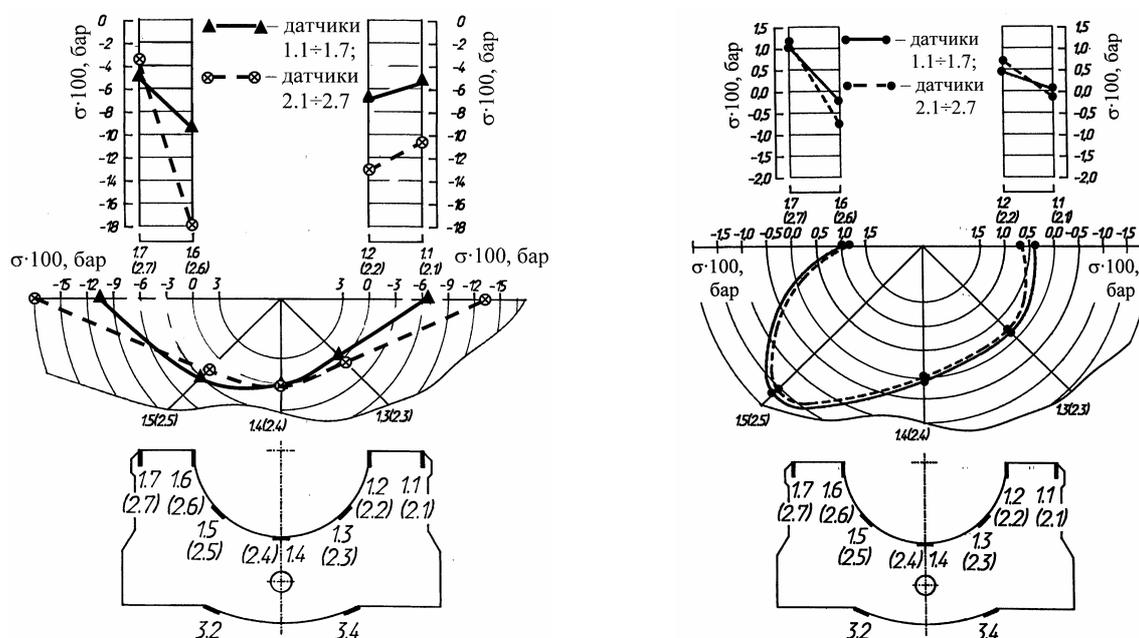


Рис. 3. Напряженное состояние крышки подшипника коренной опоры блока цилиндров: а) – от монтажных сил затяжек коренных болтов крутящим моментом 230 Н·м; б) – от монтажных сил затяжек стягивающих болтов крутящим моментом 100 Н·м

Анализ характера напряженного состояния крышки подшипника коренной опоры показывает, что максимальные значения деформации зафиксированы в точках замера 1.2; 2.2; 1.6 и 2.6, что вызвано малостью площадки между расточкой и отверстием под болт крепления крышки. Величины напряжений от монтажных сил затяжек коренных болтов составили:

- тензодатчик 1.2 $\sigma = -6,32 \cdot 100$ бар;
- тензодатчик 1.6 $\sigma = -9,36 \cdot 100$ бар;
- тензодатчик 2.2 $\sigma = -13,13 \cdot 100$ бар;
- тензодатчик 2.6 $\sigma = -17,87 \cdot 100$ бар.

Затяжка стягивающих болтов несколько ослабляет напряжения сжатия по привалочной поверхности. Со стороны 7 и 3 цилиндров до $(-5,2\dots-6,5) \cdot 100$ бар; со стороны 8 и 4 цилиндров до $(-9,9\dots-15,2) \cdot 100$ бар.

Анализом выявлено, что нижняя полка крышки подвергается растяжению. Растягивающие напряжения на нижней полке равняются:

с левой стороны $\sigma = (4,1\dots4,5) \cdot 100$ бар;

с правой стороны $\sigma = (1,9\dots2,3) \cdot 100$ бар.

Данные напряжения в крышке коренной опоры определяют ее несущую способность. В точках измерения 3.2 и 3.4 напряжения растяжения имеют максимальные значения.

Смонтированная в блок крышка представляет собой брус с частично заделанными концами, поэтому в наружном слое - на нижней полке, зафиксированы растягивающие деформации, а во внутреннем слое - вдоль расточки под подшипник и в зоне, примыкающей к заделке, сжимающие деформации из-за овализации расточки, а в боковых частях из-за сжатия бобышек отверстий под болт крепления крышки.

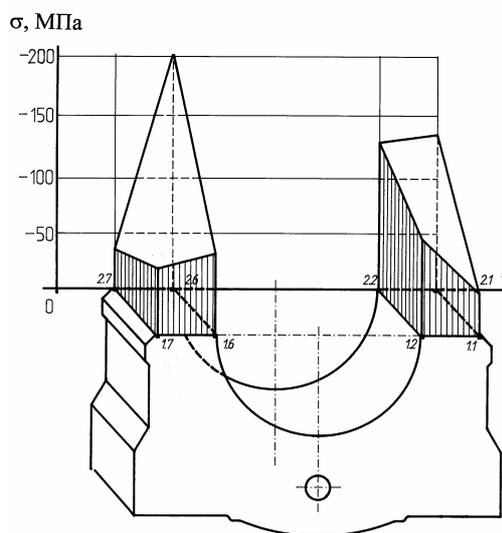


Рис. 4. Эпюры напряжений на привалочной поверхности крышки коренной опоры от затяжки болтов

Анализ эпюры напряжений привалочной поверхности крышки от усилий затяжки болтов крепления крышки (рис. 4) показывает, что крышка нагружена несимметрично, как вдоль оси коленчатого вала, так и поперек. Статические напряжения с левой стороны, а также со стороны 3 и 4 цилиндров, выше на 32%, чем с правой и со стороны 7 и 8 цилиндров. Данный характер нагружения определяется конструктивным параметром боковых стенок блока цилиндров. Левая наружная боковая стенка блока цилиндров несколько толще, чем правая боковая стенка.

Анализ показывает, что крышка подшипника работает в тяжелых условиях нагруженности из-за несимметричности геометрии сопрягаемых поверхностей.

ИЗМЕНЕНИЕ ПАРАМЕТРОВ ВИБРАЦИИ ТРАНСПОРТНОГО СИЛОВОГО АГРЕГАТА НА РАЗЛИЧНЫХ РЕЖИМАХ ЕГО РАБОТЫ

Новиков Д.С. (Ярославский государственный технический университет)

Двигатель, эксплуатирующийся в составе транспортного средства, работает в широком диапазоне частот вращения коленчатого вала. Характер его работы зависит от таких факторов, как тип транспортного средства, конструкция трансмиссии автомобиля, дорожные условия и т.п. При этом разница по времени работы на определенных режимах может быть значительна (рис. 1).

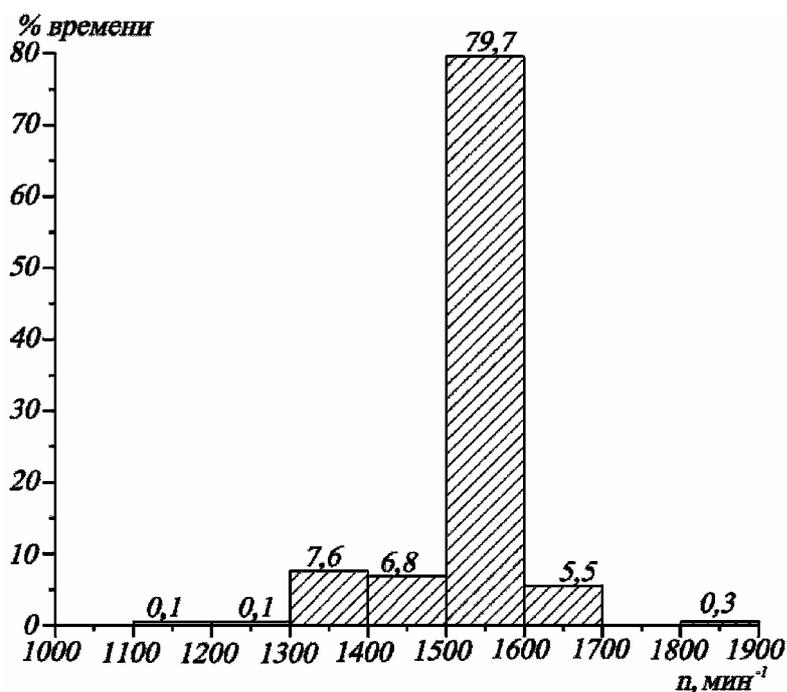


Рис.1. Время работы двигателя 8 ЧН 13/14 на различных режимах в составе магистрального автопоезда МА3 544008 при движении по дороге 1 категории со скоростью 90 км/ч.

На разных режимах работы двигателя параметры его рабочего процесса (который является одним из основных источников вибрации) различны. В проведенных ранее расчетных исследованиях вибрационного состояния двигателей эти особенности их эксплуатации не учитывались [1], либо рассматривалась звуковая вибрация в высокочастотном диапазоне [2]. М.Е. Павловым [1] рассмотрена работа дизеля 8ЧН 13/14 только на режимах максимального крутящего момента ($n=1600$ мин⁻¹) и номинальном ($n=1900$ мин⁻¹). В действительности при движении автомобиля по скоростным магистралям двигатель работает на меньших частотах вращения (рис. 1).

В настоящей работе предпринята попытка исследовать изменение вибрационных характеристик силового агрегата (двигатель + сцепление + коробка передач) при работе двигателя на разных режимах внешней скоростной характеристики.

Для этого разработана новая модель, в которой (в отличие от модели М.Е. Павлова) учтены шатунно-поршневые группы всех цилиндров, наличие головок цилиндров, маховика, картера маховика, крышки шестерен распределения, сцепления и коробки передач. Силовой агрегат установлен на шесть виброизолирующих опор.

В качестве источника вибрации учтен рабочий процесс в цилиндрах двигателя. Зависимости газовых сил для разных режимов работы двигателя получены при индицировании цилиндра дизеля 8 ЧН 13/14 на моторном стенде, а также расчетным путем. Рассматривалось два пути распространения вибрационного импульса от источника вибрации к лапам виброизолирующих опор силового агрегата: через шатунно-кривошипный механизм и коренные опоры, а также через головки цилиндров и стенки корпусных деталей.

Анализ результатов показал, что максимальные среднеквадратичные значения (СКЗ) виброускорений на следующих режимах:

1. В расчетных точках (рис.2) через которые проходит вибрационный импульс по первому пути (от поршня к блоку) максимальные СКЗ виброускорений наблюдаются на двух режимах работы $n=1600$ мин⁻¹ (режим максимального крутящего момента) и $n=1900$ мин⁻¹ (режим номинальной мощности).

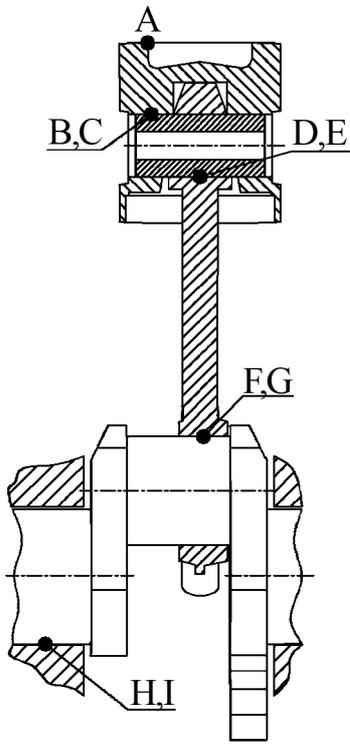


Рис. 2. Расчетные точки, рассматриваемые при распространении вибрационного импульса от поршня к блоку

При работе на высоких оборотах двигатель испытывает максимальные динамические, тепловые и др. виды нагрузки, а при работе на режиме крутящего момента наоборот нагрузки должны быть минимальны. Высокое значение виброускорений на режиме $n=1600 \text{ мин}^{-1}$ можно объяснить совпадением частот крутильных колебаний с собственными колебаниями силового агрегата. Данный резонанс наблюдался при испытаниях силового агрегата в составе транспортного средства при применении «жесткого» ведомого диска сцепления (без демпфера крутильных колебаний).

2. В расчетных точках на корпусных деталях двигателя (второй путь прохождения вибрационного импульса) минимальные СКЗ виброускорений соответствуют режиму максимального крутящего момента $n=1600 \text{ мин}^{-1}$. Разница между СКЗ виброускорений в т.И, полученные расчетным и экспериментальным путем, замеренные в стендовых условиях для режимов $n=1600 \text{ мин}^{-1}$ и $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ составила не более 19%. Максимальные значения СКЗ виброускорений на боковой поверхности блока составили 55 м/с^2 на режиме при $n=1800 \text{ мин}^{-1}$.

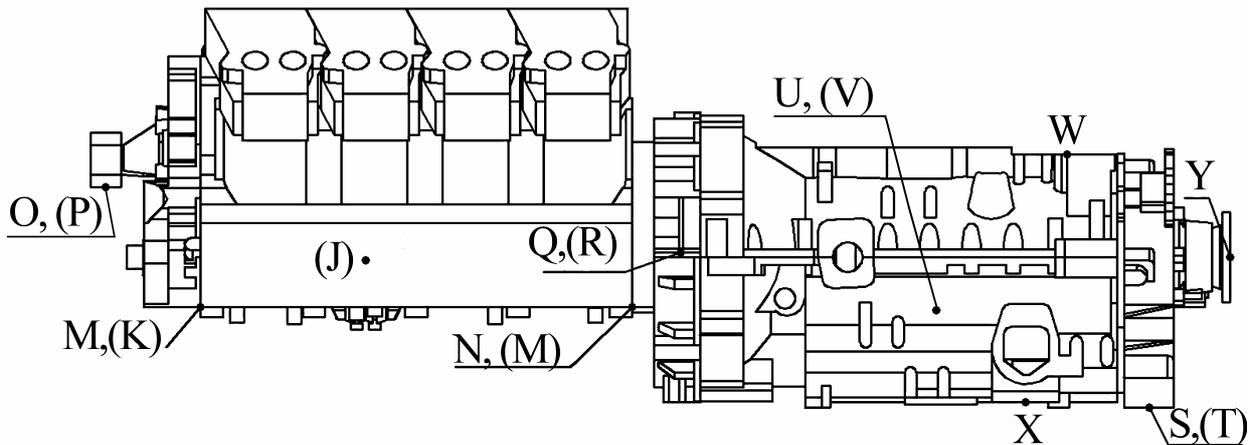


Рис.3. Расчетные точки, рассматриваемые при распространении вибрационного импульса по корпусным деталям силового агрегата.

В скобках помечены точки невидимые на данной проекции.

3. В расчетных точках на корпусных деталях КП максимальные СКЗ виброускорения на боковых поверхностях картеров достигающие значений 94 м/с^2 на режиме работы при $n=1700 \text{ мин}^{-1}$, на верхней поверхности достигающее значения 138 м/с^2 на режиме при $n=1900 \text{ мин}^{-1}$.

4. В расчетных точках на лапах в зоне размещения виброизолирующих опор максимальные СКЗ виброускорений достигают при работе двигателя на режимах: $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ – 97 м/с^2 на передних опорах двигателя и задних опорах КП, $n=1700 \text{ мин}^{-1}$ – 94 м/с^2 на задней опоре КП, $n=1900 \text{ мин}^{-1}$ – 112 м/с^2 на задних опорах КП (Рис.4).

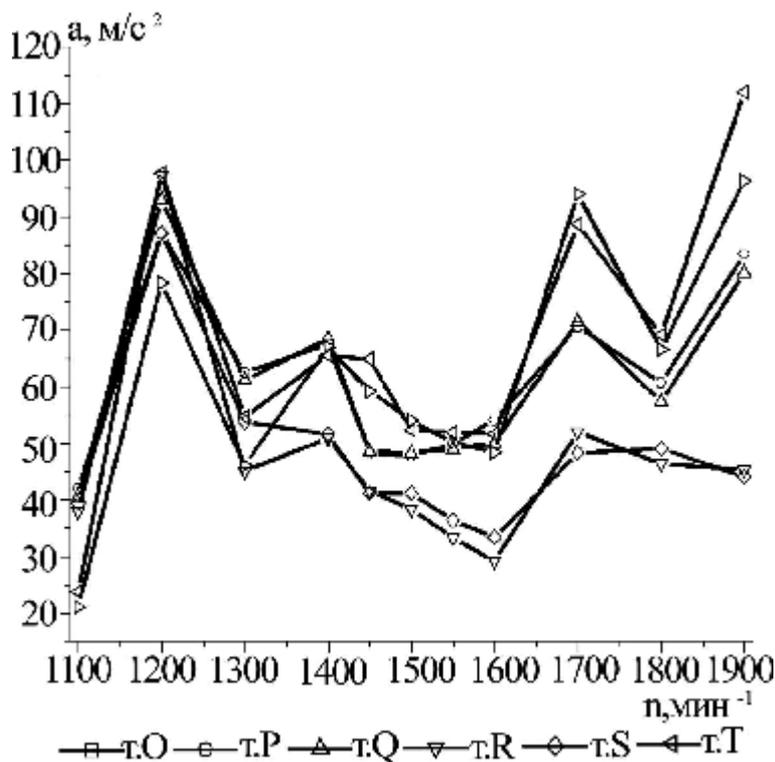


Рис. 4. Изменение СКЗ виброускорений в месте установки виброизолирующих опор в зависимости от режима работы двигателя

Следует отметить, что наиболее нагруженными являются виброизолирующие опоры, воспринимающие опрокидывающий момент двигателя.

Таким образом, на основании полученных расчетных и экспериментальных данных можно сделать следующие выводы:

- 1) При оценке вибрационного состояния силового агрегата нельзя выделить режим работы, на котором бы проявились все «слабые» места конструкции;
- 2) Наибольшее время двигатель в составе транспортного средства МАЗ-544008 работает на режимах, на которых не наблюдаются пиковые значения среднеквадратичных виброускорений.

Литература:

1. Павлов М.Е. Разработка метода анализа вибрационного состояния дизельных двигателей [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02/ Павлов Михаил Евгеньевич – Ярославль, 2005. – 127с.
2. Яковенко А.Л. Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания [Текст]: Дис. ... канд. техн. наук: 05.04.02/ Яковенко Андрей Леонидович – Москва, 2009. – 24с.

ОДИН ИЗ МЕТОДОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ОБСЛУЖИВАНИЯ СУДОВОГО ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ОБОРУДОВАНИЯ ПО ФАКТИЧЕСКОМУ СОСТОЯНИЮ

Поголяева М.А. (Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

В работе [1] указывается, что трудоемкость технической эксплуатации, в первую очередь, зависит от качества проекта и постройки судна. Именно на этих стадиях создания судна закладывается уровень надежности и эксплуатационной технологичности судна и судовой техники, характеризующей безотказность и долго-

вечность судна и его элементов, их приспособленность к выполнению технического обслуживания (ТО) и ремонта.

Согласно [1], метод ТО и ремонта – это совокупность технологических и организационных правил выполнения ТО и ремонта, а также правил по определению объектов и периодичности работ, обеспечивающих поддержание требуемого уровня технического состояния и надежности объекта. В зависимости от характера информации о надежности и техническом состоянии объектов, используемой для назначения периодичности и объема ТО и ремонта, различают следующие методы ТО и ремонта техники: регламентный, по отказам с контролем уровня надежности, по состоянию с периодическим контролем технического состояния, по состоянию с непрерывным контролем параметров технического состояния по параметрам.

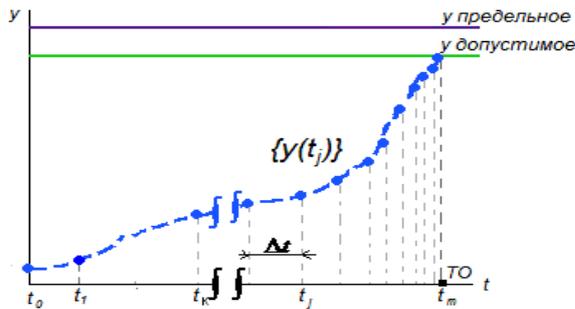


Рис. 1. Иллюстрация метода ТО с убывающим интервалом контроля

Анализ методов ТО показывает, что предпочтительным будет являться метод толерантный по отношению к обслуживанию по состоянию с периодическим контролем и по состоянию с непрерывным контролем. Таким методом является метод ТО по состоянию с убывающим временным интервалом контроля $\Delta t = (t_j - t_{j-1}) = \text{var}$ диагностического параметра y (рисунок 1).

Множество моментов времени t_j измерения диагностического параметра y определяется из выражения:

$$\{t_{j}\} = \frac{(j \cdot T_{\text{пр}})}{m} + 0,5 \cdot j \cdot (m - j) \cdot [t^1] + t_k, \quad (1)$$

где $\{t_{j}\}$, $j = \overline{1, m}$ – конечное множество конкретных моментов измерения параметра y на интервале прогнозирования $T_{\text{пр}}$; $[t^1]$ – единица времени интервала измерений, например, 1 час, 1 день и т.д.; t_k – момент последнего изменения [2]. Количество измерений m определяется из условия

$$m(m - 1) \leq 2T_{\text{пр}}. \quad (2)$$

Если первоначально принять $T_{\text{пр}} = T_{\text{то1}}$, где $T_{\text{то1}}$ – регламентированный момент выполнения первого технического обслуживания, из выражения (2) можно найти m , а по выражению (1) определить конкретные моменты времени t_j выполнения измерений.

Предположим, что выполнены все m измерений и это дало конечное множество данных $\{y(t_j)\}$, $j = \overline{1, m}$, как показано на рисунке 1. Как правило, данные измерений, представленные множеством пар $\{y_j, t_j\}$ дают на плоскости (y, t) существенный разброс точек с соответствующими координатами, по которым необходимо выдвинуть гипотезу о подходящем типе функции тренда $\mathcal{Y}(t)$, являющейся аппроксимирующей функцией множества $\{y(t_j)\}$. Следует учитывать, что множество $\{y(t_j)\}$ «маскирует» истинную функцию тренда вследствие случайных воздействий, вызывающих искажение результатов измерений. Назовем множество $\{y(t_j)\}$ ансамблем $A(y, t)$, если такое предположение осуществляется. Практически это множество можно считать ансамблем, если удастся найти такую фазовую плоскость (x, z) , где $x = x(y, t)$ и $z = z(y, t)$, на которой точки x_j, z_j с некоторой дисперсией s^2 располагаются вдоль некоторой гладкой кривой или лучше прямой $x(z)$.

После того, как установлено наличие ансамбля, переходят к идентификации $x(z)$, а затем, действуя «обратным ходом» определяют тип и параметры функции тренда $\mathcal{Y}(t)$. Поскольку, как отмечалось, экспериментальный тренд отличается разбросом точек на плоскости (y, t) , то очевидно, что следует применить какую-нибудь сглаживающую операцию, например, интегрирование I. Далее осуществляется анализ прямых фазовых плоскостей (x, z) типа $x=y$ и $z=I_k y$, где I_k – интегралы кратности k ($k=1,2,\dots$) с пределами $t_0=0$ и $t_m=t$ от функции $y(t)$:

$$y(t) = a_0 + a_1 I_k(t). \quad (3)$$

Оценки значений коэффициентов a_0 и a_1 вычисляются по множеству $\{y_i, I y_i\}$ методом наименьших квадратов.

Уравнение прямой (3) фазовой плоскости (y, I_k) является интегральным, решение которого есть [3]:

$$y(t) = a_0 \cdot \exp(a_1 t) = \mathcal{Y}(t), \quad \text{при } k=1 \quad (4)$$

и

$$y(t) = a_0 \cdot \operatorname{ch}(\sqrt{a_1} t) = \mathcal{Y}(t), \quad \text{при } k=2. \quad (5)$$

В качестве оператора сглаживания ансамбля $A(y, t)$ можно использовать также L-интеграл [4]. В этом случае решением уравнения прямой

$$y(t) = a_0 + a_1 L_k(t), \quad (6)$$

будет тренд типа

$$y(t) = \frac{a_0}{(1 - a_1 t)^2} = \mathcal{Y}(t), \quad \text{при } k=1 \quad (7)$$

и

$$y(t) = \frac{a_0 \cdot (1 + a_1 t)^2}{(1 - a_1 t)^2} = \mathcal{Y}(t), \quad \text{при } k=2. \quad (8)$$

Из этих четырех функций тренда $\mathcal{Y}(t)$ следует выбрать ту, которая соответствует наименьшей дисперсии s^2 на фазовой плоскости.

Метод идентификации экспериментальных трендов, разработанный профессором СПбГМТУ Соболевым Леонидом Георгиевичем, находит практическое применение в задачах идентификации экспериментальных трендов.

Подставив в выражения (4), (5), (6) или (7) $y(t)=y_{\text{доп}}$ можно определить время $t_{\text{доп}}=t_m$, которое, в принципе, с некоторой погрешностью по времени должно соответствовать времени выполнения регламентированного ТО. По идее эта погрешность не должна превышать величины, ожидаемой энтропийной относительной приведенной погрешности

$$g = 0,5 \sqrt{1 - r^2}, \quad (9)$$

где r - коэффициент корреляции фазовой плоскости:

$$r = \frac{1}{\left[1 + \frac{s^2_{\Delta y}}{s^2_y} \right]^{0,5}}. \quad (10)$$

В выражении (10) s^2_y - дисперсия отдельных точек от их среднего арифметического значения \bar{y} ; $s^2_{\Delta y}$ - дисперсия отдельных точек от линий $y = a_0 + a_1 I_k(t)$ и $y(t) = a_0 + a_1 L_k(t)$.

Известно, что коэффициент корреляции r зависит от объема выборки n .

Если опираться на данные, приведенные в [5,6], то можно считать достаточным объем выборки $n=10\dots 15$, когда взаимная корреляционная функция R восстанавливается с погрешностью не более 1...2%.

Поскольку между взаимной корреляционной функцией R и коэффициентом корреляции r есть взаимосвязь через дисперсии, то условие достаточности объема выборки $n=10\dots 15$ примем за исходное для начала организации процедуры определения аппроксимирующей функции $\mathcal{Y}(t)$ и прогнозирования изменения технического состояния СЭО. Граничным значением коэффициента корреляции, ниже которого аппроксимирующая функция $\mathcal{Y}(t)$ не будет приниматься к рассмотрению, считается $r=0,707$. Данному значению коэффициента корреляции соответствует условие равенства мощности сигнала S^2_y мощности шума $S^2_{\Delta y}$.

Рассмотрим, как изменяется значение коэффициента корреляции от объема выборки. В работе [7] приводится графическая зависимость отношение давления сжатия $P_{сж}$ к температуре выхлопных газов Θ_r дизеля (рисунок 2). Это отношение применяется для определения качества уплотнения между поршнем и цилиндром и в нашем случае является контролируемым параметром $y(t)$, определяющим техническое состояние цилиндропоршневой группы (ЦПГ) дизеля. Своевременное ТО дизеля приводит к повышению этого отношения.

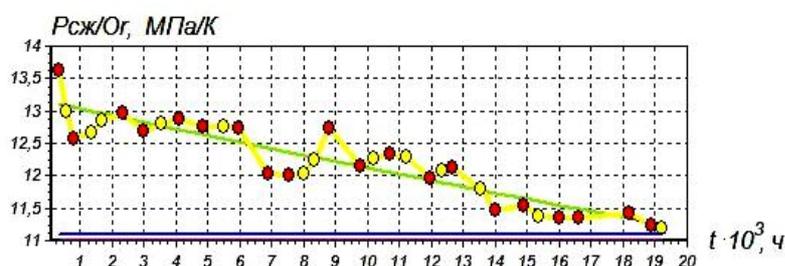


Рис. 2. Зависимость $P_{сж}/\Theta_r$ от времени работы двигателя и аппроксимирующей функции

Расчет значений коэффициента корреляции проводился по красным точкам, как наиболее отражающим неравномерность $P_{сж}/\Theta_r$ в функции времени с учетом увеличения количества исходных данных, т.е. $y(t_j)$, $j=5,20$. Таким образом, объем выборки составил $n=20$. На рисунке 4 показано изменение значения коэффициента корреляции r , определяемого по выражению (10) с использованием операторов сглаживания I и L в зависимости от объема выборки n .

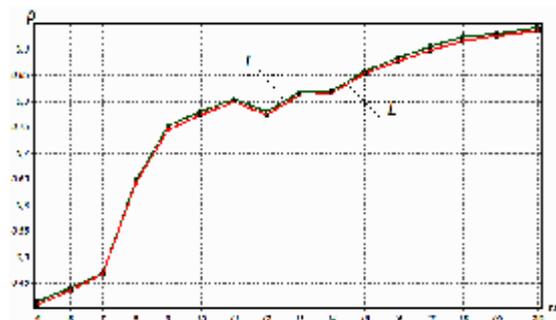


Рис. 3. Изменение значения коэффициента корреляции от объема выборки

Как видно из рисунка 3 значения коэффициента корреляции для обеих фазовых плоскостей (y, y_I) и (y, y_L) достигают практически одинакового максимального значения $r=0,933$. Это значит энтропийная относительная приведенная погрешность $g=0,18=18\%$, но при условии использования всего временного интервала наблюдений параметра $y(t)$.

Теперь поставим следующее условие. Пусть отношение $P_{сж}/\Theta_r$ в функции времени есть $y(t)$, которое при достижении допустимого значения $y_{доп}=11,5$ будет указывать на необходимость выполнения ТО ЦПГ. Объем выборки ограничим моментом времени $t=10000$ часов, включая все точки (рисунок 2), и проведем операцию

сглаживания временного ряда $y(t)$ операторами I и L. Результаты сглаживания представлены фазовыми плоскостями (y, y_I) и (y, y_L) на рисунке 4.

Как видно из рисунка 4, фазовой плоскости (y, y_I) соответствует несколько больший коэффициент корреляции, а поэтому в качестве аппроксимирующей функции выберем функцию вида:

$$y(t) = 13,102 \cdot \exp(-0,0077 \cdot t) = \varphi(t), \quad (11)$$

показанную на рисунке 2 зеленым цветом. В качестве значения коэффициента корреляции примем $r \geq 0,769$, тем самым оценим ожидаемую энтропийную погрешность $g = 0,32$. Как видно из выражения аппроксимирующей функции, параметр тренда $a_1 = -0,0077$ является нелинейно входящим, но его оценка выполнялась для условия линейного вхождения, т.к. решалось уравнение прямой фазовой плоскости (y, y_I) .

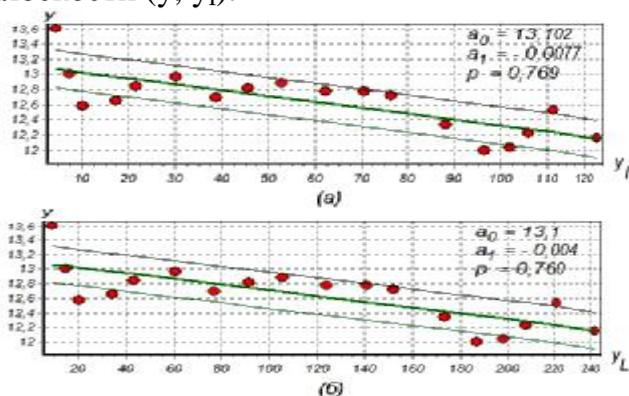


Рис. 4. Фазовые плоскости:

- а - применения оператора сглаживания I;
- б- применения оператора сглаживания L

при $a_1'' = -0,0102$ в аппроксимирующую функцию (11) при $y(t) = y_{\text{доп}} = 11,5$ получим по выражению (11), что допустимое значение отношения $P_{\text{сж}} / \Theta_r$ будет достигнуто в момент времени $t = 13445$. При этом упреждение процесса составило 4200 часов с погрешностью 555 часов, т.е. порядка 3,5%.

В заключение следует отметить, что практическая реализация рассмотренного алгоритма обработки информации о текущем техническом состоянии СЭО позволит осуществить переход от жестко регламентированного технического обслуживания к менее затратному обслуживанию по фактическому состоянию на основе компьютерных информационных технологий.

Литература:

1. Никитин А.М. Управление технической эксплуатацией судов / СПб: Изд-во Политехнического университета, 2006. 360с.
2. Хруцкий О.В. Техническая диагностика / СПб: Изд-во СПбГМТУ, 2005. 208с.
3. Соболев Л.Г., Хруцкий О.В. К вопросу об идентификации экспериментальных трендов // Контроль. Диагностика. 2004. №2. С.39-42.
4. Соболев Л.Г. Об одном операционном методе идентификации экспериментальных трендов// Автоматика и телемеханика. 2000. №11. С.114-122.
5. Волгин В.В., Каримов Р.Н. Оценка корреляционных функций в промышленных системах управления / М: Энергия, 1979. 79с.
6. Цапенко М.П. Измерительные информационные системы / М: Энергия, 1974. 320с.

7. Моек Е., Штрикерт Х. Техническая диагностика судовых машин и механизмов / Л: Судостроение, 1986. 232с.

МЕТАЛЛИЧЕСКИЕ МЫЛА КАК ПЕРСПЕКТИВНЫЙ ПРОТИВОИЗНОСНЫЙ И АНТИФРИКЦИОННЫЙ КОМПОНЕНТ СМАЗОЧНОГО МАТЕРИАЛА ДЛЯ ДВС

Путинцев С.В. (Московский государственный университет им. Н.Э.Баумана)

В настоящее время на рынке автохимии достаточно много сомнительных по описанию механизма действия, подчас не только малоэффективных, но и вредных для системы смазки двигателя и окружающей среды трибологических составов. В то же время растущие нагрузки на детали двигателя вкупе с не всегда надлежащим качеством смазочных материалов провоцируют повышенный износ деталей и рост механических потерь, что требует поиска новых, эффективных и экологически чистых способов ресурсосбережения в области поршневых машин.

Одним из традиционных способов снижения интенсивности изнашивания выступает повышение твердости сопряженных поверхностей деталей. Однако, как можно видеть из рассмотрения известных зависимостей для линейного износа [1] повышение твердости может быть произведено в ограниченных пределах (и с учетом твердости контртела), в противном случае деталь с большей твердостью по сравнению с контактирующей деталью вызовет усиление изнашивания последней. С учетом этого ограничения, логичным может быть признано повышение твердости не самой поверхности детали, а покрывающих ее граничных пленок.

Авторы фундаментальных исследований в области физики граничного трения [2, 3 и др.] сходятся во мнении, что среди большого числа веществ, формирующих защитные граничные пленки на смазываемых деталях, наилучшим сочетанием критериев «эффективность-безопасность» характеризуются соли жирных кислот, называемые еще металлическими мылами. При этом, по совокупности антифрикционных и прочностных (на смятие-разрыв) свойств граничной пленки первенствуют металлические мыла на основе стеариновой кислоты $\text{C}_{17}\text{H}_{33}\text{O}_2$ ($\text{C}_{17}\text{H}_{33}\text{O}_2$)₂COOH - стеараты.

Особенно важно то, что по сравнению с другими распространенными типами трибологически эффективных веществ, например, хлором, серой или фосфором – металлические мыла совершенно не опасны: ни коррозионно, ни экологически. Факт их безопасности подкрепляется широким применением стеаратов в пищевой и косметической отраслях.

Из рассмотрения модели граничной пленки согласно А.С. Ахматову [2], приведенной на рис.1., видно, что расположение слоев молекул металлического мыла отличается структурированностью в виде строго вертикальной ориентации по отношению к поверхности (так называемый «молекулярный ворс») и многозвенностью цепей, состоящих (считая от поверхности) из: диполя карбоксильной группы COOH, метиленовой группы CH_2 и метильного окончания CH_3 .

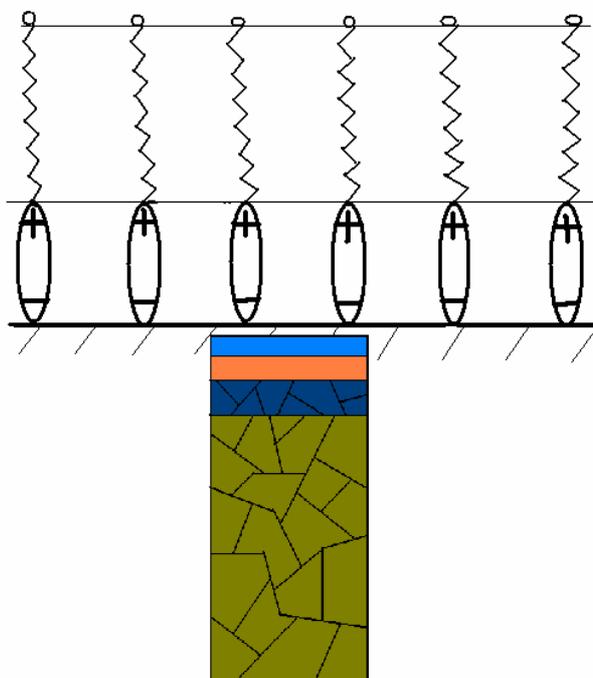


Рис.1. Модель структурированного граничного слоя (пленки) на поверхности твердого тела согласно [2]

Снижение трения граничными пленками стеаратов обусловливается блокированием адгезионных связей плотно упакованным конгломератом вертикально ориентированных молекул карбоксильных групп COOH , наибольшей среди высших кислот длиной молекул (порядка $24 \cdot 10^{-6}$ м), а также наличием плоскости спайности по концевым метильным группам CH_3 .

Подавление изнашивания вызвано соизмеримой по величине с алмазом осевой молекулярной упругостью метиленовых групп CH_2 (около $0,4 \cdot 10^6$ МПа) и упомянутой выше длиной молекулы, нормальное сопротивление сжатию-растяжению которой пропорционально кубу числа взаимодействующих групп, составляющих длину молекулярной цепи.

Среди металлов, наиболее пригодных для включения в состав металлического мыла в качестве антифрикционно-противоизносной присадки к моторному маслу, выступают металлы химически активной группы, способные самостоятельно вступать в реакцию со стеариновой кислотой, а именно: алюминий и цинк. Последний дополнительно обладает ярко выраженными антикоррозионными свойствами, именно поэтому цинк входит в соединения легирующего пакета присадок к моторному маслу. Преимущество того или иного из названных веществ, а также их совместимость с системой смазки двигателя и эффективность могут быть определены только на основе широких лабораторных и моторных испытаний. Предварительный этап таких испытаний на машине трения МИ-6 и малоразмерном быстроходном дизеле ТМЗ-450Д (при работе без фильтрующего элемента масляного фильтра и использовании минеральных моторных масел) выявил лидерство среди 12 прочих аналогов именно стеарата цинка, который дал в обоих случаях положительные результаты в виде значимого снижения

механических потерь и износа.

Выводы:

1. Снижение изнашивания смазываемых деталей двигателя целесообразно искать на пути повышения твердости не столько поверхностей деталей, сколько граничных пленок, покрывающих эти детали в процессе смазки и трения.

2. Перспективными пленкообразующими веществами с точки зрения «прозрачности» механизма действия, высокой трибологической эффективности и экологической безопасности являются металлические мыла на основе стеариновой кислоты - стеараты.

3. Среди последних выбор стоит остановить на стеаратах цинка, которые необходимо подвергнуть широким триботехническим лабораторным и моторным испытаниям.

Литература:

1. Основы трибологии (трение, износ, смазка): Учебник для технических вузов/Э.Д. Браун, Н.А. Буше, И.А. Буяновский и др./Под ред. А.В. Чичинадзе. - М.: Наука и техника, 1995.-778 с.

2. Ахматов А.С. Молекулярная физика граничного трения.-М.: ГИФМЛ, 1963.-472 с.

3. Боуден Ф.П., Тейбор Д. Трение и смазка твердых тел.-М.: Машиностроение, 1968.-503 с.

ВЫБОР ПАРАМЕТРОВ МИКРОРЕЛЬЕФА ЦИЛИНДРА ДВС

Путинцев С.В. (Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана); **Аникин С.А.** (Тверской государственный технический университет)

В данной работе представлено краткое описание процедуры выбора рациональных шаго-высотных параметров микрорельефа на основе применения положений гидродинамической теории смазки. Критерий рациональности – максимизация гидродинамической несущей способности в сопряжении «микрорельеф цилиндра-поршневое кольцо» для снижения времени контактирования и, как следствие, подавления трения и изнашивания деталей сопряжения.

С целью получения аналитического решения рассматривали микрорельеф простой геометрической формы типа «треугольная симметричная канавка с сопряженным плоским участком» при традиционных допущениях классической гидродинамики (рис.1).

Для нахождения погонной (приходящейся на единицу ширины профиля) гидродинамической несущей способности (ПГНС) использовали ранее полученное [1] решение уравнения Рейнольдса в виде распределения по осевой (в направлении вектора скорости v) координате x гидродинамического давления p для произвольной (интегрируемой) функции зазора $h(x)$ на длине L :

$$p(x) = 6mv \left[\frac{\int_0^L \frac{dx}{h^2(x)}}{\int_0^L \frac{dx}{h^3(x)}} \int_0^x \frac{dx}{h^3(x)} - \int_0^x \frac{dx}{h^2(x)} \right]. \quad (1)$$

Применительно к расчетной схеме микрорельефа, представленного на рис.1, решение интегралов, входящих в функцию (1), и интегрирование полученного выражения после преобразований давало следующее выражение для ПГНС:

$$\bar{P} = \frac{6mL^2}{H_1^2} g(d, I). \quad (2)$$

Здесь

$$g(d, I) = \frac{I^2}{d^2} [\ln(1+d) - d] + \frac{I}{2} \cdot \frac{d(1-4I^2) + 2I(1-I)}{2(d+1)^2 - I(d^2 + 7d + 2)}, \quad (3)$$

где $I = \frac{l_{1,3}}{L}$ - относительная длина наклонного участка микрорельефа;

$d = \frac{H_2 - H_1}{H_1}$ - относительный перепад высот микрорельефа.

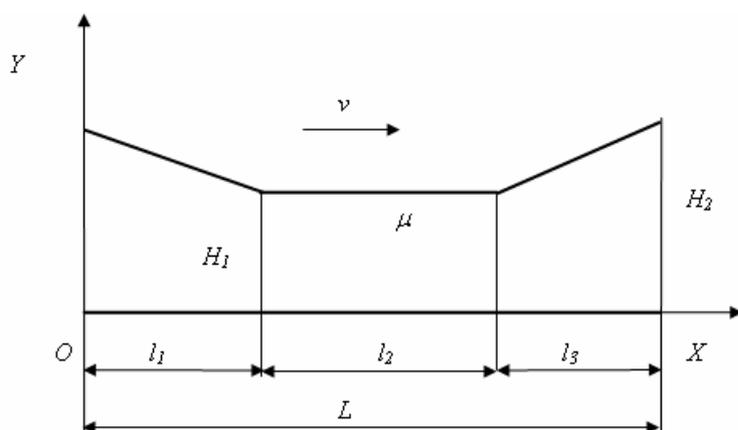


Рис.1. Расчетная схема фрагмента микрорельефа «треугольная симметричная канавка с сопряженным горизонтальным участком»

Решение задачи заключалось в определении значений шаго-высотных параметров микрорельефа I и d , максимизирующих функцию (3).

Аналитический способ исследования на максимум функции двух переменных весьма трудоемок, поэтому применяли прием, заключающийся в подстановке дискретных значений аргументов в пределах областей их существования в выражение (3), расчете значений, построении поля функции и, затем, простом градиентном поиске ее глобального максимума (рис.2).

Полученные в результате этой процедуры максимизирующие функцию (рациональные) значения параметров d , I и, собственно, максимум функции составили: $d_0=1,121$; $I_0=0,344$ и $g(d_0, I_0)=0,011$ соответственно.

Очевидно, что при заданной (а не бесконечной, как принималось выше) осевой высоте поршневого кольца S возможны следующие основные варианты выбора шага микрорельефа L : 1. Соизмеримый шаг ($L \gg S$); 2. Увеличенный шаг ($L > S$); 3. Уменьшенный шаг ($L < S$).

Расчет с использованием выражения (2) показал, что максимальную несущую способность при прочих равных условиях (постоянство шага микрорельефа L и длины кольца S , а также минимального зазора H_1) обеспечивает микрорельеф с соизмеримым по отношению к заданной длине поршневого кольца шагом. Снижение значения ПГНС при переходе от соизмеримого шага к увеличенному составило 37%, к уменьшенному – 58% (табл.1).

В итоге были определены рациональные значения шаго-высотных параметров микрорельефа, необходимые для его выполнения на зеркале цилиндра с целью последующей моторной проверки на износостойкость и механические потери.

Таблица 1. Результаты расчета гидродинамических параметров для фрагментов микрорельефа с различными вариантами шага:
1 – соизмеримый; 2 – увеличенный; 3 – уменьшенный

Вариант	d	l	ПГНС (\bar{P}), Н/м	
			Абсолютное значение	Относительная разница, %
1	1,0	0,333	0,613	0
2	0,5	0,167	0,384	-37
3	0,5	0,333	0,258	-58

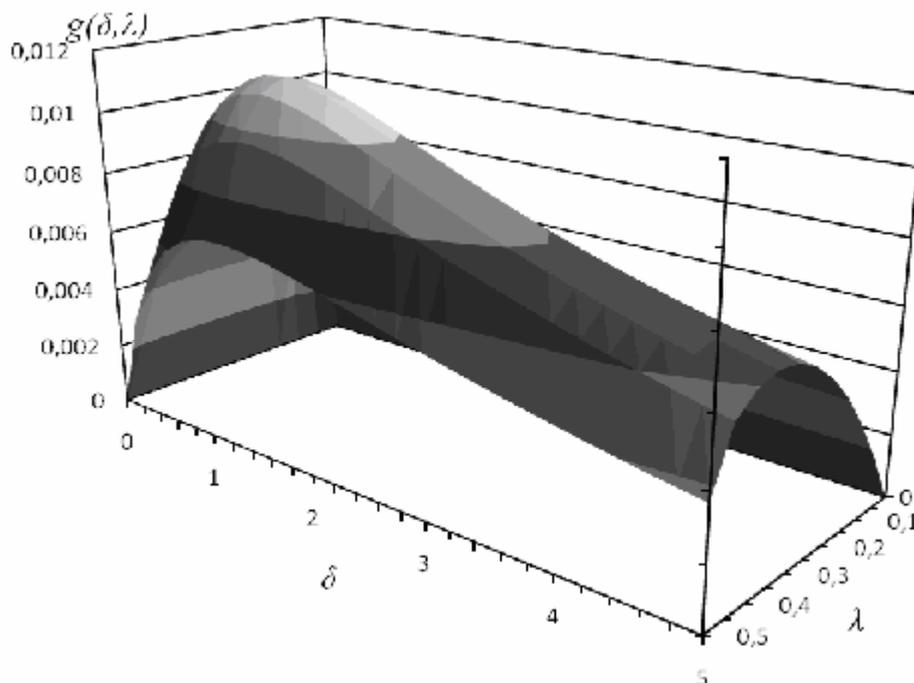


Рис.2. Поле значений функции ПГНС $g(d, l)$ для микрорельефа «симметричная треугольная канавка с горизонтальным удлинением»

Литература

1. Путинцев С.В., Аникин С.А., Галата Р.А. Основы расчета и проектирования узлов трения ДВС: Учебное пособие. –М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. – 35 с.

ПОРШНЕВОЙ ТРИБОМЕТР ДЛЯ МОДЕЛИРОВАНИЯ ПРОЦЕССОВ ТРЕНИЯ И ИЗНАШИВАНИЯ В ДВС.

Путинцев С.В., Чирский С.П. (Московский Государственный Университет им. Н.Э. Баумана)

Механические потери, как часть энергии (мощности), теряемой на преодоление всех видов трения в движущихся сопряжениях, механизмах и смазочном материале, составляют значительную и трудно определяемую долю потерь в тепловом балансе поршневых двигателей внутреннего сгорания.

Для оценки механических потерь, уровень которых в значительной мере характеризует степень технического совершенства двигателя, используются определенные методы. Ряд из них реализуется на работающем ДВС и носит название моторных методов. Ввиду резкого удорожания стоимости моторных испытаний, в последние годы активно развиваются так называемые безмоторные методы оценки механических потерь. Указанные методы предназначены для применения как на двигателе в безмоторном режиме (прокрутка без сжатия и сгорания), так и для физического моделирования.

Особенность применения безмоторных методов заключается в их большей доступности и дешевизне по сравнению с моторными, но, в то же время, и в недостаточной их изученности.

Вся совокупность методов определения механических потерь в поршневых ДВС условно разделена на экспериментальные и расчетные. Экспериментальные методы разделяются на те, которыми пользуются в рамках типовых испытаний двигателей, и те, что используются при специальных научно-технических исследованиях и не входят в состав типовых испытаний.

Методы типовых испытаний – это моторные методы, т.е. связанные с работой двигателя в так называемом моторном режиме.

В методах, применяемых в научно-технических исследованиях, часто используется двигатель в безмоторном режиме, называемом еще режимом прокрутки без сгорания топлива. Это делается с целью исключения искажений, вносимых силой давления газов и их высокой температурой в результат замера сил трения. Хотя, естественно, отсутствие сгорания топлива в безмоторном режиме вносит изменения в ход процессов трения деталей двигателя.

К группе безмоторных методов также могут быть отнесены испытания материалов ДВС на различного рода машинах трения и аналоговых установках.

Без реального присутствия двигателя используются методы расчетного определения механических потерь, которые можно причислить к безмоторным методам.

Характерная черта моторных методов – это их тесная связь с поршневым ДВС. В этом их основное достоинство и недостаток. Достоинство – минимальное нарушение и вмешательство в ход рабочего процесса. Недостаток – высокие трудоемкость и стоимость реализации цикла испытаний, искажения в показаниях замера механических потерь, вызванные работой сопутствующих систем двигателя (питания, охлаждения, смазки), вибрацией, температурой и т.п.

Безмоторные методы проще и доступнее при реализации, но главное – они свободны от сопутствующих рабочему процессу искажений в определении основного показателя механических потерь.

Анализ существующих конструкций и методов в области трибологии поршневых машин показал, что ближе всего к решению большинства из названных проблем моделирования и оценки трения в поршневых машинах стоит применение аналоговых моделирующих установок типа поршневого трибометра, в частности, разработанного на кафедре поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана под руководством профессора С.В. Путинцева.

Трибометр представляет собой аналоговое по отношению к ДВС устройство – промежуточную ступень от машины трения к полноразмерному двигателю.

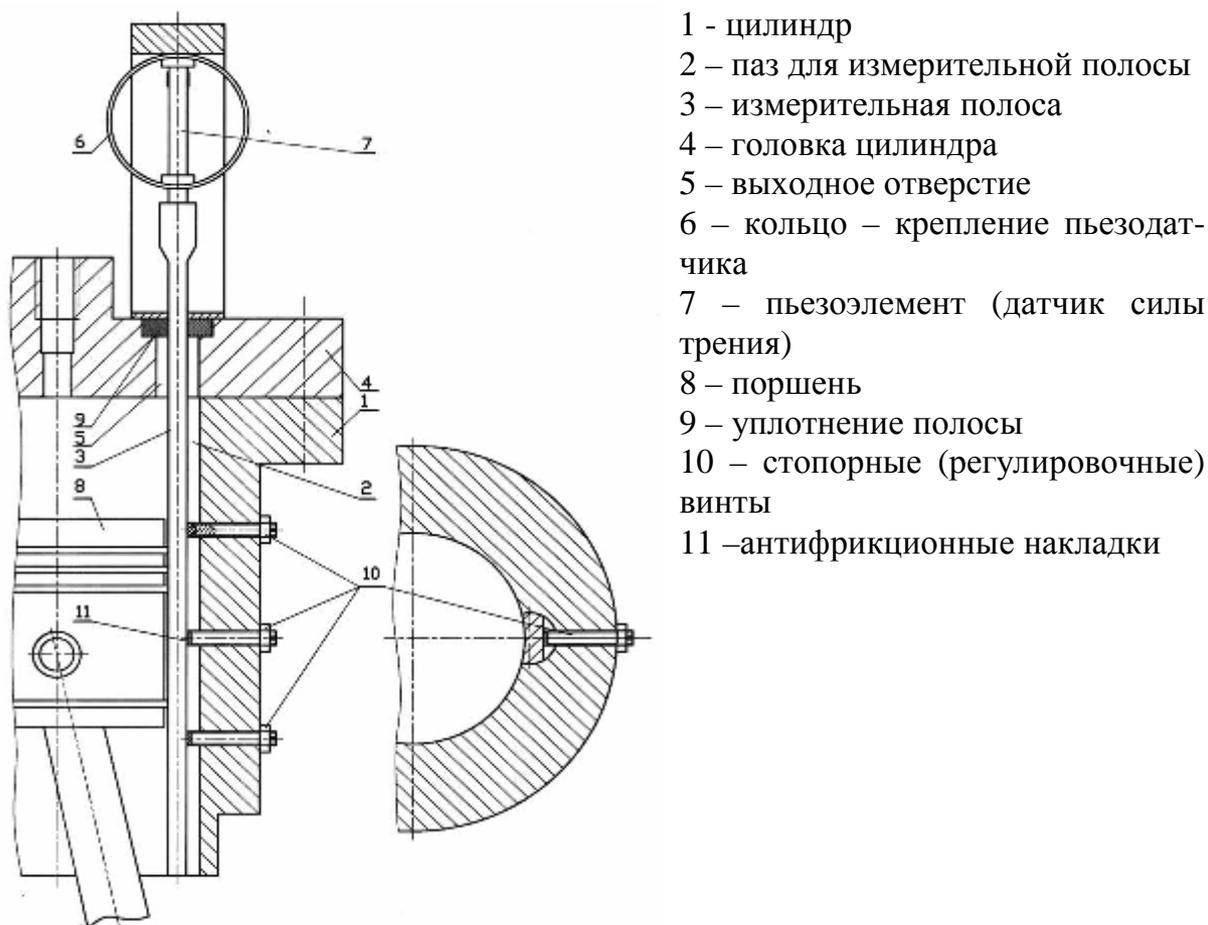


Рис.1. Конструкция трибометра

В целях преемственности с типоразмерным рядом существующего типового оборудования для химмотологических исследований в конструкции поршневого трибометра были использованы картер и КШМ от установки ПЗВ, применяемой для оценки моющих свойств моторных масел согласно ГОСТ 5726-53.

Трибометр представляет собой малогабаритную поршневую машину размерностью $D/S=52 \times 52$ мм, которая приводится от управляемого тиристорным преобразователем электромотора и работает по циклу двухтактного компрессора.

Благодаря оригинальному измерительному узлу и соответствующему программному обеспечению, данная установка позволяет экспериментально определять с удовлетворительной для технических измерений погрешностью следующие параметры:

- частоту вращения коленчатого вала;
- температуру масла в картере и на стенке цилиндра;
- давление сжатия в цилиндре;

- мгновенную и среднюю силу трения в сопряжении поршень-цилиндр;
- мгновенный и средний коэффициент трения в указанном сопряжении;
- мощность, затрачиваемую на преодоление трения в ЦПГ.

Как можно видеть из приведенных технических данных, трибометр представляет собой достаточно малогабаритное оборудование, включающее полностью автономный привод. Регистрация сигналов с датчиков силы трения, частоты вращения и отметки ВМТ не требует отдельного усиления и осуществляется напрямую на буферный порт компьютера.

При измерениях используется принцип локальной измерительной поверхности трения, в данном случае измерительной полосы, размещенной с возможностью осевого перемещения в специальном пазу стенки цилиндра.

Сила трения на полосе измеряется в виде пьезоЭДС, вызываемой осевыми перемещениями полосы. Значение ЭДС в режиме реального времени обрабатывается специальным АЦП и программой.

Кроме того, регистрируются необходимые для построения зависимости силы и коэффициента трения от частоты вращения коленчатого вала частота вращения коленчатого вала и отметка ВМТ.

Коэффициент трения (необходимая для его расчета нормальная нагрузка от поршня и колец на полосу рассчитывается в программе по известным зависимостям динамики ДВС) и мощность механических потерь определяются, исходя из получаемых значений силы трения, которые, в свою очередь, являются результатом умножения переменного сигнала пьезодатчика (пьезоЭДС) на постоянный калибровочный коэффициент. Последний определяется для каждого пьезодатчика трибометра известным методом единичного удара в физической лаборатории МГТУ.

Вместе с тем, опыт использования трибометра для исследования антифрикционных свойств моторных масел и присадок кроме отмеченных выше положительных свойств выявил и ряд недостатков, устранение которых требует специального рассмотрения следующих вопросов:

1. Модернизация трибометра для обеспечения частичной автоматизации проведения испытаний, оперативной смены смазочного материала, минимизации фазового сдвига при регистрации силы трения.
2. Применение теории подобия для получения масштабных коэффициентов, переводящих результаты с модели (трибометр) на объект (двигатель).
3. Проведение измерений силы трения при использовании различных смазочных материалов и антифрикционных присадок.
4. Сопоставление результатов измерений мощности трения сходных объектов на трибометре и двигателе.
5. Разработка методики испытаний смазочных материалов и присадок на трибометре, позволяющей прогнозировать механические потери в ЦПГ ДВС.

В настоящее время проводится работа по технической доводке трибометра, которая позволила бы решить поставленные задачи. А также разрабатывается теоретическое обоснование применения поршневого трибометра для прогнозирования механических потерь в ЦПГ ДВС.

ОЦЕНКА ПРОЧНОСТИ ДЕТАЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО РАЗЛИЧНЫМ КРИТЕРИЯМ ПРЕДЕЛЬНОГО СОСТОЯНИЯ.

Раенко М.И., Рыжов В.А. (ОАО «Коломенский завод»).

Под прочностью (прочностной надежностью) деталей двигателей (ДВС) понимается отсутствие или минимально допустимое количество отказов в них, вызванных разрушением или чрезмерными деформациями.

Количественная оценка прочности осуществляется на основе сопоставления возникающих в конструкции напряжений или деформаций от действующих нагрузок с теми напряжениями (деформациями), которые приводят эту конструкцию в предельное состояние. Применительно к деталям двигателей можно выделить следующие характерные предельные состояния:

-усталостное циклическое разрушение при длительном воздействии переменных напряжений, оцениваемое по пределу выносливости;

-термоусталостное циклическое разрушение, оцениваемое по долговечности или по пределу термической усталости;

-статическое разрушение в виде отрыва и среза, либо возникновение необратимых пластических деформаций, оцениваемое по пределу прочности, или по пределу текучести;

-длительное статическое разрушение в условиях повышенных температур (ползучесть) с оценкой по пределу длительной прочности;

Для деталей ДВС особую роль играет предельное состояние усталостного разрушения, что связано с циклическостью самого рабочего процесса и механизма преобразования движения. Рабочий диапазон современных среднеоборотных двигателей составляет 10^7 - 10^9 циклов. Это на 2 порядка превышает принятую базу оценки предела выносливости. По статистике доля усталостных разрушений деталей двигателей составляет более 85% от общего числа наблюдаемых при эксплуатации поломок.

Цикл напряжений характеризуется максимальными σ_{\max} и минимальными σ_{\min} напряжениями цикла, все остальные величины, используемые при оценке циклической прочности, являются зависимыми от них.

Определение параметров цикла для деталей двигателей имеют свои особенности, обусловленные значительным изменением векторов действующих на них нагрузок в период рабочего цикла. В первую очередь это относится к деталям и узлам «движения»: шатун, коленчатый вал, блок цилиндров, маятниковый антивибратор и др. В условиях резкой переменности нагрузочных состояний, априорное определение наиболее опасных из них не представляется возможным. Применение двухпозиционной модели нагружения, при которой рассматриваются всего две нагрузки, соответствующие максимальному давлению в камере сгорания и максимальным инерционным усилиям, как правило, приводит к недостаточно достоверным результатам [1,2]. В этой связи, рекомендуется использовать многопозиционную модель нагружения через $5 \cdot 10^0$ угла поворота коленчатого вала в пределах рабочего цикла.

На рис.1 представлены нагрузки, действующие на кривошипную головку шатуна V-образного двигателя 16ЧН26/26 и огибающие максимальных и минимальных напряжений в сечениях, построенные с применением многопозиционной модели нагружения. Для получения экстремальных напряжений в сечениях было выполнено 72 варианта расчета с интервалом 10^0 по углу поворота коленчатого вала.

Аналогичным образом осуществляется расчет коленчатого вала, блока цилиндров, подшипниковых узлов, где для получения максимальных размахов переменных напряжений в опасных сечениях необходимо рассматривать множество нагруженных состояний в пределах рабочего цикла двигателя.

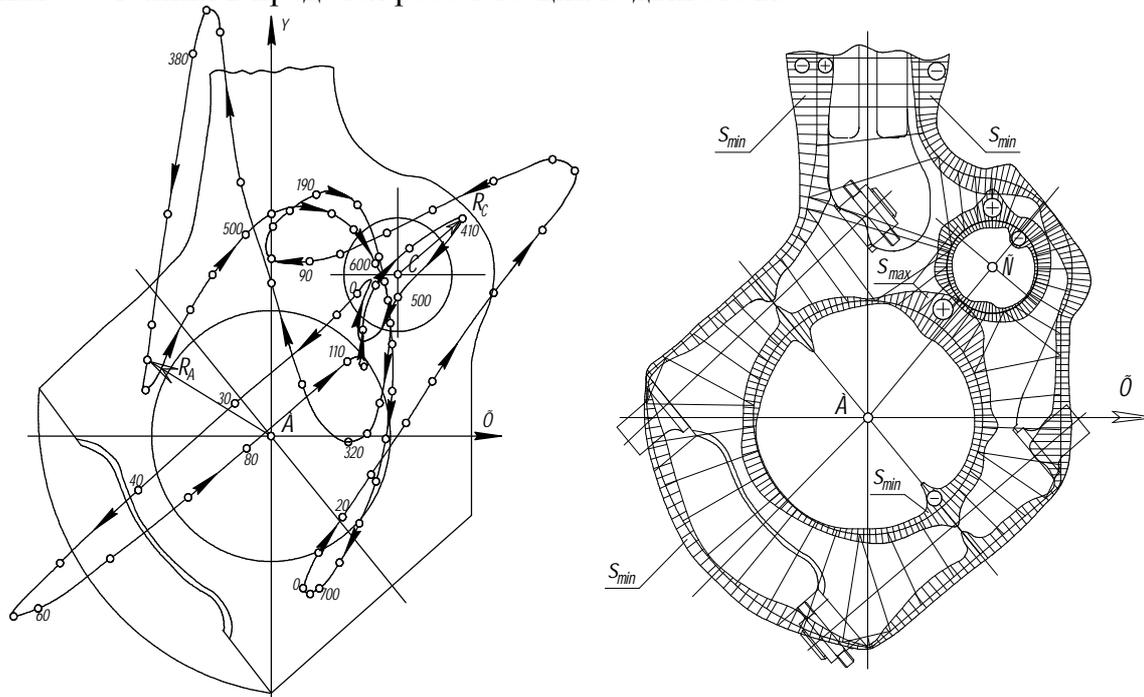


Рис. 1. Векторные диаграммы усилий на кривошипную головку шатуна двигателя 16ЧН26/26 и эпюры циклических напряжений в сечениях.

Коэффициент запаса циклической (усталостной) прочности определяется по известным формулам [3]:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} \quad (1)$$

Оценка влияния абсолютных размеров детали и местного характера повышения напряжений в зонах их концентрации на сопротивление конструкции усталостному разрушению осуществляется на основе статистической теории подобия [4]. Теория основана на концепции наислабейшего звена, в соответствии с которой вероятность разрушения может рассматриваться как функция, экспоненциально зависящая от напряжений и площади F наиболее нагруженного поперечного сечения детали или конструкции. В этом случае функция распределения случайной величины совпадает с трехпараметрическим распределением Вейбулла:

$$\Phi(\sigma) = \{1 - \exp\{-f(\sigma, F)\}\}, \quad (2)$$

где

$$f(\sigma, F) = \int_F g(\sigma) dF; \quad (3)$$

$$g(\sigma) = \begin{cases} \left(\frac{\sigma - U}{Z}\right)^m & \text{при } \sigma > U \\ 0 & \text{при } \sigma < U \end{cases} \quad (4)$$

Статистическая теория подобия усталостного разрушения в сочетании с современными численными методами, в частности МКЭ, при надлежащем выборе размеров элементов и качества разбиения в зоне концентраторов позволяет оценивать прочность деталей сложной формы, для которых невозможно определить понятие

номинального напряжения и коэффициента концентрации. В этом случае в качестве критерия подобия следует использовать часть площади сечения детали, в котором главные напряжения σ_1 превышают определенный «пороговый» уровень.

Рекомендуемые минимальные величины циклических запасов прочности основных несущих деталей двигателей составляют 1,5...1,8 [1].

Полученные величины запасов прочности должны быть подтверждены результатами натурных усталостных испытаний. Общий вид стенда для испытаний блоков цилиндров показан на рис. 2.



Рис. 2. Стенд для усталостных испытаний блока цилиндров.

Аналогичные стенды разработаны для натурных усталостных испытаний коленчатых валов, поршней, шатунов, втулок цилиндров и других ответственных деталей дизелей.

Испытания выполняются на базе 10^7 циклов с перегрузкой по отношению к уровню рабочих усилий не менее 1,6...2,0. При не разрушении конструкции считается, что запасы прочности соответствуют требуемым значениям.

В то же время неэффективной является проверка конструкции на прочность непосредственно на натурном двигателе в ходе его предварительных испытаний, а также ускоренных испытаний по различным программам. Причины этого заключаются в невозможности достичь перегрузки по мощности и максимальному давлению в камере сгорания выше 20...25% от номинальных значений. Кроме того, разрушение несущей, ответственной детали может быть безопасным только в условиях специального нагрузочного стенда и приводить к опасным, непредсказуемым последствиям на двигателе.

Термоусталостное циклическое разрушение характерно для деталей, работающих в области повышенных температур и высоких температурных напряжений, величина которых превышает предел упругости материала, а разрушение происходит при относительно малом числе циклов нагрузки (теплосмен) $N < 10^5$. Этот тип разрушения характерен для деталей камеры сгорания, в частности, для крышки цилиндра.

Выполненные исследования показали, что в качестве критериев прочности деталей, работающих в области неизотермического малоциклового нагружения, необходимо рассматривать два предельных состояния [5]. Первое предельное состояние заключается в исчерпании несущей способности конструкции вследствие термической усталости. В этом случае оценка прочности осуществляется по пределу выносливости при ограниченной долговечности σ_{-1N} , где N предельное число циклов теплосмен в эксплуатации. Разрушение имеет усталостный характер. Второе предельное состояние заключается в возникновении знакопеременных пластических деформаций в полувциклах сжатия и растяжения. Оценка прочности осуществляется по предельному времени, в течение которого конструкция может работать в квазиупругой области. Разрушение имеет вязкий, деформационный характер.

При относительно низких температурах огневого днища крышки цилиндра ($\leq 350^\circ\text{C}$) более значимым является первый критерий, с ростом температур значимость второго критерия повышается. При уровне температур ($\geq 400^\circ\text{C}$) вероятность разрушения лучше описывается вторым критерием.

В качестве типового закона изменения нагрузок для тепловозных дизелей рассматривается блок нагрузок, эквивалентный по повреждающему воздействию на крышку цилиндра фактическому эксплуатационному спектру нагрузок. Статистические характеристики блока определяются в результате схематизации методом полных циклов случайного процесса изменения нагрузок на характерном участке пути тепловоза. В результате для пассажирского тепловозного дизеля 16ЧН26/26 ($P_e=2540$ кВт) получено, что типовой блок нагружения имеет длину $l_g=310$ км и содержит четыре трапецеидальных полных цикла (номинальная мощность – выдержка – холостой ход). Время выдержки при полной мощности (время релаксации напряжений) в каждом цикле составляет $t=0,7125$ часа [6].

В соответствии с современными требованиями ресурс тепловозных дизелей до капитального ремонта должен составлять не менее 1600 тыс. км пробега тепловоза. При указанном ресурсе будем иметь 5160 блоков нагрузок.

Число циклов тепловых смен судового среднеоборотного дизеля может отличаться на порядок (в меньшую сторону) от числа циклов тепловозного дизеля. В то же время, судовой дизель более длительное время работает на номинальной мощности. При назначенном ресурсе судовых дизелей 60000 часов, среднее время работы дизеля при мощности $\geq 70\%$ N_e составляет ~ 25000 часов, то есть почти в 2 раза больше тепловозного дизеля [6].

При оценке долговечности крышек цилиндров предварительно выполняется расчет температурных полей конструкции на характерных режимах работы двигателя. Полученные результаты являются исходными при моделировании процесса циклического, неупругого деформирования элементов крышки цилиндра с учетом ползучести и релаксации напряжений. Все расчеты выполняются МКЭ в трехмерной постановке с использованием математической модели, описанной в [7].

Расчет осуществляется методом пошагового нагружения, начиная с равномерной температуры (20°C) во всех узлах до достижения температурного поля на режиме полной мощности двигателя. Далее производится расчет релаксации напряжений в течение заданного времени выдержки t при полученном уровне теплового и напряженно-деформированного состояния крышки.

После этого выполняется полувцикл разгрузки также методом пошагового нагружения, начиная с температуры, соответствующей полной мощности двигателя до первоначальной температуры. В результате в наиболее нагруженных сечениях

конструкции возникают остаточные напряжения. Второй и последующие циклы осуществляются аналогично, при этом остаточные напряжения, полученные на каждом предшествующем цикле, рассматриваются как начальные условия для последующего цикла. В результате определяется амплитуда напряжений в типовом цикле. Число циклов до разрушения в условиях неизотермического нагружения определяется по кривым термической усталости для заданного материала.

Предельное состояние статического разрушения характерно для деталей, нагруженных однократными или мало повторяющимися нагрузками. В первую очередь, это усилия затяжки резьбовых соединений; усилия запрессовки в соединениях с натягом; монтажные нагрузки и др.

Статическая несущая способность оценивается коэффициентом запаса прочности по пределу текучести σ_T или по пределу прочности σ_B .

Для резьбовых соединений оценка прочности осуществляется по пределу текучести материала болта (шпильки), так как возникновение пластических деформаций вызывает падение исходного уровня затяжки и нарушение условий неподвижности (плотности) стыка. Допустимым является $n \geq 1,6$.

На рис.3 показан верхний пояс втулки цилиндра подвесной конструкции и наиболее опасные сечения. В эксплуатации были отмечены случаи усталостных разрушений в сечениях по перемычкам резьбовых отверстий (точки 1 и 2).

Данный случай характеризуется сочетанием высоких статических (растягивающих) напряжений с невысокими циклическими рабочими напряжениями. В отдельности ни один из этих видов нагружения не является опасным.

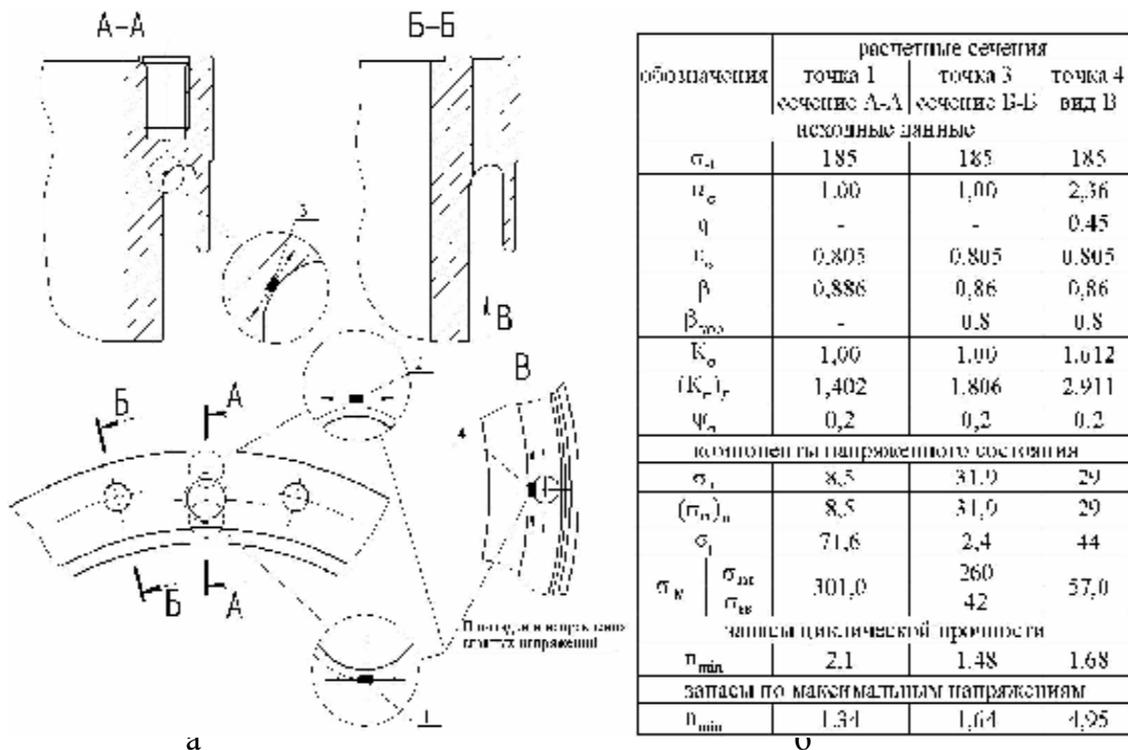


Рис.3 Запасы прочности в сечениях втулки цилиндра двигателя ЧН26/26:
а) расчетные сечения; б) результаты расчета.

Однако для чугунов, обладающих ограниченной способностью к пластическому деформированию, при действии высоких статических напряжений могут воз-

никать микротрещины, которые являются очень высокими концентраторами напряжений. В этих условиях даже невысокий уровень циклических нагрузок оказываются достаточными для усталостного разрушения.

Предельное состояние длительного статического разрушения характеризуется влиянием повышенных температур, при которых материалы обнаруживают новые свойства – ползучесть и длительную прочность. Указанные свойства проявляются у углеродистых сталей при $t > 300^{\circ}\text{C}$, у легированных сталей при $t > 350^{\circ}\text{C}$, у алюминиевых сплавов при $t > 100^{\circ}\text{C}$.

Ползучесть материала может приводить к недопустимому росту деформаций в конструкции и перераспределению напряжений в ее элементах, а в ряде случаев и к разрушению из-за повышенных деформаций. Явление ползучести в наибольшей степени проявляется в деталях турбокомпрессора.

Литература:

1. Салтыков М.А. Прочность ДВС. Методы и средства обеспечения. Учебное пособие. Московский Государственный открытый университет. М., 1995. 90 с.

2. Салтыков М.А., Казанская А.М. О поиске и обосновании границ для циклов напряжений в расчетах на выносливость сложно нагруженных звеньев машин. Вестник машиностроения, №8, 1994, с. 7-12.

3. Серенсен С.В., Когаев В.П., Шнейдерович Р.М. Несущая способность и расчет деталей машин на прочность. М., Машиностроение. 1975. 488 с.

4. Когаев В.П. Расчеты на прочность при напряжениях, переменных во времени. М., Машиностроение. 1993. 364 с.

5. Раенко М.И., Рыжов В.А., Мягков С.П. Оценка долговечности крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей. Двигателестроение №2 2010, с. 3-6.

6. Раенко М.И., Рыжов В.А., Мягков С.П. Определение спектра эксплуатационных нагрузок для крышек цилиндров среднеоборотных транспортных дизелей. Двигателестроение №1 2010, с. 9-12.

7. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Мягков С.П. Особенности напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра форсированного среднеоборотного дизеля. - Двигателестроение №4 2006, с. 8-11.

ЗАДАЧИ МИКРОПРОФИЛИРОВАНИЯ ВНУТРЕННЕЙ ПОВЕРХНОСТИ ЦИЛИНДРА ДВС

Ратников А.С. (Владимирский государственный университет)

Микропрофилирование как процедура выбора параметров и способа нанесения специальной топографии на смазываемую поверхность деталей машин общеизвестно и широко применяется вот уже более 30 лет. Способ нанесения микрорельефа на зеркало цилиндров путем поверхностного пластического деформирования (ППД) поверх плосковершинного хонингования (ПВХ) подкупает своей простотой и универсальностью: в качестве оснастки хорошо подходят типовые хонинговальные головки, требующие незначительной доработки в виде оснащения раскаточными приспособлениями.

Объектами обработки могут быть как отдельные цилиндры, так и цилиндрические отверстия в блоке; способ открывает широкие возможности варьирования режи-

мами; относясь к чистовой обработке поверхностей давлением, отличается безотходностью.

Начиная с 1982 г. введено действие ГОСТ 24773-81, регламентирующего классификацию, параметры и характеристики поверхностей с регулярным микрорельефом (РМР).

Согласно данному стандарту, большинство РМР, наносимых на зеркало цилиндров методами шариковой или роликовой раскатки, представляют собой совокупность канавок соответствующей формы с равномерным либо неравномерным шагом по оси цилиндра (рис.1.).

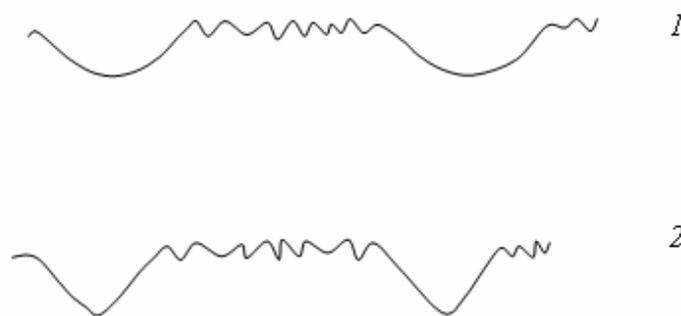


Рис.1. Эскиз профилограммы РМР, нанесенного раскаткой шариком (1) и роликом (2)

Как показывает анализ выполненных исследований по рассматриваемому вопросу, решение проблемы повышения износостойкости сопряжения цилиндропоршневой группы (ЦПГ) авторы ищут на основе постановки и достижения следующих целей:

1. Повышения маслостойкости поверхности трения цилиндра;
2. Упрочнения (наклепа) поверхности, обработанной при раскатке;
3. Уменьшения касательных остаточных напряжений поверхности в зоне канавки;
4. Минимизации вспучивания и последующего скалывания краев дорожки ППД;
5. Получения параметров шероховатости в зоне обработки, аналогичных равновесным, достигаемым при обкатке (что открывает возможность замены ПВХ на ППД).

Постановка таких целей заставляет авторов сосредоточиваться, главным образом, на технологическом аспекте проблемы, связанном с поиском оптимальных схем контакта, совершенствовании конструкции раскатки, нахождением способов устранения проскальзывания деформирующего тела (шарика, ролика) при качении по поверхности цилиндра, определением рациональных режимов обработки (нагрузки, подачи, частоты вращения и осцилляции и т.п.).

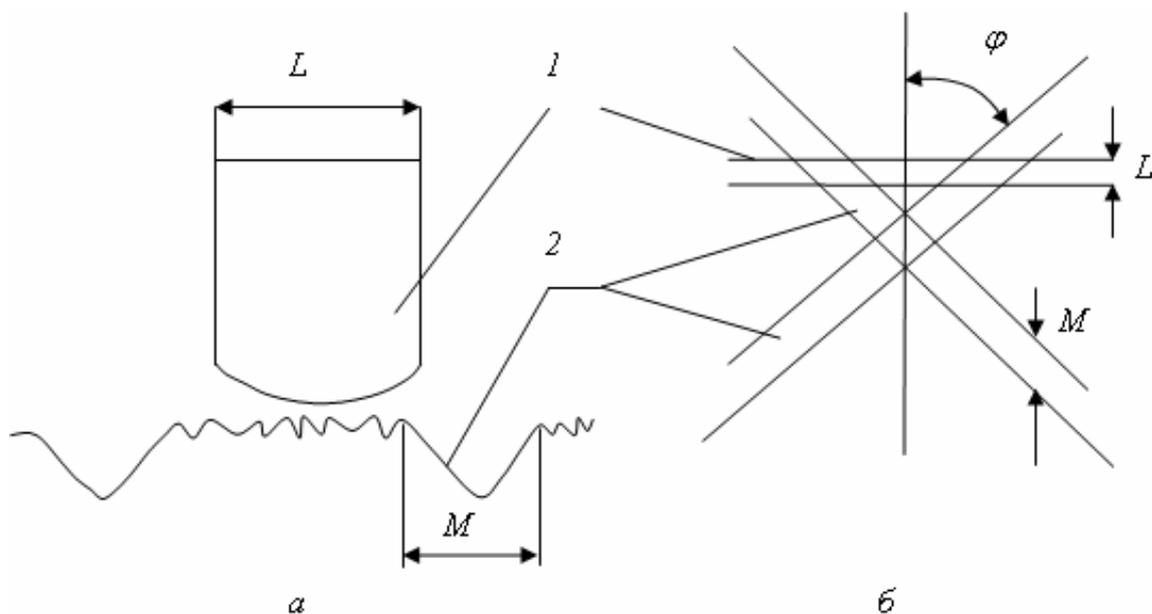


Рис.2. Схемы возможного контактирования поверхностей элементов РПК 1 и РМР 2 осевой длины L и M соответственно: $a - L > M$;
 $b - L < M$

В то же время простое сопоставление геометрических параметров (формы, глубины, ширины) выполненных элементов микрорельефов зеркала цилиндра, с одной стороны, и обращенной к цилиндру рабочей поверхности поршневых колец (РПК), с другой стороны, показывает, что прочностные параметры канавки микрорельефа не должны иметь такого первостепенного значения, какое им традиционно придается, лишь по той причине, что осевая длина РПК (за исключением маслосъемного, имеющего короткий скребок) заведомо превышает осевую длину канавки микрорельефа (рис.2, *a*). Таким образом, непосредственный контакт поверхности канавки микрорельефа и РПК маловероятен.

Кроме того, при наиболее распространенной ориентации оси дорожки по винтовой линии (примерно под углом $\beta = 45 \dots 60^\circ$ к оси цилиндра, меньшим 90°) даже при ситуации, когда осевая длина РПК может оказаться меньше осевой длины канавки микрорельефа (например, для скребкового маслосъемного кольца) контактирование рассматриваемых поверхностей трудно допустить по причинам геометрического несоответствия (рис.2, *b*).

ВЫВОДЫ:

1. Объяснение повышения износостойкости цилиндров увеличением маслоемкости поверхности трения не согласуется с известными положениями гидродинамики и поэтому требует отдельного рассмотрения.

2. Базирование повышения износо- и задиростойкости цилиндров методами ППД на оптимизации только физико-механических показателей обработанной поверхности представляется малопродуктивным.

3. В подавляющем числе случаев при исследованиях и практическом применении ППД объектом изучения выступает технологический аспект, хотя учет характера контактирования сопряжения «цилиндр-поршневое кольцо» указывает на необходимость первоочередного рассмотрения здесь вопросов гидродинамики и трибологии.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ИННОВАЦИОННЫХ ТЕХНОЛОГИЙ ПРИ ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ-ДВИГАТЕЛИСТОВ

Пылев В.А., Марченко А.П., Ефимов А.В., Горелый А.В., Бухкало С.И. (Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт")

Основными составляющими образования выпускника вуза являются его профессиональная подготовка, воспитание и развитие способностей. Нормирование и планирование этих составляющих предписывается учебными программами и планами. При этом развитие способностей обучаемого отличается существенной неопределенностью, объясняется сложностями их формализации и количественной оценки. С другой стороны, общество предъявляет все возрастающие требования к уровню интеллекта, организационным способностям сотрудников фирм, их коммуникабельности, креативности.

Развитие способностей в процессе учебы возлагается на использование активных методов обучения, основанных на принципах усиления и стимулирования мотиваций. Так в Национальном техническом университете "Харьковский политехнический институт" (НТУ "ХПИ") на протяжении многих лет широко применяются и развиваются такие методы, как деловые игры, игровое проектирование, другие игровые и неигровые подходы, используемые при проведении самых различных видов занятий. Они предполагают развитие способностей студентов профессионально и оперативно решать научные, технические и организационные задачи, что является актуальной проблемой подготовки научно-технической элиты XXI века.

На рис.1 представлен фрагмент оценки фондом В.Пинчука "Завтра.УА" научного потенциала и умения работы в команде выборки из 300 лучших студентов Украины. Представленные данные четко свидетельствуют о необходимости определенного изменения акцентов в процессе обучения, а именно, с направленности приобретения знаний на их наиболее эффективное использование в будущей деятельности.

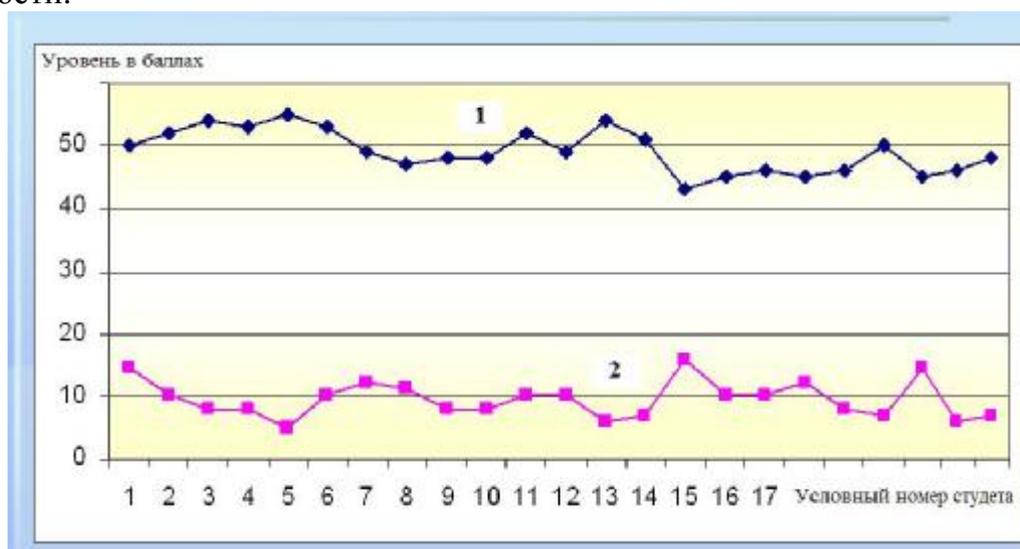


Рис.1. Научный потенциал (1) и умение работы в команде (2) лучших студентов г. Харькова по оценкам фонда В.Пинчука "Завтра.УА"

С другой стороны, например, Европейская комиссия по науке и технологиям в качестве критериев оценки потенциала интенсификации будущих разработок рассматривает следующие: 1) количество дипломированных инженеров и научных работников; 2) уровень бюджетных расходов на образование и фундаментальную

науку; 3) создание условий для эффективной работы изобретателей и предпринимателей; 4) ситуацию с авторскими правами; 5) ежегодное количество регистрируемых патентов; 6) долю экспортных технологий. Здесь, если влияние подготовки студентов на первые четыре критерия является достаточно инерционным, то последних двух – должно быть прямым. Вместе с тем учет их всех в процессе образования представляется крайне необходимым.

Проводимый в настоящее время НТУ "ХПИ" педагогический эксперимент, в котором задействованы преподаватели и студенты кафедры двигателей внутреннего сгорания, своими задачами ставит: обеспечение высокого уровня фундаментальной и специальной подготовки студентов; развитие технологий интеграции науки и образования; активизацию творческих способностей студентов; повышение уровня их профессиональной самооценки; приобретения умений эффективной работы в команде; приобретение практических навыков выполнения реальных патентных разработок.

При этом разработанная образовательная технология, базирующаяся на "традиционных" методах и формах активных методов обучения, предполагает использование инновационных межкурсовых, междисциплинарных и межфакультетских деловых игр. Здесь "традиционные методы" игровых занятий, методики проведения которых развиваются в НТУ "ХПИ", предполагают их использование на практических занятиях, в курсовом и дипломном проектировании, при прохождении практик, при проведении студенческих олимпиад различного уровня, включая международный. Выполнение заданий на таких занятиях осуществляется в условиях соревновательности, конкуренции.

Межкурсовая деловая игра предполагает работу над единым проектом студентов различных курсов обучения. Этот подход предполагает эффективную ликвидацию условной декомпозиции совокупности излагаемых знаний, используемую образовательными технологиями для последующего их рассмотрения различными учебными дисциплинами с различных аспектов.

Межфакультетская деловая игра предполагает участие в проекте студентов как различных специальностей, так и различных направлений подготовки. Такой подход в процессе обучения позволяет моделировать взаимодействие специалистов различного профиля, всегда имеющее место при решении практических задач. Этот вид игры нами предложен и реализован в курсовом проектировании студентов факультетов транспортного машиностроения, энергомашиностроения, интегрированных технологий и химической техники. Здесь студенты-двигателисты разрабатывают двигатель когенерационной установки, работающий на коксовом, шахтном газе либо ином заданным техническим заданием топливе, энергомашиностроители разрабатывают котел-утилизатор, а студенты-химики используют "сбросную" теплоту когенерационной установки для утилизации полимерных отходов.

Не менее важное место в комплексе разработанных деловых игр нового поколения занимает междисциплинарная деловая игра студентов старших курсов. Особенности ее реализации представлены на рис. 2.

Здесь студенты самостоятельно формируют конструкторские бригады, назначают из своего состава руководителей проектов. Им предоставляется право самостоятельного выбора темы проектов, распределения выполняемых разделов между членами бригады. При этом ведущий преподаватель, как и другие преподаватели кафедры, приобретают статус консультантов.

В процессе работы над курсовым проектом (КП) в рамках исполнения деловой

игры студент наделен правом инициативы включения в проект необходимых разделов НИРС, в которых он участвует, а также замены типовых заданий, предусмотренных учебным планом других дисциплин семестра, на оригинальные, потребность в которых может возникнуть при решении задач КП. Практические задания дисциплины "Патентование" могут быть заменены разработкой заявки на изобретение, связанное с разрабатываемой в деловой игре конструкцией. В процессе работы над заявкой студенты профессионально контактируют с патентоведом научно-исследовательской части (НИЧ) кафедры.

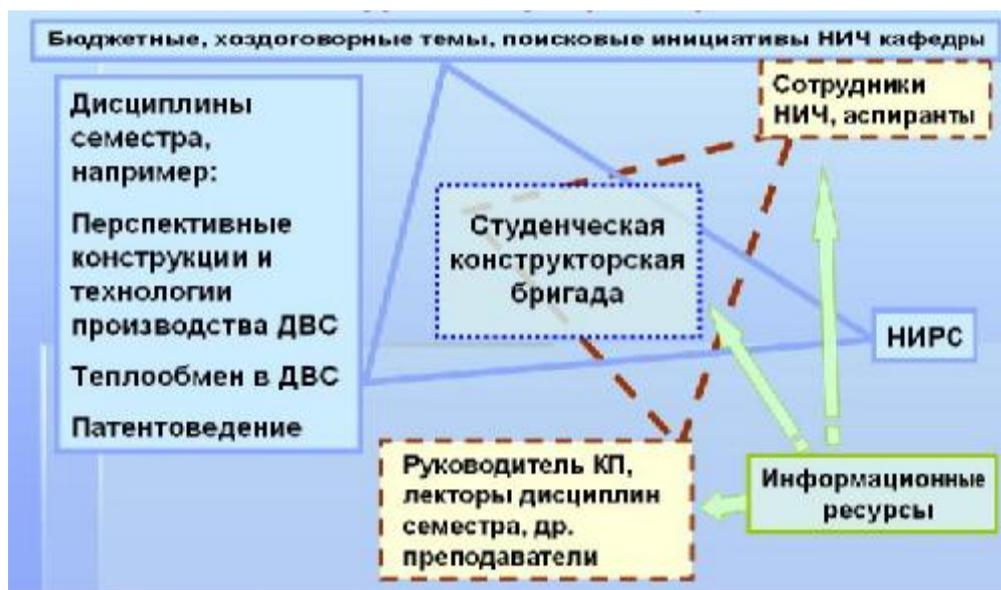


Рис. 2. Особенности исполнения междисциплинарной деловой игры в курсовом проектировании

В процессе исполнения деловой игры некоторые этапы проекта могут согласовано выполняться как составляющие научно-исследовательских работ кафедры. В этой части свои действия студенты согласуют с ведущим преподавателем, сотрудниками НИЧ и аспирантами, могут работать с ними совместно.

Выполненная работа оценивается конкурсной комиссией, в состав которой входят преподаватели кафедры и представители методических комиссий университета. Лучшие работы морально и материально поощряются.

При такой организации учебного процесса эффективно моделируется работа в команде, возникают реальные риски проектирования, реализуется сущность соревновательности, как внутренней (межбригадной), так и внешней (создание конструкции, превосходящей реальные аналоги по выбранным параметрам), возникает задача патентной чистоты решений. Совокупность этих факторов способствует активизации творческой деятельности, обеспечивает более реальный уровень оценки собственного потенциала у студентов. При этом повышается качество проектов, обеспечивается своевременность их защит.

Важно, что приобретенный опыт студенты практически используют в процессе дальнейшего обучения, на преддипломной практике, в дипломном проектировании, продолжают активно заниматься изобретательской деятельностью, техническим творчеством, научной работой.

В целом использование предложенной образовательной технологии в 2010 году способствовало получению следующих результатов. Подано заявок на патенты со студентами – 4, получено положительных решений – 3, заявок в работе – 5. Опубликовано статей в соавторстве со студентами – 8. Два студента с разработкой собственной модели двигателя, насчитывающей более 950 деталей, заняли 3-е место на Международном конкурсе "Будущие асы 3D-моделирования" (группа ком-

паний "АСКОН"), г. С.-Петербург. Студенты кафедры участвовали в четырех всеукраинских конкурсах научно-исследовательских работ по направлениям "Двигатели и энергетические установки", "Транспорт", "Авиационная техника", "Судовой и водный транспорт" и заняли пять призовых мест.

Таким образом, результаты раскрытия способностей и активизации творческой деятельности студентов очевидны. В НТУ "ХПИ" планируется расширение полученного опыта другими кафедрами и факультетами.

КОМПЛЕКСНОЕ РЕШЕНИЕ ПРОБЛЕМ ЭНЕРГОЭФФЕКТИВНОСТИ И ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ.

Петров П.П., Савенков А.М., Савицкий А.И. (Научно-производственная фирма "ЭКИП").

Энергетические установки транспорта и энергетики являются основными потребителями ископаемых топлив и основными источниками загрязнений окружающей среды. Для решения проблем энергоэффективности и экологической безопасности транспорта необходимо, прежде всего, увеличить в 1,5 – 2 раза эксплуатационный КПД силовых установок (СУ) и перевести их на питание природным газом или водородом с воспламенением от сжатия. Повышение эксплуатационного КПД способствует пропорциональному снижению вредных выбросов и CO_2 , а также уменьшению габаритных размеров бортового запаса топлива, что особенно актуально для газомоторного топлива, имеющего существенно меньшую плотность даже в сжиженном состоянии. Кроме того, работа двигателя на природном газе с воспламенением от сжатия при переменной степени сжатия позволяет автоматически удовлетворять нормам «Евро-5» и более жестким без систем нейтрализации выпускных газов. Задачи существенного увеличения эксплуатационного КПД транспортных СУ успешно решаются применением комбинированных (гибридных) энергетических установок (КЭУ), для которых характерна организация работы по раздельному циклу. Сгорание топлива происходит на расчетных режимах с постоянной мощностью первичного двигателя, а необходимую тяговую характеристику обеспечивают тяговые двигатели. Сглаживание колебаний мощности на колесе обеспечивается накопителями энергии (НЭ). Это позволяет приблизить эксплуатационный КПД транспортной СУ к эффективному КПД расчетного режима. В настоящее время разработкой КЭУ занимаются почти все крупные автопроизводители, т.к. это считается наиболее перспективным направлением развития транспортных средств.

В основном работы проводятся на традиционной элементной базе (ДВС с кривошипно-шатунным механизмом), что не может обеспечить принципиально нового существенного результата.

Применение свободнопоршневых двигателей (СПД) в КЭУ является логичным шагом её дальнейшего совершенствования. В СПД отсутствуют избыточные преобразующие и передающие энергию звенья. С функциональной точки зрения любой механизм между поршнем камеры сгорания и поршнем компрессора является избыточным. Избыточные связи приводят:

- к увеличению массы, объема и стоимости КЭУ,
- к увеличению потерь при преобразовании поступательного движения во вращательное и обратно,

- накладывают дополнительные ограничения на параметры рабочего процесса первичного двигателя.

Кроме того, СПД единственный тип двигателя, который может работать с воспламенением от сжатия без дополнительных активаторов сгорания на газах широкого фракционного состава. СПД не имеет ограничений по жесткости и на максимальное давление цикла, что позволяет существенно увеличить степень сжатия и поднять эффективный КПД выше 52 – 56 %. Кроме того, СПД может работать на «тощих» (низшая теплота сгорания более 10 – 20 % от метана) сбросных газах без потери мощности. Перечисленные свойства СПД позволяют наиболее эффективно утилизировать различные малодобитные газы (генераторные, пиролизные газы, биогаз, водород и т.д.).

Использование природного газа (ПГ) в качестве моторного топлива экономически выгодно. Однако для широкого практического применения ПГ необходимо обеспечить решение двух основополагающих проблем:

- заправка газом (создание инфраструктуры),
- размещение на борту достаточного количества топлива.

Эти проблемы взаимосвязаны, т.к. минимальное количество АГНКС зависит от запаса хода между АГНКС, т.е. от запаса ПГ, который можно расположить на транспортном средстве и расхода ПГ двигателем. Эффективность же АГНКС зависит от объемов отпускаемого ПГ, т.е. от количества заправляемых автомобилей и запаса ПГ на борту.

Задача размещения эквивалентного запаса ПГ для традиционных ДВС не имеет приемлемого практического решения, а тем более для «тощих» газов. Опыт создания газотурбовоза ГТ1 показывает, что за счет уменьшения объема двигателя возможно размещение достаточного запаса сжиженного ПГ (СПГ). Однако при мощности 8,3 МВт ГТД расходует 2200 кг/ч газа (эффективный КПД $\eta_e=25,3\%$), а на холостом ходу — 535 кг/ч, что ставит под сомнение рациональность применения авиационного ГТД и требует его замены на более эффективную СУ. Удовлетворительное решение возникших проблем возможно, если удельные массу и объем СУ уменьшить в 2...5 раз по сравнению с дизелями и снизить эксплуатационный расход топлива минимум в 1,5...2 раза. При выполнении этого появляется реальная возможность размещения на транспортном средстве ПГ в объеме, достаточном для сохранения запаса хода, с дизельным топливом и даже более.

Применение КЭУ позволяет уменьшить установленную мощность и объем первичного двигателя, но при этом появляются дополнительные агрегаты. Выбор рациональной схемы КЭУ в значительной степени определяется типом передачи.

Для решения этих задач рассмотрены различные схемы двигателей и обобщенная схема КЭУ в составе СПД, объемной расширительной машины (ОРМ) и турбокомпрессора.

При использовании СПД в качестве первичного двигателя в КЭУ он (СПД) может использоваться в двигательном, генераторном или комбинированном режиме. В двигательном режиме вся энергия потребляется на привод электрогенератора, гидронасоса или компрессора. В генераторном режиме вся энергия дизеля тратится на наддув (производство рабочего тела в виде продуктов сгорания). Мощность генераторного режима в 3 – 4 раза выше двигательного.

Ниже приведены зависимости эффективного КПД различных газовых двигателей при одинаковых: полезном рабочем объеме и частоте циклов (1 – газовый ДВС с кривошипно - шатунным механизмом (ограничительная линия максимального КПД), 2 – СПД в двигательном режиме, 3 – КЭУ с СПД в генераторном режиме)

на валах соответственно двигателя (рис.1) и осевого редуктора гибридной СУ (рис.2). Для газопоршневого ДВС принята последовательная схема КЭУ с КПД электропередачи 0,8. Для СПД - КПД гидрпередачи 0,9.

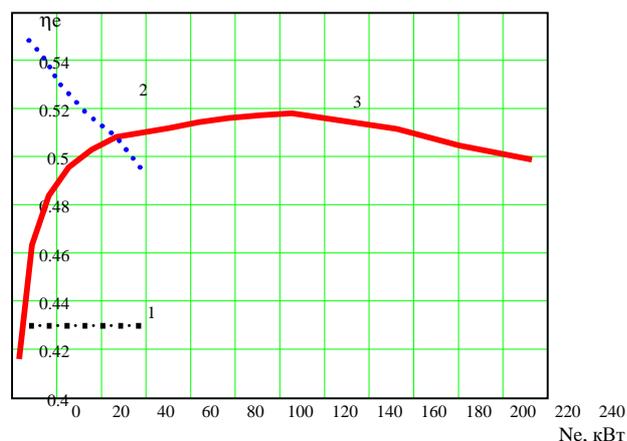


Рис. 1.

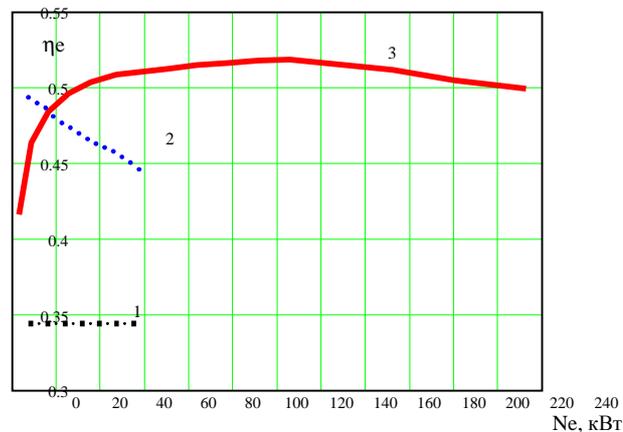


Рис. 2.

Представленные зависимости показывают, что применение последовательной схемы КЭУ в основном (кроме специальных случаев) не рационально.

В зависимости от требуемого запаса крутящего момента и применяемой передачи удельный объем КЭУ с СПД (в генераторном режиме) в 4 – 9 раз меньше дизеля. В сочетании с эксплуатационным КПД это позволяет расположить на транспортном средстве эквивалентный (бензину или дизтопливу) запас ПГ и решить не только экологические проблемы (удовлетворение нормам Евро-5 без нейтрализаторов выпускных газов), но и снизить затраты на топливо в денежном выражении в 5 - 8 раз (с учетом цены газа).

Требуемый запас крутящего момента существенно влияет на объем ОРМ. Так на тепловозе ТГМ6В при установке КЭУ без гидрпередачи потребуется ОРМ, соизмеримая со штатным дизелем 7-6Д49 (8ЧН2А26/26). В тоже время при двухступенчатой механической или гидромеханической (без гидротрансформаторов) передаче достаточно двухцилиндровой ОРМ двойного действия с углом развала 90 °.

Ниже приведены тяговые (рис.3) и экономические (рис.4) характеристики тепловоза ТГМ6В в штатной комплектации (кривые 1, 2) и с КЭУ (кривые 3 и 4) в составе двух СПД 1МП120, ОРМ и турбокомпрессора.

Представленные зависимости показывают, что замена дизеля на КЭУ улучшает тяговые характеристики тепловоза. Только устранение потерь в гидротрансформаторе повышает КПД тепловоза до 40 %, что в сочетании со снижением установленной мощности, расхода топлива и доли холостого хода снижает эксплуатационный расход топлива более чем на 30%.

Таким образом, комплексное решение проблем транспортных силовых установок возможно лишь в рамках комбинированных (гибридных) энергетических установок. Наилучшие массогабаритные и эксплуатационные показатели КЭУ достигаются при использовании СПД в качестве первичного двигателя – генератора.

Применение СПД позволяет убрать избыточные связи, которые:

- увеличивают массу, объем и стоимость силовой установки,
- увеличивают потери при преобразовании поступательного движения во вращательное и обратно,
- накладывают дополнительные ограничения на параметры рабочего процесса первичного двигателя.

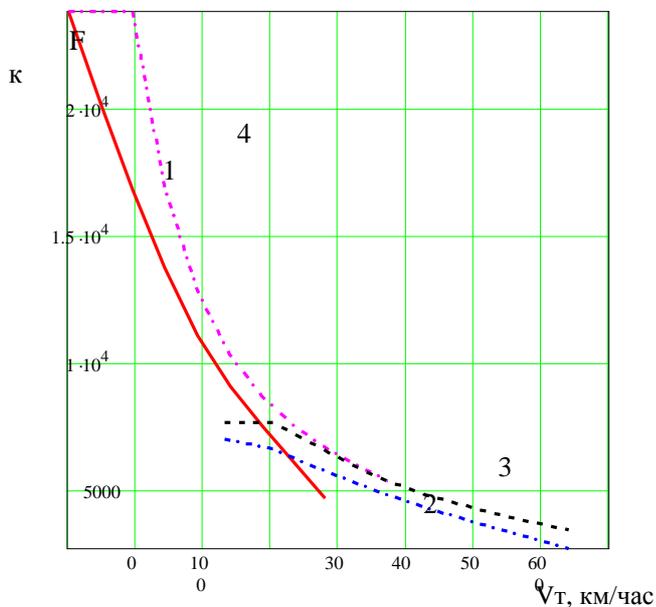


Рис. 3.

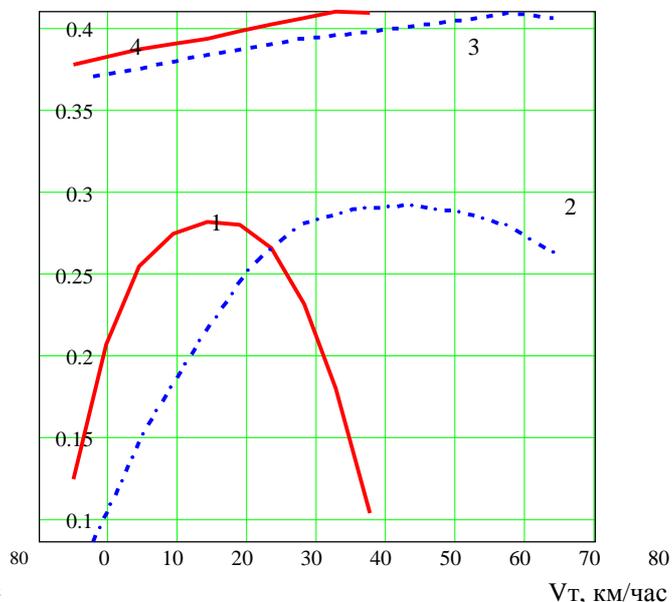


Рис. 4.

СПД это единственный тип двигателя, который может работать с воспламенением от сжатия без активаторов воспламенения на газах широкого фракционного состава, включая «жирные» природные и тощие сбросные газы, попутные нефтяные, генераторные, пиролизные газы, шахтный метан, биогаз, водород.

Особенностью СПД является возможность осуществления высокоэффективного рабочего процесса во всем диапазоне режимов с эмиссией вредных веществ на 30 и более процентов ниже относительно норм EURO-5 (при использовании в качестве топлива метана, водорода и других «чистых» газов).

Применение СПД в составе КЭУ на транспорте обеспечивает:

- повышение эксплуатационной экономичности (в 1,5 – 2 раза),
- снижение эмиссии вредных веществ (в 1,5 раз ниже норм EURO-5),
- снижение материалоемкости и стоимости,
- снижение эксплуатационных расходов за счет уменьшения эксплуатационного расхода и цены топлива,
- многотопливность, возможность применения низкосортных, синтетических и альтернативных топлив,
- размещение эквивалентного дизтопливу запаса природного газа на борту транспортного средства.

Освоение серийного производства КЭУ создаст условия для переоснащения предприятий топливно-энергетического комплекса на базе экологически чистых, безопасных и эффективных технологий производства электрической и тепловой энергии, а также энергоносителя. Это позволит решить следующие задачи:

- повышение эффективности использования топливно-энергетических ресурсов на основе энергосберегающих технологий;
- уменьшение негативного воздействия транспорта и предприятий топливно-энергетического комплекса на окружающую природную среду;
- поддержание экспортного потенциала транспортно - энергетического комплекса и расширение экспорта его продукции;
- решение проблем «северного» завоза топлив за счет использования местных видов топлив;
- расширение производства и применения биотоплив на основе естественного фотосинтеза.

МЕТОДОЛОГИЯ РАСЧЕТА ДИНАМИКИ И СМАЗКИ СЛОЖНОНАГРУЖЕННЫХ ТРИБОСОПРЯЖЕНИЙ ПОРШНЕВЫХ И РОТОРНЫХ МАШИН

Рожественский Ю.В., Задорожная Е.А., Караваев В.Г., Гаврилов К.В., Бояршинова А.К., Леванов И.Г., Хозенюк Н.А. (Южно-Уральский государственный университет)

Решения задач динамики и смазки сложнонагруженных трибосопряжений базируются на методах определения: поля гидродинамических давлений в тонком смазочном слое, разделяющем поверхности трения с учетом динамики их относительного движения; температурных параметров смазочного слоя опоры за период нагружения с учетом источников смазки; упругих деформаций поверхностей трения под действием гидродинамических давлений в смазочном слое и внешних сил; параметров нелинейных колебаний шипа на смазочном слое в опоре при нестационарном законе изменения, действующих на него сил; расходно-перепадных характеристик смазочной системы трибосопряжений. Важной составляющей решения является учет характеристик смазочной жидкости, в том числе ее реологических свойств. Комплексное решение этих задач является важнейшим этапом в повышении надежности трибосопряжений, разработке узлов трения отвечающих современным требованиям. Однако такое решение представляет большие трудности, так как требует разработки точных и высокоэффективных расчетных методов и алгоритмов.

Результат моделирования сложнонагруженных опор жидкостного трения (СОЖТ) принято оценивать гидромеханическими характеристиками (ГМХ), наибольшее влияние на которые оказывает геометрия смазочного слоя. Изменение формы сечения подшипника и шипа приводит к изменению процессов смазки трибосопряжения. Так технологические отклонения от заданной геометрии поверхностей трения или деформации могут привести к потере несущей способности сопряжения. В то же время в последние годы возрос интерес к профилированным опорам. Такие конструкции могут существенно улучшить технические характеристики опор: обеспечить повышение несущей способности, при снижении требований к материалам, уменьшить потери на трение, повысить вибростойкость. Поэтому описание геометрии смазочного слоя является важнейшим этапом гидродинамического расчета.

Геометрия сложнонагруженной опоры

Схема радиальной опоры с произвольной геометрией смазочного слоя представлена на рис.1. На опору действуют силы, изменяющиеся во времени по величине и направлению. Толщина смазочного слоя в опоре зависит от положения центра шипа, угла между продольными осями шипа и подшипника, а также от макрогеометрических отклонений поверхностей трибосопряжений и их возможных упругих перемещений.

В опоре с идеальной геометрией зазор (толщина смазочного слоя) в любом из сечений при центральном положении шипа в подшипнике $h^*(\varphi, Z_1) = \text{const}$. Здесь φ, Z_1 – окружная и осевая координаты. Для опоры с неидеальной геометрией функция $h^*(\varphi, Z_1) \neq \text{const}$ и учитывает отклонения профилей шипа и подшипника от круглоцилиндрической формы [1].

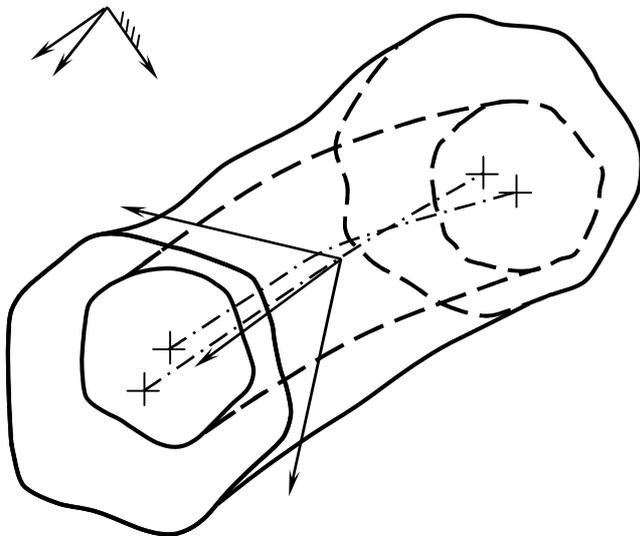


Рис.1. Схема радиальной опоры с произвольной геометрией смазочного слоя

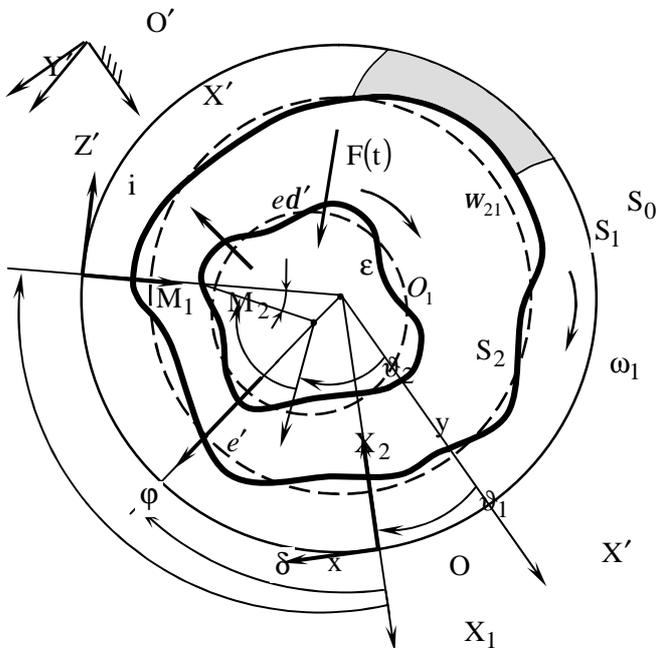


Рис.2. Сечение радиальной опоры
принято отклонение в сторону увеличения радиусов).

Типичными макроотклонениями шипа и подшипника от цилиндрической формы является бочкообразность, седлообразность, конусность. В этом случае толщина смазочного слоя при центральном положении шипа принимает вид [1]:

$$h^*(Z_1) = \Delta_0 + k_1 Z_1^{l_1} + k_2 Z_1^{l_2},$$

где k_i – определяет величину отклонения аппроксимирующей кривой на единицу ширины подшипника, степень параболы принимаем: $l_1=1$ – для конусного шипа; $l_2=2$ – для бочкообразного и седлообразного шипа.

Определение давлений в смазочном слое сложнагруженных опор с учетом свойств смазочных жидкостей

Одним из допущений классической гидродинамической теории смазки, является предположение о том, что смазочный материал подчиняется реологическому закону Ньютона-Стокса. Однако, известно, что реологическое поведение реальных

В среднем поперечном сечении некруглоцилиндрической опоры (рис. 2) смазочный слой ограничен поверхностями подшипника S_1 и шипа S_2 . Радиус r_0 круглоцилиндрической поверхности отсчёта S_0 произволен.

Толщину смазочного слоя в произвольной точке запишем в виде

$$h(\varphi, t) = h^*(\varphi, t) - e \cos(\varphi - \delta), \quad (1)$$

$$\text{где } h^*(j, t) = D_0 + D_1(j) - D_2(j, t),$$

$$D_0 = (r_{10} - r_{20}),$$

$$e(t) = O_1 O_2 - \text{эксцентриситет},$$

$d(t)$ – угол положения линии центров.

Функция $h^*(\varphi, t)$ может быть задана таблицей отклонений $\Delta_i(\varphi, t)$, аналитически (функциями второго порядка) или аппроксимирована рядами. Для опор с отклонением геометрии от базовых цилиндрических поверхностей в осевом направлении $h^*(Z_1)$ из выражения (1) в произвольном сечении Z_1 запишем выражением

$$h^*(Z_1) = \Delta_0 + \Delta_1(Z_1) - \Delta_2(Z_1).$$

Здесь $\Delta_i(Z_1)$, $i=1,2$ – отклонения образующих поверхностей подшипника и шипа от прямой (за положительное принято отклонение в сторону увеличения радиусов).

смазочных масел является сложным и может отклоняться от этого закона, оказывая влияние на характеристики узлов трения.

В качестве модели неньютоновской жидкости, применяемой для смазки трибо-сопряжений, используется вязкоупругая жидкость Максвелла, неньютоновские свойства которой учитываются зависимостью вязкости от второго инварианта скоростей сдвига. Многочисленными исследованиями авторов показано, что достаточную точность оценки зависимости вязкости неньютоновского масла от скоростей сдвига обеспечивает формула Гезима [2]. Более распространенной и удобной в использовании зависимостью является уравнение Освальда-Вейла [3]:

$$\mu^* = \mu |\partial V_x / \partial y|^{n-1}, \quad (2)$$

где $\partial V_x / \partial y$ – скорость сдвига. Параметр n выбирается из диапазона $0,9 \dots 0,97$.

С учетом (2) уравнение Рейнольдса для поля гидродинамических давлений в смазочном слое в обозначениях работы [3] записывается в виде

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \left(\phi_2 - \frac{\phi_1^2}{\phi_0} \right) \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \left(\phi_2 - \frac{\phi_1^2}{\phi_0} \right) \frac{\partial p}{\partial z} \right] = \\ & = h \frac{\partial p}{\partial t} + \rho \left[\left(V_{2y} - V_{2x} \frac{\partial h_2}{\partial x} \right) - \left(V_{1y} - V_{1x} \frac{\partial h_1}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left\{ \rho h \left[V_{1x} + \left(1 - \frac{\phi_1}{h \phi_0} \right) (V_{2x} - V_{1x}) \right] \right\}. \end{aligned} \quad (3)$$

где $\phi_{ky} = \int_{h_1}^y y^k / \mu dy, k=0,1,2$ определяем интегрированием уравнения равновесия

элементарного объема смазки.

В общем случае уравнение (3) можно использовать как для ньютоновских ($n=1$), так и для неньютоновских жидкостей ($n < 1$, учитывая произвольную геометрию смазочного слоя. Уравнения (4) интегрировались в области $\Omega = (\phi \in 0, 2\pi; z \in -B/2, B/2)$ при граничных условиях Свифта-Штибера, которые записывались в виде следующих ограничений на функцию $p(\phi, z)$:

$$p(\phi, z = \pm B/2) = p_a; p(\phi, z) = p(\phi + 2\pi, z); p(\phi, z) \geq 0, p(\phi, z) = p_S \quad \text{на } (\phi, z) \in \Omega_S, S = 1, 2 \dots S^*,$$

где Ω_S – область источника смазки, где давление постоянно и равно давлению подачи p_S , S^* – количество источников, B – ширина подшипника; p_a – давление окружающей среды.

В настоящее время, благодаря развитию нанотехнологий, появились порошкообразные присадки, введение которых в масла существенно улучшает ГМХ сложнагруженных подшипников скольжения. Масла с такими присадками представляют собой смеси, состоящие из беспорядочно ориентированных микрочастиц (молекул), взвешенных в вязкой жидкости. ГМХ подшипников, у которых толщина смазочного зазора сравнима с размерами микрочастиц, не могут быть рассчитаны на основе ньютоновского реологического закона.

Эринген [4] первым для моделирования процесса смазки подшипников скольжения маслами, содержащими порошкообразные присадки, предложил пренебречь деформацией микрочастиц и ввел понятие «микрополярных жидкостей» – особых сред, состоящих из беспорядочно ориентированных твердых микрочастиц, взвешенных в движущейся вязкой жидкости и обладающих собственным вращательным движением. В результате наложения движений микрополярные жидкости приобретают неньютоновские свойства.

Основная концепция, которой придерживаются авторы, сводится к тому, что применение микрополярных масел для смазки подшипников поршневых и ротор-

ных машин способствует улучшению большинства ГМХ подшипников только в случае, когда параметры микрополярности подобраны правильно. Вторая концепция состоит в том, что методология расчета ГМХ подшипников, смазываемых микрополярными жидкостями, должна опираться на возможно более точные и многократно проверенные математические модели и опыт, приобретенный при расчете подшипников, смазываемых ньютоновскими и простыми неньютоновскими маслами.

Уравнения динамики для радиальной опоры

Для исследований динамики радиальной опоры жидкостного трения обычно рассматривают движение шипа с известными угловой скоростью ω_1 и угловым ускорением ε_1 на смазочном слое в упругоподатливом сложнонагруженном подшипнике под действием внешних сил: заданной силы F , приложенной в центре масс шипа и силы R действия смазочного слоя, пары сил с моментом M , представленной составляющими парами с моментами M_{X1} , M_{X2} , обусловленными смещением геометрического центра, и пары сил с моментами M_0 со стороны смазочного слоя, представленной составляющими парами с моментами M_{X1} , M_{Y1} .

Движение шипа на смазочном слое с учетом перекосов в этом случае можно описать системой дифференциальных уравнений [1]:

$$\begin{aligned} m \ddot{x}_c &= F_X + R_X; \quad J_{X1} \frac{d\omega_X}{dt} + \omega_1 \omega_{Y1} (J_{Z1} - J_{Y1}) = M_{X1} + M_{X1}; \\ m \ddot{y}_c &= F_Y + R_Y; \quad J_{Y1} \frac{d\omega_Y}{dt} + \omega_1 \omega_{X1} (J_{X1} - J_{Z1}) = M_{Y1} + M_{Y1}. \end{aligned} \quad (4)$$

Здесь J_{X1} , J_{Y1} , J_{Z1} – моменты инерции тела относительно осей CX_1 , CY_1 , CZ_1 ; ω_X , ω_Y – проекции угловой скорости вращения шипа на оси CX_1 , CY_1 , CZ_1 .

Наиболее распространенными методами для решения уравнений движения типа (4) являются следующие: метод Ньютона; метод Рунге-Кутты с модификацией Мерсона; модифицированный метод линейного ускорения (метод Вилсона); метод нецентральных разностей третьего порядка (метод Хаболта); метод, базирующийся на применении формул дифференцирования назад (ФДН), первого и второго порядка; метод Фаулера и другие.

Возможность применения того или иного метода интегрирования зависит от вида трибосопряжения, набора внешних нагрузок, а также возможности задать начальное приближение для успешного решения системы (4). К сожалению, универсальных методов решения уравнений движения пока не разработано.

Тепловой расчет сложнонагруженных опор жидкостного трения

В основу теории тепловых процессов, происходящих в системе «шип – смазочный слой – подшипник», положено обобщенное уравнение энергии (теплопереноса) для смазочного слоя вязкой жидкости. В зависимости от того, каким представляется распределение температур в смазочном слое, используются три подхода: термогидродинамический; адиабатический; изотермический. При изотермическом подходе принимается, что расчетная текущая температура одинакова во всех точках смазочного слоя. Эта температура является инерционным параметром и определяется при решении уравнения теплового баланса отражающего равенство средних за цикл значений теплоты A_N^* , рассеянной в смазочном слое и теплоты A_Q^* , отведенной смазкой, вытекающей в торцы опоры.

Представленная работа выполнена при финансовой поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной Рос-

сии» на 2009-2013 годы и Российского фонда фундаментальных исследований (проект 10-08-00424).

Литература:

1. Рождественский, Ю.В. Связные задачи динамики и смазки сложнагруженных опор скольжения: дисс....докт.техн.наук / Ю. В. Рождественский. – Челябинск, 1999. – 347 с.
2. Прокопьев, В.Н. Влияние неньютоновских свойств масел на нагруженность шатунных подшипников коленчатого вала / В.Н. Прокопьев, Е.А. Задорожная, И.Г. Леванов // Двигателестроение. – 2008. – № 3. – С. 40-42.
3. Динамика и смазка трибосопряжений поршневых и роторных машин: монография / В.Н. Прокопьев, Ю.В. Рождественский, В.Г. Караваев и др. – Челябинск: Издательский центр ЮУрГУ, 2010. – Ч. 1. – 136 с.
4. Eringen, A. C. Theory of micropolar fluids / A. C. Eringen // J. Math. Mech. – 1966. – V. 16, – P. 1–18.

УРАВНОВЕШЕННОСТЬ РЯДНОГО 4-Х ЦИЛИНДРОВОГО 4-Х ТАКТНОГО ДВС СПОРТИВНОГО МОТОЦИКЛА С ПРОСТРАНСТВЕННОЙ СХЕМОЙ КОЛЕНЧАТОГО ВАЛА

Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Камышников Р.О. (Российский университет дружбы народов)

Данная статья является продолжением работы «Влияние конструктивной схемы коленчатого вала на степень неравномерности крутящего момента двигателя спортивного мотоцикла» и статьи опубликованной в журнале [5], в ней рассматриваются возможные варианты схем расположения колен коленчатого вала рядного, высоко-оборотистого, 4-х цилиндрового двигателя и его уравновешенность. В качестве объекта для анализа был выбран двигатель от гоночного мотоцикла Yamaha YZF-R1.

В статье «Влияние конструктивной схемы коленчатого вала на степень неравномерности крутящего момента двигателя спортивного мотоцикла», были рассмотрены параметры неравномерности крутящего момента данного двигателя с пространственной схемой коленчатого вала (рис.1, а) и рядном расположении цилиндров. Данная конструкция, по сравнению с классической плоской, зеркально-симметричной схемой коленчатого вала (рис.1, б) не уравновешена от моментов центробежных сил инерции и моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс 1-го порядка.

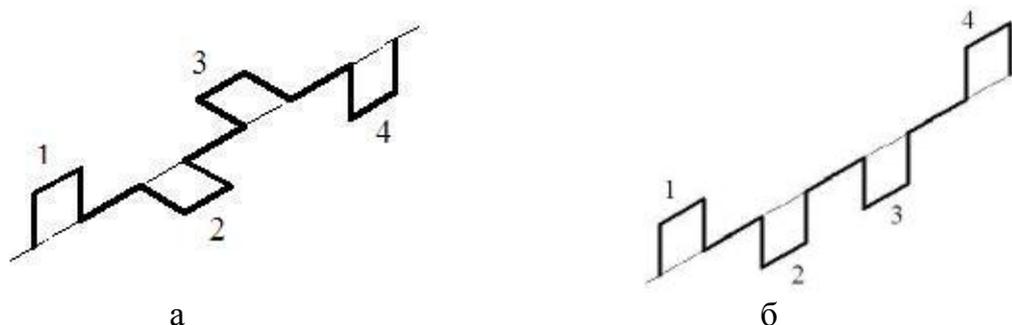


Рис.1. а – схема коленчатого вала мотоцикла Yamaha YZF-R1
б – классическая схема коленчатого вала

Нами были рассмотрены остальные разновидности схем коленчатого вала (рис.2) и различные порядки работы цилиндров для каждой схемы (табл.1) которые могут быть применены на рядном 4-х тактном, 4-х цилиндровом двигателе.

В табл.1 показаны возможные варианты порядка работы цилиндров каждой схемы для равномерного чередования вспышек.

Для анализа различных вариантов схем была составлена математическая модель в программе Mathcad 14, позволяющая определить значения сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс P_j , центробежных сил вращающихся масс K_r и моменты от этих сил в зависимости от угла поворота коленчатого вала по формулам (1, 2, 3) [1, 3], а также определить их максимальные значения:

$$K_r = -m_r \cdot r \cdot \omega^2 \quad (1)$$

где K_r – центробежная сила от вращающихся масс

m_r – приведенная масса от вращающихся деталей

r – радиус кривошипа

ω – угловая скорость вращения коленчатого вала

$$P_{jI} = -C \cdot \cos(\alpha) \quad (2)$$

где P_{jI} – сила инерции первого порядка

$$C = m_j \cdot r \cdot \omega^2$$

m_j – приведенная масса поступательно движущихся деталей

α – угол поворота коленчатого вала

$$P_{jII} = -\lambda \cdot C \cdot \cos(2 \cdot \alpha) \quad (3)$$

где P_{jII} – сила инерции второго порядка

$$\lambda = \frac{r}{L_{ш}}$$

$L_{ш}$ – длина шатуна

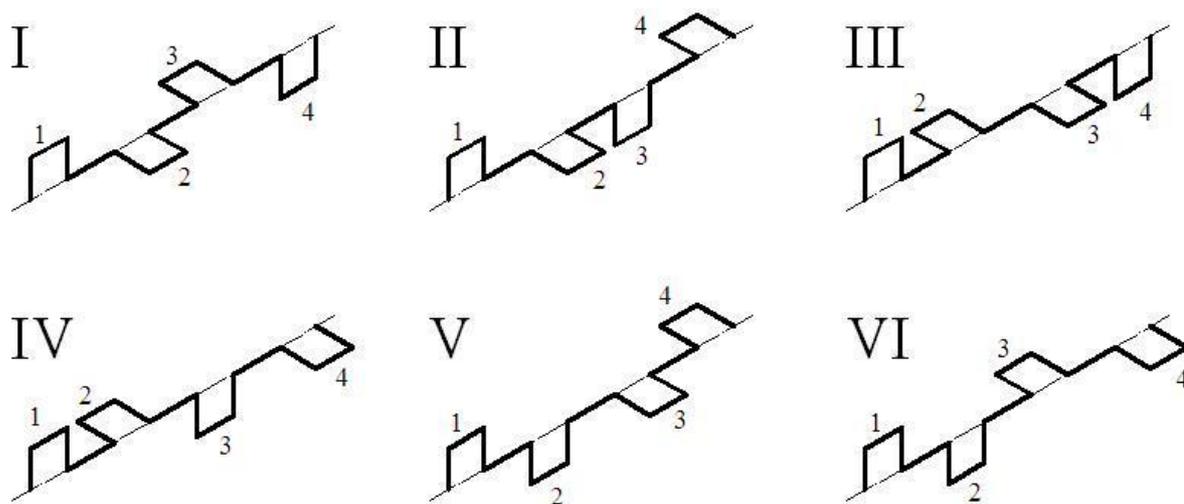


Рис.2. Пространственные схемы коленчатого вала
1, 2, 3, 4 – номер соответствующего цилиндра

Таким образом, при использовании классической схемы не уравновешенна сила инерции 2-го порядка от возвратно-поступательно движущихся масс, для уравновешивания которой необходима установка дополнительного вала с удвоенной частотой вращения по сравнению с частотой вращения коленчатого вала [1].

При использовании пространственных схем I и III неуравновешенны момент от центробежных сил и момент от сил инерции 1-го порядка.

Таблица 1. Варианты чередования вспышек рядного 4-х цилиндрического, 4-х тактного двигателя

Порядок работы цилиндров	Схема коленчатого вала					
	I	II	III	IV	V	VI
1 – 2 – 3 – 4	да	нет	да	нет	да	да
1 – 2 – 4 – 3	нет	да	нет	да	да	да
1 – 3 – 2 – 4	да	да	да	да	нет	нет
1 – 3 – 4 – 2	нет	да	нет	да	да	да
1 – 4 – 2 – 3	да	да	да	да	нет	нет
1 – 4 – 3 – 2	да	нет	да	нет	да	да

Обозначение: да – равномерное чередование вспышек, нет – неравномерное чередование вспышек

Таблица 2. Уравновешенность рядного 4-х цилиндрического, 4-х тактного двигателя

Схема коленчатого вала	K_R	M_R	P_{II}	M_{PII}	P_{III}	M_{PIII}
I	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	0
II	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$
III	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	0
IV	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$
V	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$
VI	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$	0	$\neq 0$
Классическая схема	0	0	0	0	$\neq 0$	0

Если же применять схемы II, IV, V и VI максимальное значение момента от центробежных сил и момента от сил инерции 1-го порядка уменьшается до 2-х раз. При этом остается неуравновешен еще и момент от сил инерции 2-го порядка, требующий для уравновешения установку дополнительного вала вращающегося с удвоенной частотой как и в случае с классической зеркально-симметричной схемой коленчатого вала, что делает данные схемы менее желательными из за усложнения конструкции двигателя.

Из всех возможных конструкций пространственных и плоских схем коленчатого вала наиболее оптимальной для 4-х тактного, 4-х цилиндрического двигателя спортивного мотоцикла является схема I, предложенная фирмой Yamaha в мотоцикле YZF-R1, с применением схемы коленчатого вала I и порядком работы 1 – 3 – 2 – 4. Так как наряду с положительным эффектом от снижения коэффициента неравномерности крутящего момента μ с 11,9 до 4,9, данная схема не требует установки дополнительных валов к основному валу. Противовесы для уравновешения моментов M_R и M_{II} можно разместить на самом коленчатом валу двигателя.

Литература:

5. Двигатели внутреннего сгорания. Кн. 2. Динамика и конструирование: Учебник для ВУЗов/В.Н. Луканин, И.В. Алексеев, М.Г. Шатров и др. – М.: Высш.шк., 2005. – 400 с.

6. Девянин С.Н. Методические рекомендации по использованию программы «Кинематика и динамика ДВС» на ПЭВМ в курсовом и дипломном проектировании. Тракторы и автомобили. Часть 1. Двигатели. – М.: ФГОУ ВПО МГАУ, 2004. – 16 с.

7. Фомин В.М., Савастенко А.А. Методическое руководство для курсового и дипломного проектирования по курсу «Конструкция и расчет д.в.с.» Тема «Динамический расчет двигателей внутреннего сгорания». – М.: Изд-во РУДН. – 1992. – 16 с.

8. А. Воронцов «Год большого скачка», журнал «Мото». – М.: Изд-во «За рулем», №2, 2009г. – с. 58-60

9. «Автомобильная промышленность». – М.: Изд-во «Машиностроение», №6, 2010г.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАЗРАБОТКИ МАТЕМАТИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ И ПРОГРАММНОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ РАСЧЕТА ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА И РИСКА ОТКАЗА СЭУ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ

Семионичев Д.С. (ФГУ «Российский морской регистр судоходства»);
Медведев В.В. (СПбГМТУ)

В настоящее время в отечественной практике остается актуальной задача создания методики оценки остаточного ресурса и риска отказа СЭУ, рассматриваемой в качестве единого комплекса механизмов, с использованием современных математических моделей, которая была бы разработана с учетом формализованной оценки безопасности (ФОБ), соответствовала бы международным стандартам качества, требованиям Международной конвенции по охране человеческой жизни на море СОЛАС-74 и, в частности, положениям главы 9 Конвенции – Международного кодекса по управлению безопасностью (МКУБ), резолюциям и руководству КБМ ИМО, отвечала бы задачам Федеральной целевой программы РФ «Развитие гражданской морской техники на 2009-2016 годы».

Опираясь на рекомендации работы [1] и используя опыт работ [2]-[4] выполнена разработка математической модели и программного комплекса для расчета остаточного ресурса и риска отказа СЭУ и ее элементов.

Разработке предшествовал анализ типовых конструктивных решений элементов СЭУ с позиции их надежности, построение типовых деревьев событий для следующих вариантов состава СЭУ: СЭУ с малооборотным главным двигателем (ГД) и прямой передачей мощности на гребной винт фиксированного шага; СЭУ с малооборотным ГД и прямой передачей мощности на гребной винт регулируемого шага; СЭУ с высокооборотным ГД и передачей мощности на гребной винт фиксированного шага через реверс-редукторную передачу; СЭУ с высокооборотным ГД и передачей мощности на гребной винт регулируемого шага через редукторную передачу; СЭУ с высокооборотным ГД и передачей мощности на гребной винт через винто-рулевую колонку.

В качестве примера на рис. 1 приведено два верхних уровня (из восьми) дерева событий для СЭУ.

При анализе конструкции и управлении техническим состоянием СЭУ построенные деревья событий могут быть скорректированы с учетом особенностей проекта судна.

На базе построенных деревьев событий разработаны математическая модель и соответствующий программный комплекс (рис. 2), позволяющие с использованием имитационного моделирования рассчитать остаточный ресурс СЭУ и вероятность выхода из строя ее компонентов в течение исследуемого периода времени.

При математическом моделировании приняты следующие основные допущения:

ния:

- условия работы и режимы нагружения СЭУ в исследуемый период времени соответствуют предшествующему этапу эксплуатации;
- скорость изнашивания деталей при трении поверхностей на установившемся режиме работы пропорциональна времени износа;
- полный ресурс каждого элемента СЭУ является вероятностной величиной, распределенной в соответствии с предварительно определенным законом распределения;
- при управлении техническим состоянием и оценке надежности СЭУ применен метод статистического моделирования;
- в качестве стандартных законов распределения в созданном программном комплексе используются следующие виды распределения: нормальное, равномерное, экспоненциальное, распределения Вейбулла и Релея.

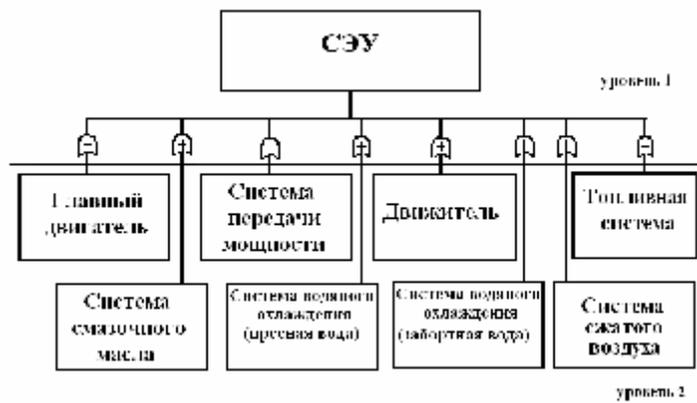


Рис.1. Типовое дерево событий для СЭУ

- поскольку в методе ФОБ даны лишь общие рекомендации по определению тяжести последствий, для достижения целей данного исследования и определения риска разработана матрица, позволяющая присвоить уровень опасности каждому нежелательному событию с элементами СЭУ для количественного определения риска. Предложено классифицировать каждый рассматриваемый отказ по следующим признакам: по внезапности возникновения начального события, по критичности отказа, по устраняемости отказа, по наличию сопутствующих факторов, приводящих к дальнейшему развитию сценария аварии;

- выбор варианта управления техническим состоянием СЭУ предложено проводить в два этапа с использованием принятой в работе двухуровневой иерархии критериев: на первом этапе определяется показатель риска, который сравнивается с допустимым уровнем и, при необходимости его снижения, на втором этапе проводится анализ и выбор наиболее приемлемого варианта управления риском по критерию экономической эффективности.

Отметим некоторые особенности программного комплекса и его использования:

- параметры распределений могут быть заданы для каждого элемента дерева событий начального уровня на основании статистических данных или в соответствии с рекомендациями, предложенными во второй главе исследования;
- при реализации модели предусмотрена возможность определения и изменения состава и количества отказавших элементов, при превышении которого наступает отказ элемента более высокого уровня дерева событий;

- число расчетов дерева событий при имитационном моделировании задается пользователем;

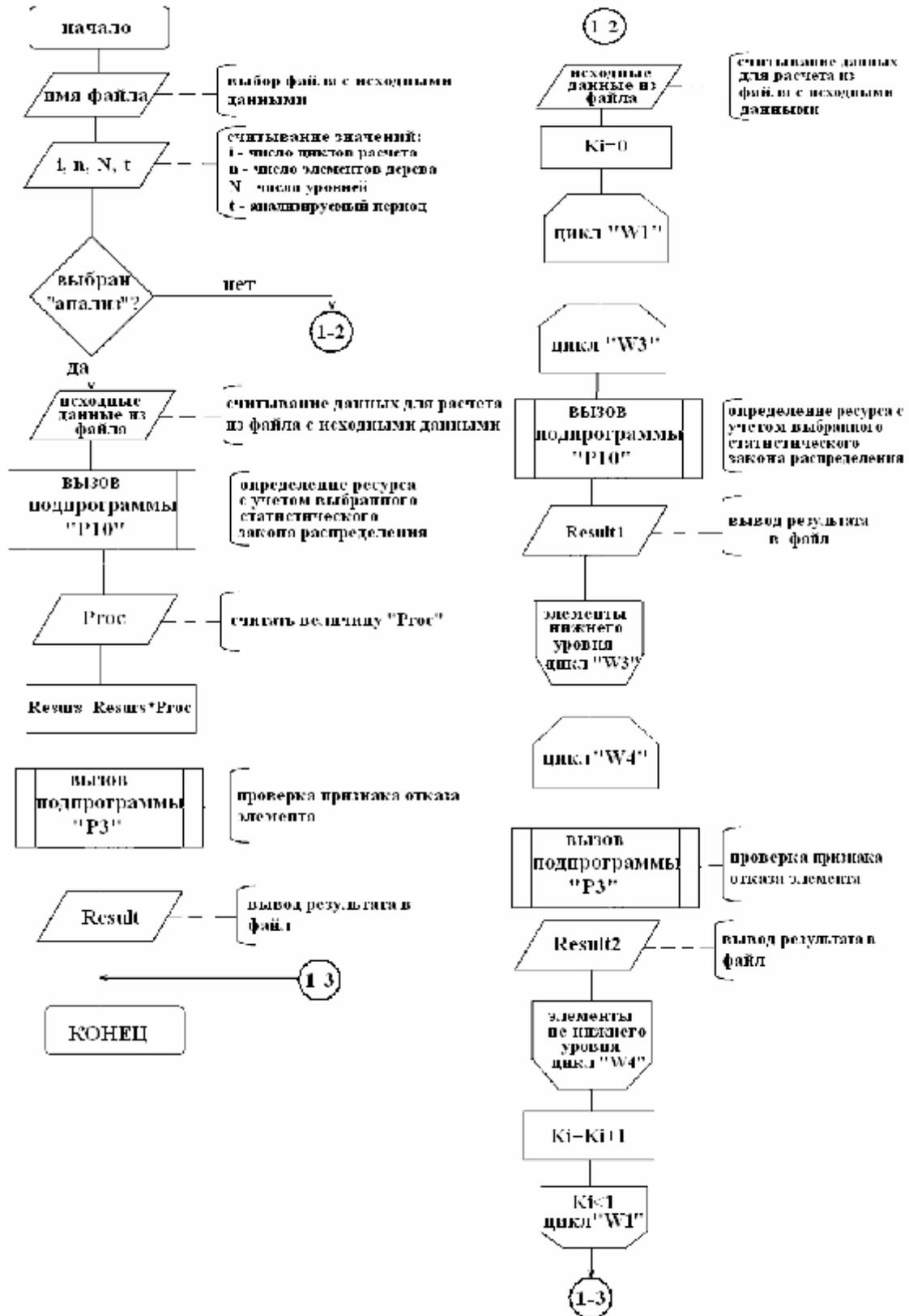


Рис.2. Алгоритм реализации математической модели в программном комплексе

- предусмотрена возможность количественной оценки влияния вероятности отказа и срока службы элементов дерева событий на надежность СЭУ;

- программный комплекс реализован на языке программирования Object Pascal в среде Delphi 10 Lite, передача результатов расчета осуществляется в режиме реального времени с использованием COM-технологии в таблицы Excel (пакет программ Microsoft Office 97-2003).

Перечисленные свойства математической модели и программного обеспечения позволяют проводить анализ надежности СЭУ различных составов и конструкций при ремонтах и/или модернизациях. По результатам анализа может быть выбран рациональный, экономически обоснованный вариант управления рисками.

Литература:

1. Медведев В.В., Семионичев Д.С. Методические рекомендации по прогнозу и оценке рисков при обосновании целесообразности модернизации судовых энергетических установок // Научно-техн. сб. Российского морского регистра судоходства. СПб.: РС. 2009. № 32. С.171–181.

2. Семионичев Д.С. Практические аспекты применения первого этапа формализованной оценки безопасности в судостроении. Методы анализа опасности и риска // Тр. ЦНИИ им. акад. А.Н. Крылова. 2009. №49 (333). С.149–158.

3. Семионичев Д.С., Медведев В.В. Программное обеспечение для обоснования целесообразности модернизации судовой энергетической установки на основе прогноза и оценки риска // Фундаментальные и прикладные проблемы надежности и диагностики машин и механизмов: Тр. Девятой сес. межд. научн. шк. СПб: ИПМаш РАН, СПбГУ ИТМО. 2009. С.51–53.

4. Семионичев Д. С. Особенности проектирования и модернизации судовой энергетической установки судна с использованием модели дерева отказов // Водные пути России: строительство, эксплуатация, управление: мат. межд. научн. конф. СПб: СПГУВК. 2009. С.365–367.

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ОСТАТОЧНОГО РЕСУРСА И РИСКА ОТКАЗА СЭУ И ЕЕ ЭЛЕМЕНТОВ

Семионичев Д.С. (ФГУ «Российский морской регистр судоходства»);
Медведев В.В. (СПбГМТУ)

При определении остаточного ресурса и риска отказа СЭУ и ее элементов актуальной является проблема проверки адекватности разработанной математической модели и программного комплекса [1]. Решение этой проблемы связано, в частности, с подготовкой исходных данных [2]. Ниже описаны и проанализированы результаты экспериментальных исследований, которые позволяют судить о достоверности результатов расчетной оценки остаточного ресурса СЭУ и вероятности выхода из строя ее компонентов в течение исследуемого периода времени.

В ходе экспериментов проведена дефектация цилиндрических втулок главных двигателей 6ЧН 25/34 судна проекта 450М и цилиндрических втулок вспомогательных двигателей 8ЧН 25/34 рефрижераторного судна проекта 13476.

После двухгодичной навигации произведена повторная дефектация втулок цилиндров и по результатам измерений выполнена оценка надежности двигателей по критерию превышения предельно допустимого износа втулок цилиндра в течение следующих 20000 часов эксплуатации для главных двигателей и 5000, 10000, 15000 часов эксплуатации для вспомогательных двигателей. Также был определен средний ресурс двигателей по критерию износа цилиндрических втулок.

По результатам имитационного моделирования получено, что средняя наработка двигателя по критерию выхода из строя втулок вследствие износа с доверитель-

ной вероятностью 0,95 для ГД составляет $41,1 \pm 4,7$ и $40,8 \pm 3,2$ тыс. часов для двигателей соответственно правого и левого бортов. При рассчитанной скорости износа (при допущении о постоянной средней скорости износа в процессе эксплуатации двигателя) полный ресурс составляет 41,6 тыс. часов для главного двигателя правого борта (по предельному износу втулок второго и третьего цилиндров) и 38,5 тыс. часов для двигателя левого борта (по предельному износу втулок третьего и шестого цилиндров).

Для исследованных дизель-генераторов полные ресурсы составляют 33,8 (по предельному износу втулки восьмого цилиндра), 34,4 (по предельному износу втулок второго, шестого и восьмого цилиндра), 34,3 (по предельному износу втулки второго цилиндра), тыс. часов.

Эти результаты хорошо согласуются с расчетной средней наработкой, полученной с использованием математического моделирования. Кроме этого, указанные результаты соответствуют статистическим данным об отказах втулок цилиндров судовых двигателей типа ЧН 25/34, эксплуатируемых на судах Дальневосточного бассейна (наработка на отказ составила 39,9 тыс. часов).

В таблице 1 в качестве примера приведены результаты расчета вероятности возникновения отказов втулок цилиндров главных двигателей бЧН 25/34.

Таблица 1. Вероятность превышения допустимого износа втулок двигателей бЧН 25/34 в течение 20000 часов предстоящей эксплуатации по результатам имитационного моделирования

Цилиндр	1	2	3	4	5	6	Двигатель
Двигатель правого борта							
Вероятность отказа, %	0,05	3,22	1,59	3,03	4,28	0,91	12,79
Двигатель левого борта							
Вероятность отказа, %	0,03	0,15	1,65	0,72	0,78	2,48	5,66

С использованием разработанной методики и программного комплекса была произведена оценка надежности СЭУ судна проекта 1077U, предназначенного для перевозки генерального груза.

С этой целью дважды в ходе исследования была произведена дефектация пульсивной установки, содержащей главные двигатели марки 8Z280-ET (8ЧН28/36) мощностью 1765 кВт, изготовленные в 1990 году компанией Amagasaki Yanmar Diesel Engine Corporation.

Измерениям подлежали:

- износы шатунных и головных подшипников;
- зазоры в головном соединении, шатунных и рамовых подшипниках;
- зазоры между поршнем и цилиндрической втулкой;
- зазоры между поршневыми кольцами и канавкой (по высоте);
- зазоры между стержнями клапанов и направляющими;
- зазоры в подшипниках коромысла газораспределительного механизма;
- геометрические параметры цилиндрических втулок;
- раскаты коленчатого вала.

Были также проведены измерения зазоров в дейдвудном устройстве, произведена дефектоскопия лопастей гребного винта.

По результатам измерений выполнен расчет вероятности возникновения отказов на период 4000 часов. При математическом моделировании число итераций задавалось равным 100000.

В связи с тем, что вероятность возникновения отказа не превысила предварительно заданной предельной вероятности 2,5% для единичного отказа и 0,00001% для наступления одновременного (в промежутке менее 100 часов) отказа пропульсивных установок правого и левого бортов, энергетическая установка была допущена к эксплуатации в течение 4000 часов без проведения дополнительного ремонта. Отказов элементов СЭУ в течение указанного периода не наступило.

Была произведена оценка безопасной работы главного двигателя правого борта типа ЧН40/46 исследовательского судна проекта 12883. С учетом данных дефектации была проведена расчетная оценка вероятности возникновения отказов на период 5000 и 8000 часов предстоящей эксплуатации. Результаты расчетов приведены в таблицах 2 и 3.

Таблица 2. Вероятность возникновения отказа главного двигателя типа 6ЧН40/46 судна проекта 12883 в течение 5000 часов

Параметр	Вероятность наступления отказа, %					
	Цилиндр					
	1	2	3	4	5	6
Поршень	0,0170	0,0117	0,0140	0,0100	0,0094	0,0059
Головной подшипник	0,0041	0,0017	0,0032	0,0012	0,0043	0,0058
Втулка цилиндров	0,1211	0,1090	0,0650	0,1322	0,1260	0,1719
Крышка цилиндров	0,0111	0,0132	0,0168	0,0021	0,0015	0,0048
Впускные клапаны	0,0052	0,0040	0,0011	0,0004	0,0032	0,0080
Выпускные клапаны	0,0413	0,0117	0,0211	0,0241	0,0167	0,0308
Распределительный вал	0,0119					
Коленчатый вал	0,0341					
Общая вероятность отказа	1,0766					

Таблица 3. Вероятность возникновения отказа главного двигателя типа 6ЧН40/46 судна проекта 12883 в течение 8000 часов

Параметр	Вероятность наступления отказа, %					
	Цилиндр					
	1	2	3	4	5	6
Поршень	0,0410	0,0393	0,0501	0,0378	0,0320	0,0317
Головной подшипник	0,0101	0,0085	0,0077	0,0091	0,0113	0,0084
Втулка цилиндров	0,3014	0,1617	0,1217	11,2135	13,9140	8,7314
Крышка цилиндров	0,0219	0,0243	0,0318	0,0068	0,0018	0,0119
Впускные клапаны	0,0089	0,0056	0,0047	0,0045	0,0039	0,0102
Выпускные клапаны	0,0809	0,0312	0,0516	0,0380	0,0519	0,0490
Распределительный вал	0,0518					
Коленчатый вал	0,2056					
Общая вероятность отказа	32,1260					

По результатам расчетов были сделаны выводы о том, что уровень безопасности недостаточен для допуска дизеля к эксплуатации в течение 8000 часов без осуществления ремонта.

С помощью программного комплекса в рассматриваемом исследовании произведена оценка затрат/выгод при различных вариантах управления рисками и по предложенной методике принятия технических решений были даны рекомендации о выполнении ремонта через 5000 часов эксплуатации. В качестве наиболее вероятных объектов, требующих замены, определены втулки 4, 5 и 6 цилиндра. С учетом остаточного ресурса втулок, равного около 5000 часов, было рекомендовано продолжить эксплуатацию двигателя в течение этого периода с последующей оценкой его технического состояния.

Для проверки точности сделанного прогноза и оценки правильности сделанных выводов двигатель был допущен к эксплуатации, а после 4850 часов разобран и повторно дефектован. По результатам измерений были заменены втулки 4 и 6 цилиндра (в них обнаружено превышение допустимой овальности) и втулка 5 цилиндра (обнаружено превышение допустимого износа). Неисправности других элементов не прогнозировались расчетами и не были выявлены фактически.

На основании сопоставления результатов расчетов с экспериментальными данными можно сделать следующие выводы:

- разработанные математическая модель и соответствующий программный комплекс позволяют оценить с достаточно высокой достоверностью остаточный ресурс элементов СЭУ;

- с использованием математического моделирования удается количественно оценить надежность работы каждого основного элемента СЭУ в течение исследуемого периода времени;

- наличие результатов предыдущей дефектации элементов СЭУ позволяет значительно повысить точность вычислений за счет учета условий эксплуатации и фактической скорости изнашивания деталей;

- результаты расчета позволяют проанализировать надежность оборудования и сравнить полученный показатель риска возникновения отказа со значением приемлемого риска, соответствующего рекомендациям ФОБ;

- количественный результат расчета обеспечивает возможность выбора технически обоснованного и экономически эффективного варианта управления рисками.

Литература:

5. Семионичев Д.С., Медведев В.В. Результаты разработки математической модели и программного комплекса для расчета остаточного ресурса и риска отказа СЭУ и ее элементов // Двигатель – 2010: Тр. Научно-техн. конф. М.: Изд-во МГТУ. 2010.

6. Медведев В.В., Серов А.В., Семионичев Д.С. Применение процедуры ФОБ к оценке риска эксплуатации судового дизеля и практика подготовки исходных данных // Тр. межотр. научно-техн. конф., посвящ. 100-летию П.А.Истомина. СПб: Изд-во СПбГМТУ. 2008. С.31–34.

ОЦЕНКА ВОЗМОЖНОСТЕЙ ПРИМЕНЕНИЯ ДИЗЕЛЕЙ ЯМЗ НА ТРАКТОРАХ КЛАССА ТЯГИ 10 ТОНН

Шароглазов Б. А., Сафаров М. Ф. (Южно-Уральский государственный университет)

Экономические возможности эксплуатирующих и ремонтирующих технику предприятий побуждают их к отысканию путей снижения затрат на её использование и ремонт. Так, в настоящее время нередки случаи практического применения дизелей производства ЯМЗ на гусеничных тракторах класса 10 тонн [1]. Это объясняется распространённостью двигателей такого типа на рынке, относительно невысокой их ценой и хорошей обеспеченностью рынка запасными частями для таких двигателей. Однако, сведений расчётного порядка, подтверждающих с технической точки зрения возможность и целесообразность такого применения ярославских моторов, в опубликованных источниках не содержится. На первый взгляд целесообразность использования двигателей ЯМЗ (в частности, двигателя ЯМЗ-238, номинальная мощность N_{eH} и частота вращения n_H равны соответственно 177 кВт и 2100 мин^{-1}) на тракторах названного класса (например, на тракторах производства ООО «ЧТЗ – Уралтрак») сомнительна.

Действительно, скоростные характеристики двигателя ЯМЗ-238 и, например, дизеля Д-180 (номинальная мощность равна 132 кВт при частоте вращения 1250 мин^{-1}), устанавливаемого на тракторы такого класса, существенно разнятся, см. рис.1. Безрегуляторные ветви характеристик рассчитаны исходя из численных значений номинальных параметров дизелей по известным (1) соотношениям, см. например [2].

Заметно разнятся для двигателей и коэффициенты приспособляемости к нагрузке (K_n и K_M соответственно). Здесь нужно отметить особенность внешней скоростной характеристики дизеля Д-180: она в том, что максимальная мощность двигателя достигается при частоте вращения заметно меньшей номинальной. Этим и объясняется высокая приспособляемость дизеля к нагрузке. Таким образом, для текущих значений эффективной мощности двигателя имеем:

$$N_e = \frac{V_h \cdot i}{30 \cdot \tau} \cdot p_{eH} \cdot \left[K_M - \frac{K_M}{(n_H - n_M)^2} \cdot \left(n - \frac{n_H}{K_n} \right)^2 \right] \cdot n, \quad (1)$$

где V_h – рабочий объём цилиндра, л; i – число цилиндров двигателя; τ – тактность двигателя; p_{eH} – среднее эффективное давление рабочего тела на режиме номинальной мощности, МПа; $K_M = M_{\text{макс}}/M_H$ – коэффициент приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по крутящему моменту; M_H, M_M – номинальное и максимальное значения крутящих моментов соответственно, Н·м; $K_n = n_H/n_M$ – коэффициент приспособляемости двигателя к внешней нагрузке по частоте вращения; n_H, n_M – частоты вращения коленчатого вала на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента соответственно, мин^{-1} ;

Различие в характере протекания мощностей и моментов как функций частоты вращения не позволяет дать прямого ответа относительно возможности использования моторов ЯМЗ на тракторах рассматриваемого типа.

Более детальную и предметную оценку можно сделать на основе анализа тяговых характеристик машин класса 10т с двигателями соответствующего типа. Такие характеристики, применительно к условиям использования машин на первой, четвёртой и восьмой передачах, представлены на рис.2 и рис.3.

При расчёте приводимых тяговых характеристик за основу приняты скоростные характеристики двигателей, показанные на рис.1. В качестве базового рас-

сма­тривал­ся тра­ктор Т-170 с ме­хан­иче­ской транс­мис­сией и пе­ре­даточ­ными чис­ла­ми, рав­ными 79,64; 48,28 и 19,79 со­от­вет­ствен­но для пер­вой, чет­вёр­той и вось­мой пе­ре­дач. Услов­ия ис­поль­зо­вания ма­шин (ха­рак­тер грун­та, ко­эф­фи­ци­ент сцеп­ле­ния и др.) при­ни­ма­лись оди­на­ко­выми.

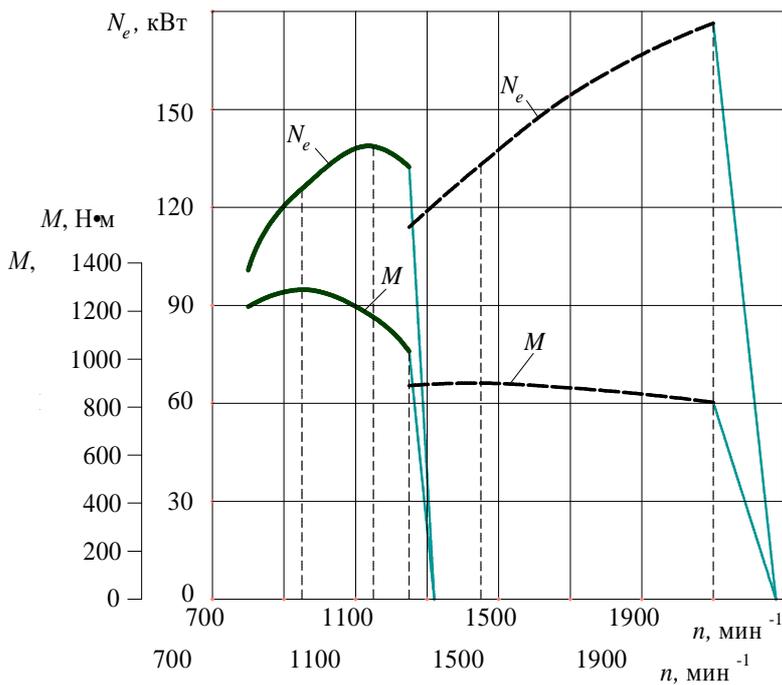


Рис.1. Ха­рак­тер из­ме­не­ния мощ­но­сти и кру­тяще­го мо­мен­та при ра­бо­те ди­зель­ев по внеш­ней скорост­ной ха­рак­те­ри­стике:
 - Д-180;
 ----- - ЯМЗ-238

Рис.2. Про­те­ка­ние удель­ной си­лы тя­ги f_d в функ­ции скорос­ти v в усло­виях ра­бо­ты тра­ктора с ди­вигателем Д-180 на 1, 4 и 8-й пе­ре­да­чах

(раз­ность масс ди­вигателев не учи­ты­ва­лась). Скорос­ть дви­же­ния ма­шин опре­де­ля­лась по вы­ра­же­нию:

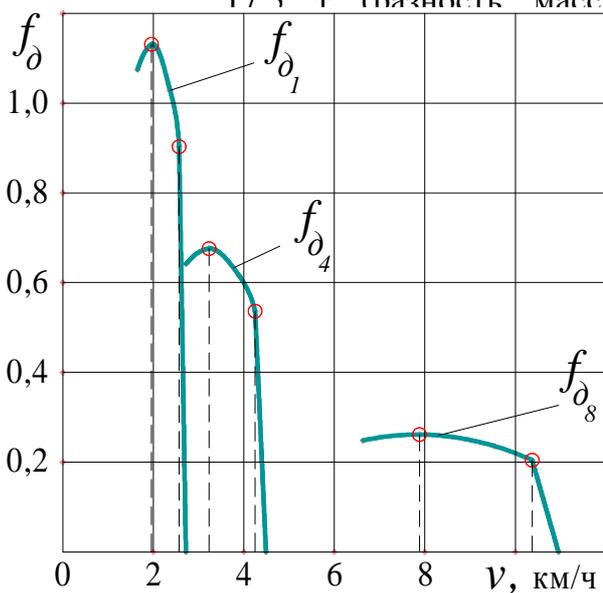
$$v = \frac{\pi \cdot d_{зв} \cdot n}{i_{тп}} \cdot \frac{60}{1000}, \text{ км/ч}$$

в ко­тором $d_{зв}$ — ди­аметр ве­ду­ще­го ко­ле­са, м; n — частота вра­ще­ния ко­лен­ча­того ва­ла ди­вигателев, мин^{-1} ; $i_{тп}$ — пе­ре­даточ­ное чис­ло транс­мис­сии.

Рас­чё­ты, вы­пол­нен­ные при­мен­итель­но к усло­виям ис­поль­зо­вания на тра­кторе ди­вигателев ЯМЗ-238, по­ка­зы­ва­ют, что тя­го­вая ха­рак­те­ри­стика тра­ктора, ана­логич­ная при­веден­ной на рис.2, не может быть ре­али­зо­вана.

По­ло­же­ние ме­ня­ется в том слу­чае, ко­гда об­щее пе­ре­даточ­ное от­но­ше­ние транс­мис­сии при ра­бо­те на каж­дой из пе­ре­дач уве­личено в 1,4 раза (кон­струк­тивно это осу­ществимо), см. рис.3.

При рас­чё­те тя­го­вых ха­рак­те­ри­стик пол­ная масса тра­ктора в обо­их слу­чаях по­ла­галась оди­на­ко­вой и рав­ной 17,5 т (раз­ность масс



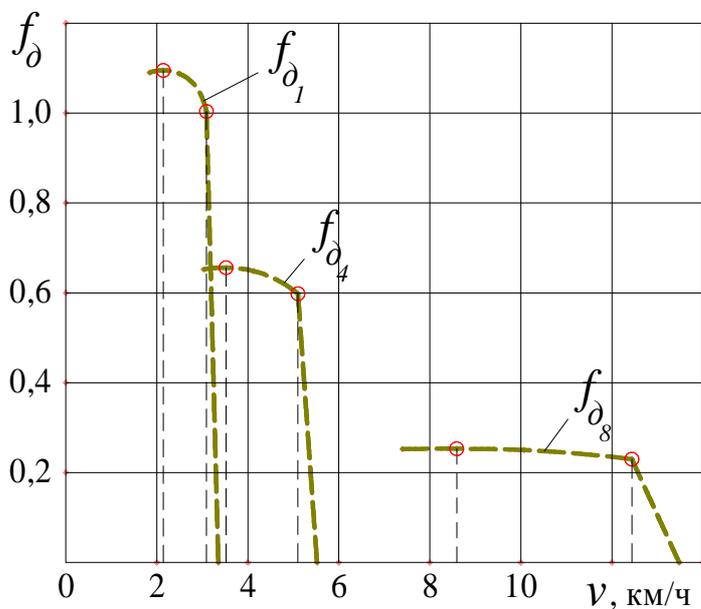


Рис.3. Протекание удельной силы тяги f_{δ} в функции скорости v в условиях работы трактора с двигателем ЯМЗ-238 на 1, 4 и 8-й передачах (передаточное отношение трансмиссии увеличено в 1,4 раза)

В приводимой таблице 1 для режимов работы с номинальной мощностью и максимального крутящего момента дано сопоставление параметров тяговой характеристики тракторов рассматриваемого класса тяги при условии их комплектования дизелями рассмотренного типа.

Таблица 1

Тип двигателя и режим работы		Параметры	Номер передачи		
			I	IV	VIII
Д-180	N_{e_n}	f_{δ}	0,903	0,536	0,204
		v	2,57	4,25	10,37
	$M_{макс}$	f_{δ}	1,131	0,676	0,261
		v	1,96	3,23	7,88
ЯМЗ-238	N_{e_n}	f_{δ}	1,004	0,598	0,230
		v	3,09	5,1	12,44
	$M_{макс}$	f_{δ}	1,094	0,656	0,253
		v	2,14	3,52	8,59

Анализ результатов расчётных исследований позволяет заключить, что применение двигателя ЯМЗ-238 на тракторах класса 10т (при условии повышения передаточного числа трансмиссии) может оказаться целесообразным как с технической, так и экономической точек зрения. В эксплуатационной практике такие решения известны (см. например [1,3]).

Литература:

1. <http://www.uralmachzavod.ru/articles.php>.
2. Шароглазов Б.А., Фарафонов М.Ф., Клементьев В.В. Двигатели внутреннего сгорания: Учебник по курсу «Теория рабочих процессов и моделирование процессов в двигателях внутреннего сгорания»/ Под ред. засл. деят. науки РФ Б.А. Шароглазова.- Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006.- 382 с.
3. <http://www.tm10.ru>.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕПЛООВОГО СОСТОЯНИЯ ГОЛОВКИ ЦИЛИНДРОВ ПРИ ПРОЕКТИРОВАНИИ ФОРСИРОВАННЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Шубин И.П., Жаров А.В. (Ярославский государственный технический университет);

Уровень температурного состояния деталей, ограничивающих камеру сгорания, во многом определяет надежность и долговечность дизеля. При проектировании форсированных дизелей, при их модернизации, после ремонта, в период эксплуатации появляется необходимость в оценке работоспособности и в определении ресурса теплонапряженных деталей.

Наиболее теплонапряженной деталью форсированного дизеля является головка цилиндров (ГЦ). Составить представление о напряженно-деформированном состоянии ГЦ возможно лишь при известных температурных полях.

Процессы теплообмена, определяющие тепловое нагружение ГЦ, имеют различную природу: вынужденная и свободная конвекция, лучистый теплообмен, контактный теплообмен, теплообмен при фазовых переходах. Температуры сред, нагревающих и охлаждающих ГЦ двигателя, зависят от протекания рабочего процесса, способа организации процессов газообмена, конструктивной схемы систем впуска-выпуска и т.д.

Модель ГЦ создается в программных продуктах, реализующих построение на основе 3D – моделирования. Инструментом конструктора может быть, например, одна из таких программ, как SolidWorks, Pro/Engineer, Catia.

В данной работе исследуется дизель экологического класса Euro 3 P4CH 10,5/12,8 с блочной 4-х цилиндровой ГЦ. Модель этой ГЦ построена в среде Pro/Engineer Wildfire 4.0, которая затем импортируется в SolidWorks Simulation (COSMOSWorks) в формате igs.

При построении расчетной модели ГЦ рассмотрена ее нижняя часть высотой $h = 60$ мм от огневой поверхности. Величина h учитывает зону упругого влияния присоединенных к огневой плите элементов (стенок газовых каналов, периферийного контура, форсуночного стакана) и по экспериментальным данным для головок цилиндров составляет $(0,7-0,8) d_k$, где d_k – средний диаметр наибольшего газового канала [1].

Элементы ГЦ, более удаленные от огневого днища, слабо влияют на его тепловое состояние. Оптимизация модели позволяет использовать расчетную систему с меньшими требованиями и сократить время последующих расчётов при определении ресурса ГЦ.

Тепловое состояние ГЦ при работе дизеля на установившемся режиме рассматривается как квазистационарное [2], которое может быть описано уравнением стационарной теплопроводности. От корректного задания граничных условий по теплообмену во многом зависит адекватность получаемых результатов.

В качестве ГУ со стороны газа обычно используют стационарные ГУ III рода – осредненный за цикл коэффициент теплоотдачи α_{cp} и среднюю результирующую температуру газа T_w , которые определяются по формуле Вошни [3].

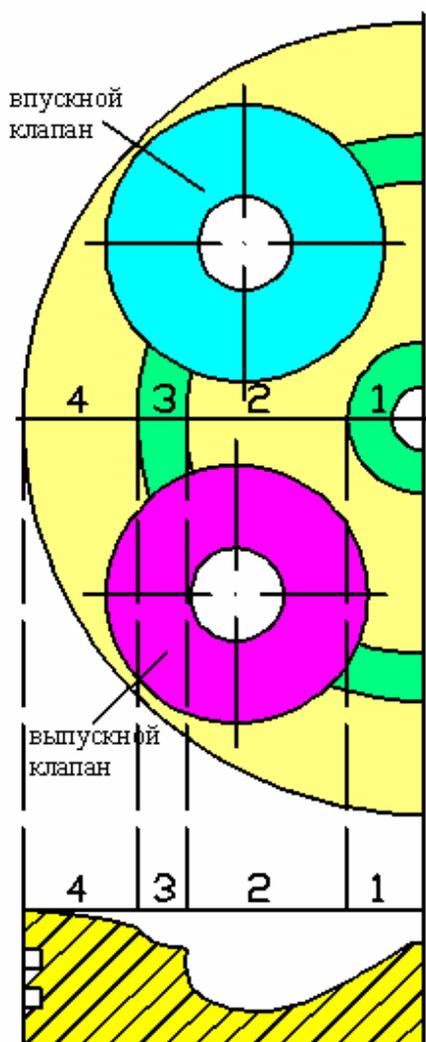
Для определения средней температуры стенки огневого днища ГЦ T_w необходимо задать средний коэффициент теплопроводности материала ГЦ λ и толщину огневого днища Δ . В результате задача сводится к определению теплопроводности многослойной стенки.

Коэффициент теплоотдачи со стороны системы охлаждения определяется по формуле Зоннекена.

Коэффициент теплоотдачи газа α_w и коэффициент теплоотдачи со стороны системы охлаждения $\alpha_{w \text{ охл}}$ приняты постоянными для рассматриваемых поверхностей на расчетном интервале времени. Так как температуры различных поверхностей рабочего объема могут значительно отличаться друг от друга, то теплообмен на них моделируется дифференцировано.

Для определения граничных условий (ГУ) коэффициента теплоотдачи и средней результирующей температуры среды для различных поверхностей ГЦ (табл.1) производится расчет рабочего процесса в Diesel-RK. Для этого задаются характерные параметры дизеля, которые определяются в процессе проектирования.

Днище ГЦ представляет собой сложную поверхность с точки зрения задания локальных граничных условий. Распределение тепловой нагрузки на днище ГЦ зависит от организации рабочего процесса и протекания процесса сгорания в цилиндре [4]. Исследуемый транспортный дизель имеет современные показатели: литровая мощность 34,28 кВт/л, эффективное давление при максимальном крутящем моменте 2,36 МПа. Дизель с 4-х клапанной ГЦ и симметричным расположением форсунки. В Diesel-RK не представляется возможным определение локальных значений температуры газа и коэффициента теплоотдачи на днище ГЦ, поэтому ввиду



конструкции ГЦ и в зависимости от конфигурации камеры сгорания в поршне предложено использовать 4 зоны на днище ГЦ (рис.1). В пределах каждой зоны условия локального теплообмена приняты неизменными. Увеличение количества зон на днище ГЦ существенно не влияет на результат, поэтому был найден необходимый оптимум. Используя экспериментальные значения плотности теплового потока, полученные с аналогичных транспортных дизелей [5], были подобраны коэффициенты теплоотдачи в пределах каждой зоны на днище ГЦ. Остальные ГУ условия определены расчетом в Diesel-RK.

Рис.1. Зоны на днище головки цилиндров

Решение задачи в трехмерной постановке позволяет определить распределение температурных полей по всей модели.

Результаты расчета температур днища ГЦ были сопоставлены с термометрией исследуемого дизеля Euro 3 P4CH 10,5/12,8. Расхождение расчетных значений с экспериментальными данными не превышают 5%.

Максимальная температура стенки зафиксирована на днище ГЦ в районе межклапанной перемычки около выпускных клапанов и составляет 365°C (рис.2). По данным, полученным в Diesel-RK,

был определен тепловой баланс исследуемого дизеля. Количество теплоты, приходящее на ГЦ соответствует экспериментальному значению, представленному в работе [6].

Табл.1. Граничные условия в головке цилиндров

Поверхность	Коэффициент теплоотдачи, α , Вт/м ² К	Температура среды, К
Огневое днище: 1 зона	1600	1100
2 зона	1800	1100
3 зона	1600	1100
4 зона	800	1000
выпускные каналы	838	814
впускные каналы	182	341
каналы охлаждения	11500	388
масляная полость	280	398
внешняя поверхность	10	348

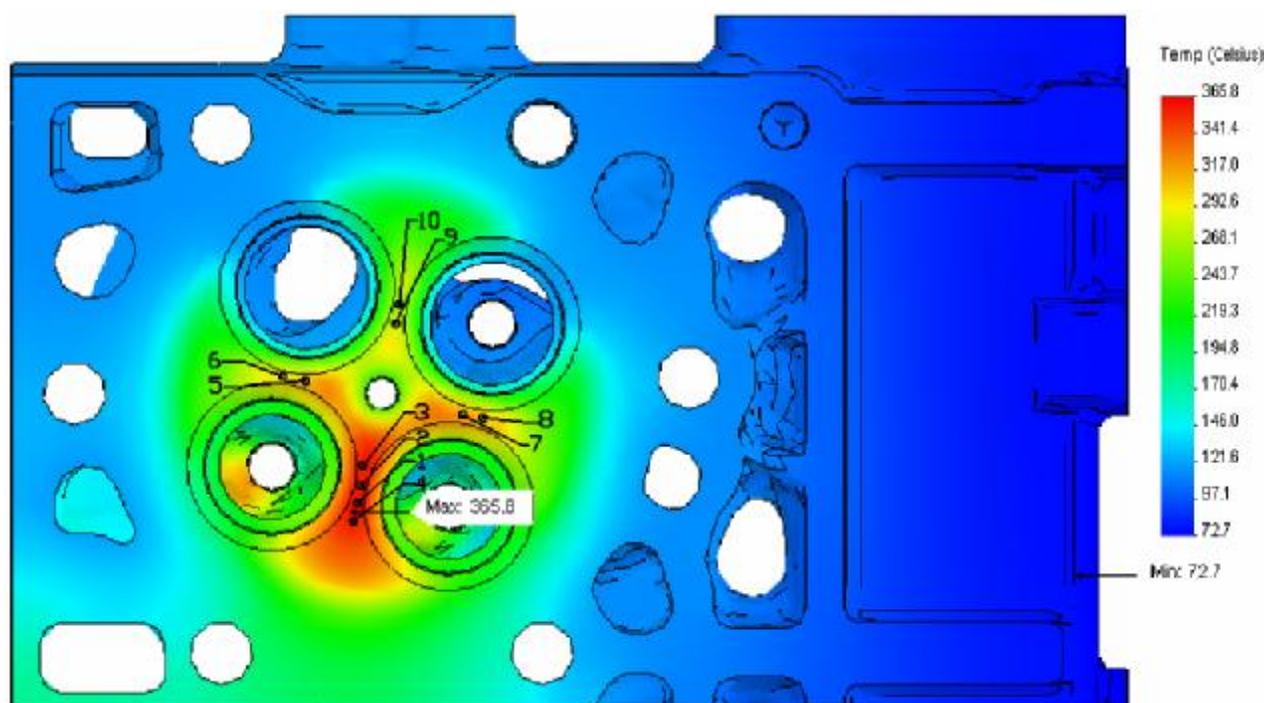


Рис.2. Распределение температуры по днищу головки цилиндров

По известным и полученным расчетным данным можно представить распределение плотности тепловых потоков по поверхности огневого днища ГЦ по зонам для транспортных дизелей с различным индикаторным давлением (рис.3).

Распределение плотности тепловых потоков получено экспериментальным путем на одноцилиндровых дизелях Euro 0 V6ЧН 13,0/14,0 с индикаторным давлением $p_i=0,39-1,35$ МПа [8, с. 99]. Распределение плотности тепловых потоков при $p_i=1,52$ МПа соответствует дизелю Euro 2 V6ЧН 10,2/12,2, получено расчетным путем. Полученное распределение плотности тепловых потоков для исследуемого дизеля Euro 3 P4ЧН 10,5/12,8 при $p_i=2,56$ МПа соизмеримо с распределением на аналогичных дизелях, что говорит об адекватности проведенных расчетов.

На основе проведенной работы, на стадии проектирования можно с достаточной точностью прогнозировать тепловое состояние ГЦ, используя конструкторские чертежи и 3D модель.

Граничные условия III рода со стороны газа и жидкости определяются из расчёта рабочего процесса дизеля в Diesel-RK на основе данных, задаваемых при проектировании дизеля. Определение теплового состояния ГЦ было использовано для дизелей экологических классов Euro 3 и Euro 4. Результаты расчета имеют сходимость с экспериментальными данными термометрирования.

Алгоритм, применяемый в данной работе может быть использован для определения теплового состояния ГЦ при прогнозировании ресурса форсированного дизеля.

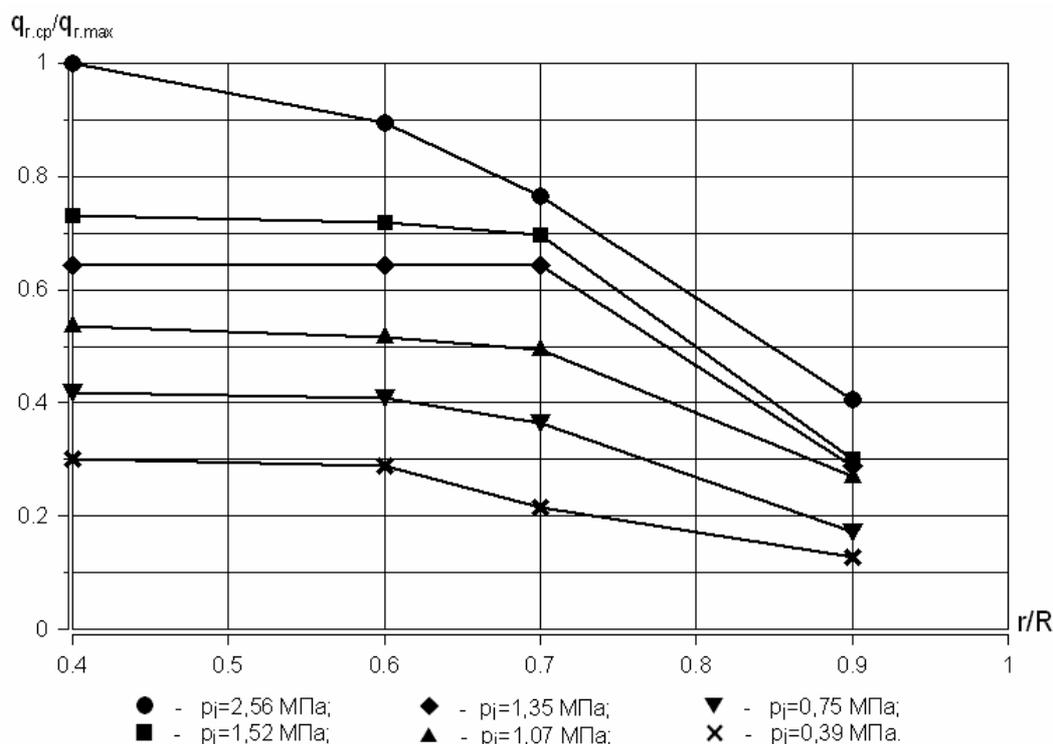


Рис.3 Распределение плотности тепловых потоков по поверхности огневого днища головки цилиндров

Литература:

1. Чайнов Н.Д., Салтыков М.А., Раенко М.И., Сальников М.А. Разработка и применение моделей разных уровней для расчета рабочих напряжений в крышках цилиндров транспортных дизелей // Двигателестроение, №4, 1987. - С. 10-14.
2. Лощаков П.А. Опыт воздействия на температуру поршня и гильзы транспортного дизеля. Ярославль 2004. - С. 49-62.
3. Woschni G. Die Berechnung der Wandeverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren // MTZ.-1970.-N12. S.491.
4. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. Москва. МГТУ им. Н.Э. Баумана. 2001. - С. 359-369.
5. Чернышев Г.Д., Хачиян А.С., Пикус В.И. Рабочий процесс и теплонапряженность автомобильных дизелей // Москва. Машиностроение. 1986. – С. 216.
6. Шубин И.П., Жаров А.В. Определение теплового баланса двигателей экологического класса Euro 3 и Euro 4 Материалы I Международной научно-технической конференции: «Энергетические установки: теплообмен и процессы горения», Рыбинск 17-19 сент., 2009: РГАТА 2009. С. 16-20. Рус.

АМОТИЗАТОР С УПРАВЛЯЕМЫМИ ДЕМПФИРУЮЩИМИ СВОЙСТВАМИ

Яманин И.А., Яманин А.И., Чабуткин Е.К., Калаева С.З., Жаров А.В. (Ярославский государственный технический университет)

В различных отраслях техники, объекты которой работают в условиях переменных скоростных и нагрузочных режимов, могут возникать потребности изменения демпфирующих свойств амортизирующих опор. Так, в [1] показано, что в двигателях с переменными степенью сжатия и (или) рабочим объемом при перемене значений последних изменяются частотные спектры виброперемещений, виброскоростей и виброускорений. Это может свидетельствовать о том, что традиционные автомобильные резино-металлические амортизаторы будут эффективны не на каждом скоростном и (или) нагрузочном режиме работы двигателя. Установлено также, что переходный процесс перемены степени сжатия на ходу двигателя может сопровождаться значительными кратковременными нагрузками [2]. В связи с этим высказывается гипотеза о разработке амортизатора, демпфирующими свойствами которого можно было бы управлять.

Частично указанными свойствами обладают жидкозаполненные амортизаторы, рабочей средой которых являются магнитные (магнитореологические) жидкости¹, способные взаимодействовать с магнитным полем [3]. Принцип действия таких амортизаторов часто основан на явлении устойчивой магнитожидкостной левитации - выталкивании немагнитных тел из магнитной жидкости под действием магнитного поля. При этом последняя выполняет роль упругого и демпфирующего элемента. Конструкции таких амортизаторов весьма сходны; одна из них включает (рис. 1) корпус 1 с полостью, заполненной магнитореологической жидкостью и разделенной поршнем 2 со штоком 3 на две части. Обе части полости соединены каналом 4. В поршне установлен электромагнит (обмотка 5 и сердечник 6). Магнитное поле создается в канале 4 так, что силовые линии направлены вдоль оси амортизатора. Ток в обмотке магнита изменяется в зависимости от скорости перемещения поршня [4].

К преимуществам амортизаторов левитирующего типа относятся широкий диапазон собственных частот, малая собственная масса, высокие значения логарифмических декрементов затухания и пр. Однако во всех известных конструкциях эффективное гашение вибрации наблюдается на какой-либо одной частоте.

С учетом этого высказана гипотеза о возможности использования способности магнитной жидкости изменять значения физико-технических характеристик для управления упругими и демпфирующими свойствами амортизатора [5]. Предложена принципиальная схема такого амортизатора, спроектирован, изготовлен и испытан опытный образец (рис. 2).

В цилиндрическом корпусе 1 амортизатора находится поршень 2 с системой калиброванных каналов 3, разделяющий внутренний объем корпуса на две камеры 5 и 6, заполненные магнитной жидкостью. Герметичность полостей 5 и 6 обеспечивается уплотнениями 4. Корпус амортизатора охватывается катушкой 12, напряжение на которой регулируется блоком управления 13.

¹ Коллоидный раствор, получают диспергированием в жидкой среде наночастиц магнетита, покрытых для стабилизации дисперсной системы поверхностно-активным веществом.

Поршень 2 выполнен заодно со штоком 8, который присоединяется к опорной лапе двигателя с датчиком виброускорений. Амортизатор в сборе крепится к подмоторной раме транспортного средства.

Гашение колебаний двигателя производится за счет дросселирования магнитной жидкости при ее перетекании между камерами 5 и 6 через каналы 3. Регулирование демпфирующих свойств амортизатора на различных режимах работы двигателя и при перемене значений ϵ и V_h , производится за счет изменения физических свойств магнитной жидкости. Это обеспечивается переменным магнитным полем, формируемым катушкой, управляемой блоком 13.

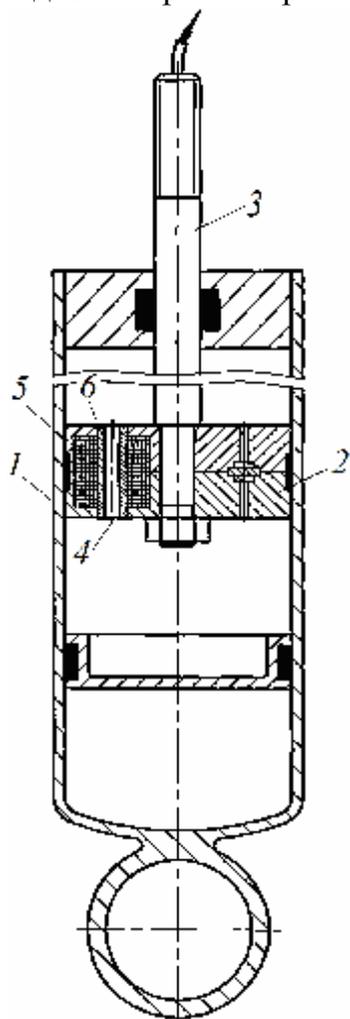


Рис. 1. Конструктивная схема амортизатора по пат. РФ 2068513

Демпфирующие свойства амортизатора могут регулироваться на различных скоростных и нагрузочных режимах за счет изменения вязкости жидкости.

Для первоначальной оценки свойств управляемого амортизатора проведены две серии опытов. Первоначально при помощи системы «Алмаз» (разработка ЗАО «Локомотив», г. Ярославль) определена эффективность амортизатора при его ударном нагружении с постоянной частотой возбуждения.

Для этого при различных напряжениях в обмотках катушек (при этом изменяется вязкость магнитной жидкости²) датчиком AP57, фиксировались виброускорения, измеряемые на свободном торце штока амортизатора. Установлено, что при изменении напряжения на обмотках катушек на 20 В амплитуды виброускорений изменяются более, чем в 4 раза, а переходный процесс становится близким к аperiодическому; это говорит о значительных потенциальных возможностях гашения амортизатором ударных нагрузок (рис. 3).

Проведен анализ амплитудно-частотных характеристик амортизатора на вибростенде, обеспечивающем изменение частоты возбуждения. При этом помимо изменения напряжения в обмотках, амортизатор снаряжался различными жидкостями. Выяснено, что при разных основах магнитной жидкости, а также различных значениях напряжений на обмотках катушек (0 ... 70В) существенно изменяются демпфирующие свойства амортизатора (рис. 4), что позволяет использовать его в установках, работающих в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов: при указанном изменении напряжения амплитуды виброускорений изменяются более чем в 4 раза.

² Под действием переменного магнитного поля с напряжением 50 ... 200 В динамическая вязкость изменяется в 1.5 раза – от 61 Па·с до 42 Па·с.

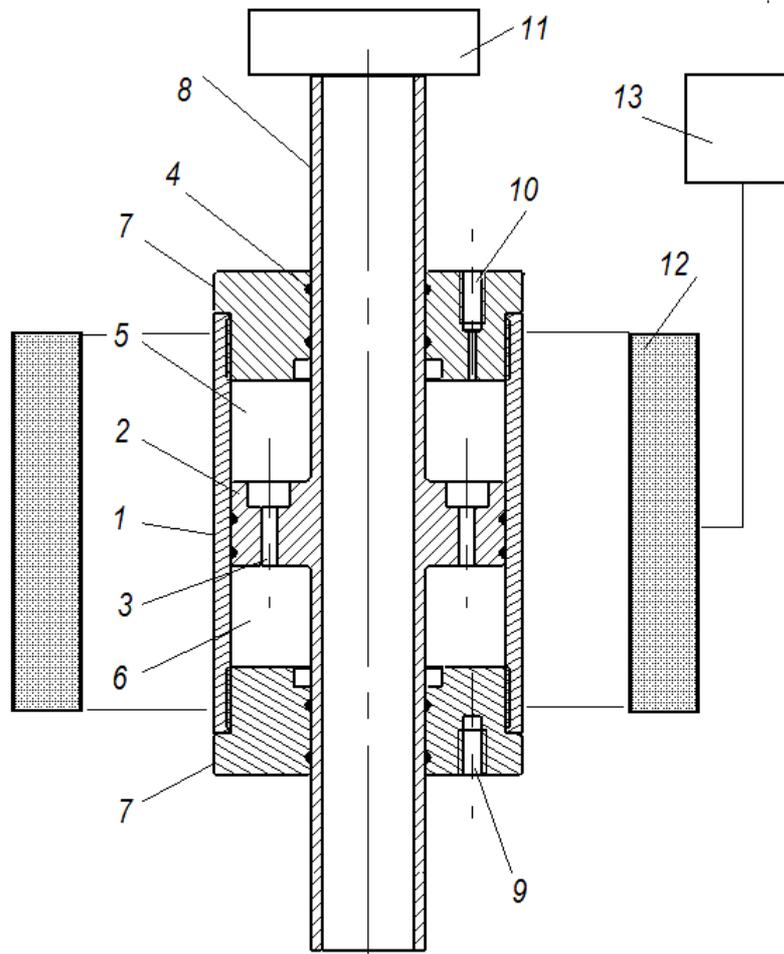


Рис. 2. Принципиальная схема управляемого амортизатора

Установлено, что с помощью магнитной жидкости может быть осуществлено управление демпфирующими свойствами амортизатора в частотном диапазоне (приращения частот) 10-15 Гц, что соответствует изменению вращающего возмущающего усилия в пределах 600-900 мин⁻¹.

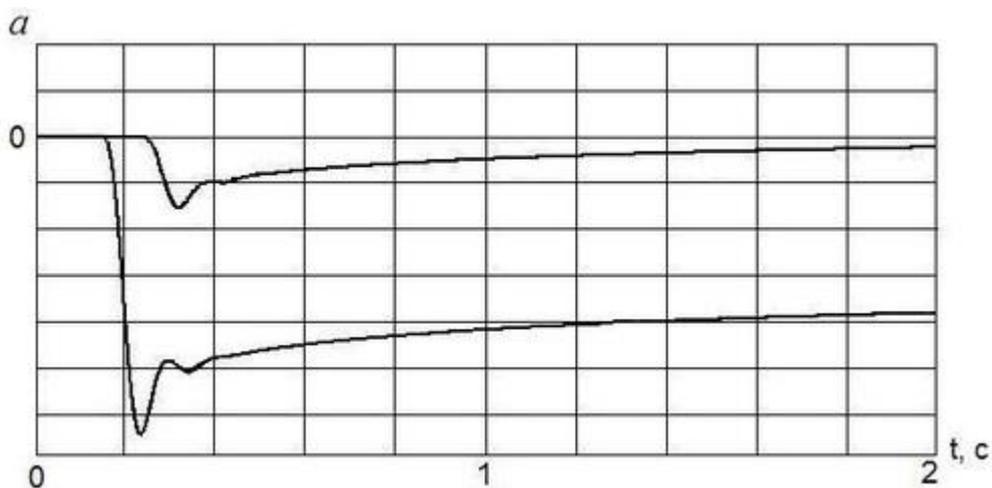


Рис. 3. Амплитудные характеристики опытного амортизатора при двух значениях напряженности магнитного поля

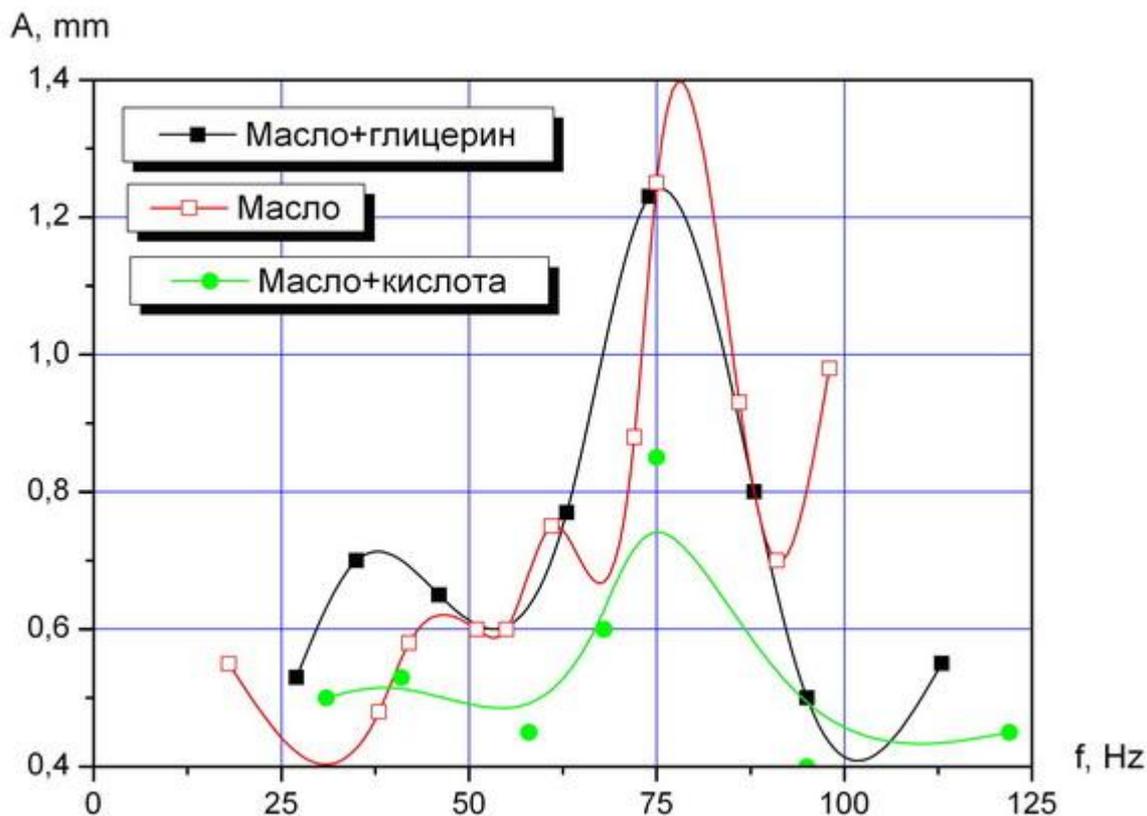


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика амортизатора с различными магнитными жидкостями и постоянной напряженности магнитного поля

Таким образом, обоснована гипотеза о целесообразности применения амортизирующих опор с управляемыми демпфирующими свойствами.

Литература:

1. Кутенев, В.Ф. Виброактивность двигателей с переменной степенью сжатия и рабочим объемом [Текст] / В.Ф. Кутенев, И.А. Яманин, А.И. Яманин // Двигатели и экология: Сб. науч. тр. – М.: Изд-во НАМИ, 2007. – Вып. 238. – С. 136-143.
2. Яманин, И.А. Моделирование переходного процесса перемены степени сжатия в поршневом двигателе [Текст] / И.А. Яманин, А.И. Яманин, А.В. Жаров // Образование и наука в региональном развитии. Материалы научно-практической конференции. – Ч. 1. Рыбинск, РГАТА, 2008. – С. 43-49.
3. Такетоми, С. Магнитные жидкости [Текст] / Такетоми, С. , Тикадзуми С. – М.: Мир, 1993. - 272 с.
4. Пат 2068513 Российская Федерация, МПК F16F 6/00. Регулируемый магнито-реологический амортизатор [Текст] / Коломенцев А.В., Кордонский В.М., Прохоров И.В.; заявитель и патентообладатель Институт машиноведения им. А.А. Благонравова РАН – № 93037841/28; заявл. 1993.07.23; опубл. 1996.10.27.
5. Пат 2354867 Российская Федерация, МПК F16F 6/00, F16F 9/53, F16F 9/504. Динамический гаситель [Текст] / Яманин И.А., Калаева С.З., Макаров В.М., Яманина Н.С., Ерехинская А.Г.; заявитель и патентообладатель Государственное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Ярославский государственный технический университет» – № 200744950/11; заявл. 03.12.2007; опубл. 10.05.2009, бюл. № 13. – 5 с.

ДИНАМИКА СУДОВОЙ ПРОПУЛЬСИВНОЙ УСТАНОВКИ С ДВС

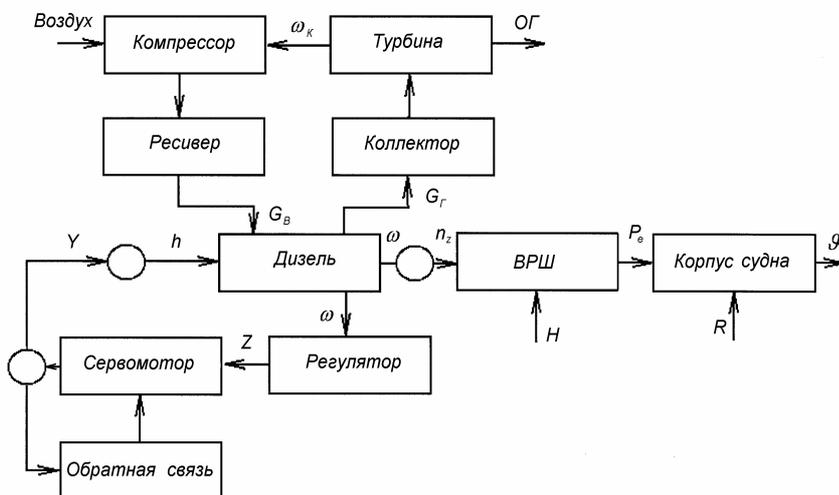
Румб В.К. (Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Напомним, судовая пропульсивная установка представляет собой совокупность взаимодействующих между собой механизмов и устройств, предназначенных для обеспечения движения судна на всех спецификационных ходах. В состав пропульсивной установки входят: главный двигатель, передача, движитель, корпус судна.

При проектировании ДПУ обычно ограничиваются анализом установившихся режимов ее работы. Что касается неустановившихся режимов, то их исследуют крайне редко и только в рамках гипотезы квазистационарности. Гипотеза квазистационарности означает, что процесс перехода ДПУ от одного рабочего режима к другому протекает очень медленно, и, следовательно, в каждой точке этого процесса выполняется условие статического равновесия между энергией, вырабатываемой главным двигателем, и энергией, поглощаемой гребным винтом. Изучение переходных процессов в виде последовательной совокупности установившихся режимов существенно облегчает понимания их сути, однако не дает оснований для строго теоретического описания работы ДПУ на переходных режимах. Между тем, характер и форма изменения эксплуатационных параметров при работе ДПУ на неустановившихся режимах в значительной мере влияют на технико-экономические и маневренные качества судна.

Внешним проявлением неустановившегося режима является увеличение или уменьшение частоты вращения гребного винта из-за того, что дизель развивает избыточный или недостаточный крутящий момент. На колебания частоты вращения реагирует регулятор частоты вращения двигателя, который своим воздействием на топливоподачу стремится восстановить статическое равновесие на новом уровне. Закономерность изменения параметров ДПУ от начала возмущения до нового статического равновесия принято называть переходным процессом. По существу переходный процесс отражает реакцию ДПУ на конкретное внешнее воздействие.

Вид переходных процессов и их численные показатели определяются статическими и динамическими характеристиками элементов ДПУ и зависят от того, как эти элементы взаимодействуют между собой. Отсюда следует, что построение пе-



редных процессов не относится к тривиальной задаче, поскольку для ее решения необходимо сначала установить динамические зависимости между входными и выходными параметрами каждого элемента в отдельности, далее выявить функциональные связи между взаимодействующими элементами

Рис. 1. Функционально- структурная схема ДПУ.

и только потом подвергнуть анализу полученную систему уравнений.

Данную задачу можно существенно упростить, если воспользоваться классическим аппаратом теории автоматического регулирования и записывать уравнения динамики элементов ДПУ в стандартной форме.

В полном соответствии с требованиями указанной теории рассмотрена ДПУ (рис. 1), состоящей из дизеля с газотурбинным наддувом и регулятором частоты вращения непрямого действия с жесткой обратной связью, гребного винта и корпуса судна. Динамические свойства такой установки определяются совокупностью уравнений ее элементов.

Динамические свойства корпуса проявляются в изменении скорости судна. Применительно к прямолинейному движению судна уравнение этого изменения может быть получено на основании 2-го закона Ньютона. Согласно ему

$$M_c \frac{dJ}{dt} = P_e - R,$$

где M_c – масса судна с учетом присоединенной массы воды; J – скорость судна; P_e – движущая сила (полезный упор) гребного винта; R – полная сила сопротивления движению судна.

Упор гребного винта, работающего за корпусом судна, можно представить следующим образом

$$P_e = (1-t)K_p \cdot r \cdot n_z^2 \cdot D_z^4,$$

где t – коэффициент засасывания; n_z – частота вращения гребного винта; D_z – диаметр винта; K_p – коэффициент упора, определяется по кривым действия гребного винта в функции от относительной поступи I_p

$$I_p = (1-y) \frac{J}{n_z \cdot D_z},$$

где y – коэффициент попутного потока.

Силу сопротивления движению для водоизмещающих судов в теории корабля принято представлять в виде уравнения

$$R = V \frac{r \cdot J^2}{2} \Omega,$$

где V – коэффициент полного сопротивления; Ω – смоченная поверхность судна, m^2 .

После процедуры линеаризации с разложением в ряд Тейлора выражений для P_e и R уравнение движения судна принимает вид

$$M_c \frac{d(\Delta J)}{dt} + F_c \cdot \Delta J = K_{pn} \Delta n_z + K_{pH} \Delta H - K_{R\Phi} \Delta \Phi,$$

где F_c – фактор устойчивости судна; K_{pn} , K_{pH} и $K_{R\Phi}$ – тангенсы углов наклона соответствующих статических характеристик.

Что касается уравнений динамики других элементов ДПУ, то они подробно рассмотрены в [1, 2], поэтому приведем их без комментариев.

Уравнение двигателя

$$q \frac{d(\Delta w)}{dt} + F_d \cdot \Delta w = K_{dh} \Delta h - K_{dN} \Delta N.$$

Уравнение турбокомпрессора

$$q_k \frac{d(\Delta w_k)}{dt} + F_k (\Delta w_k) = K_{Tp} \Delta p_T + K_{Th} \Delta h - K_{kp} \Delta p_k.$$

Уравнение впускного ресивера

$$F_B \cdot \Delta p_k = K_{Bw_k} \cdot \Delta w_k - K_{Bw} \cdot \Delta w.$$

Уравнение выпускного коллектора

$$F_G \cdot \Delta p_G = K_{Gw} \cdot \Delta w + K_{Gp} \cdot \Delta p_k - K_{Gh} \cdot \Delta h.$$

Уравнение регулятора частоты вращения

$$n \frac{d(\Delta z)}{dt} + F_p \cdot \Delta z = K_{pw} \cdot \Delta w_p - K_{py} \cdot \Delta y.$$

Уравнение сервомотора регулятора частоты вращения

$$T_c \frac{d(\Delta Y)}{dt} + \Delta Y = \Delta z.$$

Чтобы система, составленная из приведенных уравнений, была замкнутой и соответственно взаимосвязанной, необходимо ввести в нее уравнениями связи, а именно: $\Delta h = -\Delta Y$, $\Delta n_z = 9,55 \Delta w$. Полученную таким образом систему можно упростить в результате исключения из нее алгебраических уравнений. Достигается это простой подстановкой уравнений ресивера и коллектора соответственно в уравнения двигателя и турбокомпрессора. После подстановки и учета уравнений связи динамические свойства рассматриваемой ДПУ будут описываться системой из пяти дифференциальных уравнений.

В теории автоматического регулирования подобные системы уравнений приводят к операторной форме с помощью преобразований Лапласа. Такая мера вынужденная и связана с облегчением решения практических задач. Однако в современных условиях любые по сложности системы дифференциальных уравнений можно решать численными методами. В связи с этим упомянутую систему, описывающую динамические свойства рассматриваемой ДПУ, решали методом Рунге-Кутты четвертого порядка. Результаты этих решений позволили построить переходные процессы, по которым можно судить о динамике установки в целом. Для примера на рис. 2 приведены графики изменения частоты вращения вала дизеля во времени при управляемом воздействии на регулятор частоты вращения.

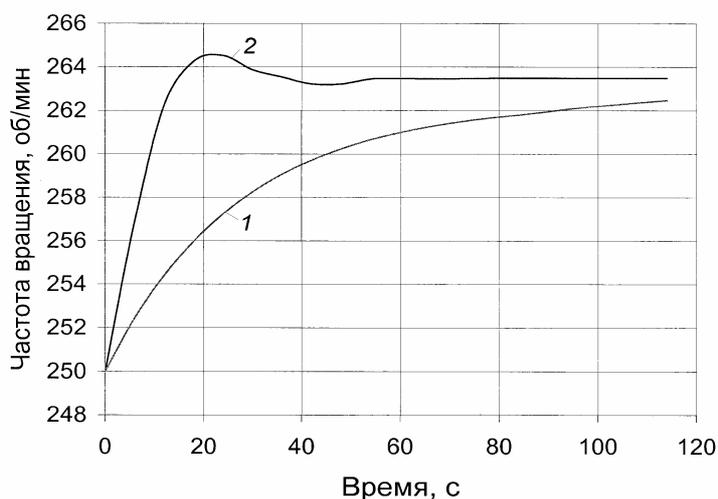


Рис. 2. Скоростные переходные процессы ДПУ (1) и дизеля (2).

С целью сопоставления были смоделированы переходные процессы дизеля, работающего отдельно и в составе ДПУ. Как видно из рисунка эти переходные процессы отличаются как количественно, так и формой. Для варианта, когда двигатель отсоединен от гребного винта, переходный процесс колебательный с явным забросом частоты вращения. Переходный процесс того же дизеля, но работающего на гребной винт, апериодический с большой длительностью. В этом варианте сказывается гидромеханическая инерционность пропульсивной установки. Подобное решение получено и при непосредственном воздействии на шаг ВРШ. По сравнению с воздействием на регулятор частоты вращения данное возмущение ухудшает

динамику установки, поскольку приводит к увеличению длительности переходного процесса, хотя его форма остается прежней.

Литература

1. Грехов Л.В. Топливная аппаратура и системы управления дизелей / Л.В. Грехов, Н.А.Иващенко, В.А.Марков. – М.: Легион-Автодата, 2005.- 344 с.
2. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания / В.И.Крутов. – М.: Машиностроение, 1989.- 416 с.

К ВОПРОСУ О ПРОЕКТИРОВАНИИ ЭЛЕМЕНТОВ ВНУТРЕННЕГО КОНТУРА ДВИГАТЕЛЯ СТИРЛИНГА НИЗКОЙ ФОРСИРОВКИ

Столяров С.П., Столяров А.С., Савченко В.А. (Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Двигатель (рис. 1) создается в рамках федеральной целевой программы «Исследования и разработки по приоритетным направлениям развития научно-технологического комплекса России на 2007-2012 годы» по договору с головным исполнителем - некоммерческим партнерством «Национальное Углеродное Соглашение».

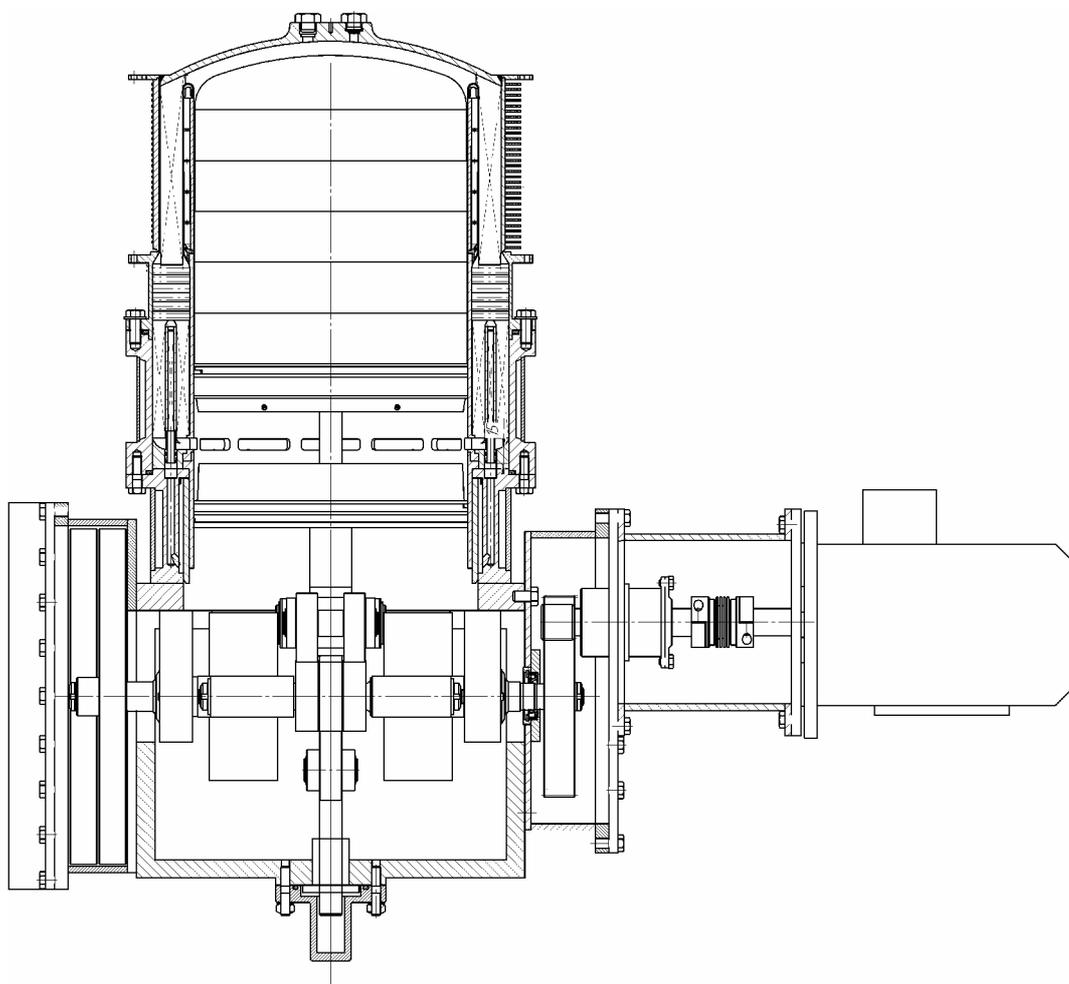


Рис. 1. Основной модуль двигателя Стирлинга без внешнего нагревательного контура и системы охлаждения.

Двигатель предназначен для работы в составе автономной многотопливной когенерационной установки суммарной мощностью до 10 кВт, преимущественно ра-

ботающей на древесном топливе. Номинальная электрическая мощность установки 2 кВт, расчетный КПД двигателя 15 %, диаметр цилиндра 300 мм,

По условиям технического задания в перспективе двигатель должен иметь срок окупаемости не более 4 лет, при этом назначенный головным исполнителем ресурс опытного образца составляет 5000 часов. Проектное обеспечение этих требований вызывает конфликтную ситуацию, решение которой в данной работе было осуществлено на стадии эскизного проекта методами исследовательского проектирования.

В результате расчетных исследований и конструктивных проработок были приняты следующие основные решения. С целью обеспечения ресурса предельные параметры рабочего процесса во внутреннем контуре снижены (максимальное давление цикла до 1,3 МПа, температура теплообменной поверхности нагревателя 773 К), применено волокно насадки регенератора увеличенной жесткости диаметром 0,15 мм, номинальная частота вращения вала понижена до 500 мин⁻¹, в качестве рабочего тела предусматривается воздух или азот. Для привода поршней применен ромбический механизм, теоретически освобождающий уплотнения штока и поршней от восприятия нормальных сил.

В картере, выполняющем функцию буферной полости, отсутствует жидкостная смазка, подшипники валов и шатунов с консистентной смазкой в закрытом исполнении. Уплотнения поршней и штока скользящего типа сухого трения из композитного материала типа Ф4К15М5 с минимальным удельным давлением на трущихся поверхностях. Синхронизирующая зубчатая пара, обеспечивающая симметрию ромбического механизма, и мультипликатор, повышающий частоту вращения вала отбора мощности с 500 мин⁻¹ до 3000 мин⁻¹, вынесены в отдельный герметичный корпус. Это обеспечивает возможность применения здесь жидкой смазки, и тем самым способствует повышению ресурса зубчатых венцов и уплотнения вала отбора мощности, а также снижает потери трения. С целью выравнивания температуры в основных фланцевых соединениях деталей теплообменного блока, а вместе с тем и в зоне расположения поршневых уплотнительных колец в конструкции двигателя предусмотрен двухъярусный охлаждаемый термостабилизирующий корпус.

С целью снижения себестоимости двигатель выполнен одноцилиндровым, что упрощает конструкцию на схемном уровне и уменьшает общее количество деталей, в том числе с точными поверхностями. С этой же целью теплообменные аппараты выполнены кольцевыми, нагреватель и охладитель щелевого типа, насадка регенератора типа прессованная путанка в бескорпусном исполнении.

Ненагруженные корпусные конструкции внутреннего контура, а именно колпак поршня-вытеснителя и верхняя втулка цилиндра выполнены тонкостенными с перегородками-шпангоутами. Для снижения тепловой потери вследствие перепада температуры между горячей и холодной полостями колпак поршня-вытеснителя, снабжен внутренними тепловыми экранами. Для снижения к минимуму действующего перепада давления в этих деталях имеются специальные отверстия, вследствие чего в их внутренних полостях поддерживается давление, близкое по величине к среднему давлению рабочего цикла. Охладитель рабочего тела представляет собой кольцевую паяную моноблочную конструкцию из меди.

На стадии технического проекта с целью выяснения вопроса о влиянии конструкторско-технологических факторов на эффективность, мощность и другие показатели двигателя были выполнены расчеты тепловых полей и деформации деталей. Это дало возможность уточнить исходные данные для расчёта рабочего процесса

во внутреннем контуре, а именно, рассчитать величины мертвых объемов в горячей и холодной полостях, более обоснованно выбрать материалы деталей, точнее учесть перетечки теплоты из зоны нагревателя в зону охладителя.

Исследование влияния мертвых объемов внутреннего контура производилось с использованием 3-мерной модели. Величина объемов рассчитывалась с учетом деформаций корпусных деталей в осевом и радиальном направлении под действием рабочего внутреннего давления и термических расширений. В дополнение рассматривались варианты с различными зазорами между рабочим поршнем и поршнем-вытеснителем (1,0 и 0,5 мм), а также между рабочим поршнем и крышкой цилиндра (1,2 и 0,8 мм). По итогам расчетов суммарный мертвый объем внутреннего контура вследствие повышения давления и разогрева деталей из условий в которых они изготавливались до рабочего состояния увеличился на 250,5 см³. Уточненный расчет рабочего процесса показал, что вследствие сборки двигателя с ориентацией на максимальные поршневые зазоры при нагружении конструкции давлением и разогревом до номинальных параметров расчетная мощность двигателя снижается на 57,8 Вт, что составляет около 2 % от номинальной величины.

Расчеты, предпринятые с целью обоснования материалов деталей внутреннего контура, выявили, что вследствие теплопроводности из зоны нагревателя в зону охладителя, а также вследствие термического сопротивления стенки нагревателя, в наибольшей степени марка применяемых материалов влияет на эффективность двигателя. Так, применение для нагревателя стали 15ХМ вместо стали Х5М дает увеличение мощности на 11,4 Вт, а замена материала корпуса регенератора сталью 12Х18Н9Т вместо стали 15ХМ обеспечивает увеличение эффективного КПД на 1,7%.

Расчеты выявили важность обоснованного назначения допусков для размеров деталей внутреннего контура. Причина названного явления состоит в том, что применение воздуха низкого давления в качестве рабочего тела делает необходимым применение тонкостенных конструкций при проектировании основных деталей внутреннего контура. Допуски на наружный и внутренний диаметры корпусных конструкций влияют на расчетную величину действующих напряжений, а также на тепловые потери из зоны нагревателя в зону охладителя. При этом принималось, что толщина стенки не должна быть меньше минимально допустимой, а выбранный квалитет точности не должен привести к значительному удорожанию изготовления детали. Для допусков на внутренний и наружный диаметры сочетанием Н-h с ростом квалитета точности величина потерь уменьшается, что связано с уменьшением расчетной толщины стенки. Для допусков на указанные размеры сочетания N-x, наоборот, с ростом квалитета точности увеличивается расчетная минимальная толщина корпуса, соответственно увеличивается прочность конструкции, а вместе с ней и величина тепловых потерь. В итоге, для корпуса регенератора рекомендовано сочетание допусков N8-x8, а для внутренней втулки регенератора с целью снижения внешних тепловых потерь и обеспечения собираемости конструкции рекомендовано сочетание H10-h10. Влияние квалитетов точности указанных размеров на параметры рабочего процесса при условии обеспечения равнопрочности расчетных вариантов является малозначимым.

Серьезной проблемой для двигателя с нагревателем щелевого типа является выбор соединения собственно нагревателя с крышкой горячего цилиндра. Методом исследовательского проектирования установлено, что в случае сварного соединения следует отдать предпочтение стыковому шву. Равнопрочная конструкция с угловым швом имеет худшие массогабаритные показатели. Как возможный

вариант и с целью сравнения выполнен расчет разъемной фланцевой конструкции нагреватель-крышка. Фланец рассчитывался по условию нераскрытия стыка, при этом учитывалось ослабление силы затяжки при разогреве от температуры окружающей среды до рабочей температуры. Основываясь на полученных результатах, подобраны размеры и материалы деталей узла. Так, при изготовлении корпусных конструкций из стали 15ХМ, целесообразно применять шпильки из стали 13Х12Н2В2МФ.

Исследовательские и проектные работы выявили остроту проблемы создания специальных методик для проектирования машин Стирлинга. К настоящему времени, в основном усилиями энтузиастов, по машинам Стирлинга накоплен достаточно большой объем научно-технической информации. Однако практически все публикации относятся к описаниям построенных изделий, в том числе большое количество работ об экспериментальных двигателях и игрушках, теоретическим исследованиям уровня квалификационных работ, а также к рекламным сообщениям. После успешного завершения испытаний двигателей Стирлинга на подводной лодки «SAGA I» в 1988 г., публикации специалистов с информацией инженерного уровня практически прекратились.

В связи с изложенным особую актуальность имеют работы в области создания методик учета конструкторско-технологических факторов на параметры и показатели рабочих процессов двигателя Стирлинга.

ВНЕШНЕЕ УРАВНОВЕШИВАНИЕ НЕСИММЕТРИЧНОГО РОМБИЧЕСКОГО МЕХАНИЗМА

Столяров А.С., Столяров С.П. (Санкт-Петербургский государственный морской технический университет)

Ромбический механизм применяется в машинах Стирлинга β -схемы благодаря компактности и тому, что обеспечивает разгрузку поршней от боковых усилий, что важно для работы направляющих сухого трения и уплотнений. Кроме того, машина Стирлинга с ромбическим механизмом может быть полностью уравновешена при помощи нащёчных противовесов, но только при соблюдении равенства длин шатунов, эксцентриситетов и масс поршней.

В данной работе рассматриваются способы уравновешивания сил инерции поступательно движущихся масс, но при этом двигатель может быть не уравновешен по крутящему моменту, что вызывает неравномерность вращения генератора и вращательную тряску двигателя. Эта проблема может быть решена устранением неравномерности вращения навешиванием на выходной вал массивного маховика, или с помощью электронной системы управления генератором, или распараллеливанием мощности на два генератора, вращающихся в противоположные стороны.

Изменяя отношение длин шатунов вытеснителя и рабочего поршня, есть возможность влиять на рабочий процесс машины Стирлинга. В качестве примера на рисунке 1 приведён график влияния отношения длин шатунов на эффективный КПД двигателя Стирлинга для работы на древесном топливе эффективной мощностью 2 кВт, разрабатываемого в настоящее время в СПбГМТУ.

Условие равенства масс поршней часто заставляет преднамеренно увеличивать массу рабочего поршня, так как масса вытеснителя обычно получается существенно выше по причине того, что он снабжается жаропрочным колпаком с тепловыми экранами.

В данной работе ставится задача определить условия внешней уравновешенности ромбического механизма по силам инерции поступательно движущихся масс при неравных массах поршня и вытеснителя и длинах их шатунов.

Схема приведения масс ромбического механизма показана на рисунке 2. Массы поршня и вытеснителя со штоком помещены в середины траверс, что эквивалентно с точки зрения динамики.

Шатун в данной схеме представлен двухмассовой моделью, так как она полностью эквивалентна реальной детали с точки зрения положения центра масс. То, что в этом случае не соблюдается равенство моментов инерции, в данной задаче не имеет значения.

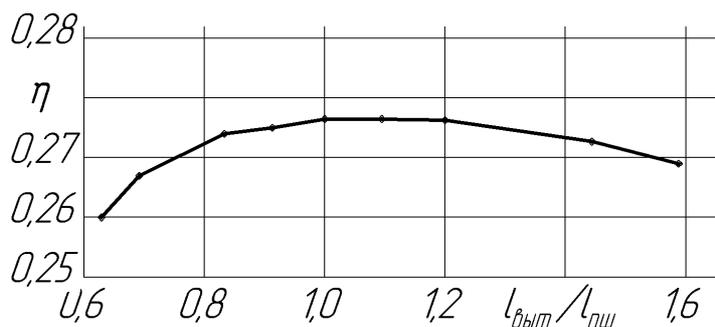


Рис. 1. Влияние отношения длин шатунов вытеснителя и рабочего поршня на эффективный КПД двигателя

Часть массы шатуна, приведённая к верхней головке, обозначена m_{us} , к нижней – m_{ur} . Поступательно движущаяся масса поршня и вытеснителя,

$$m_S = m_{nu} + 2m_{us},$$

где m_{us} - масса поршня.

Поступательно движущаяся масса вытеснителя

$$m_{S1} = m_{\text{выт}} + 2m_{u1s},$$

где m_{ur} - масса вытеснителя.

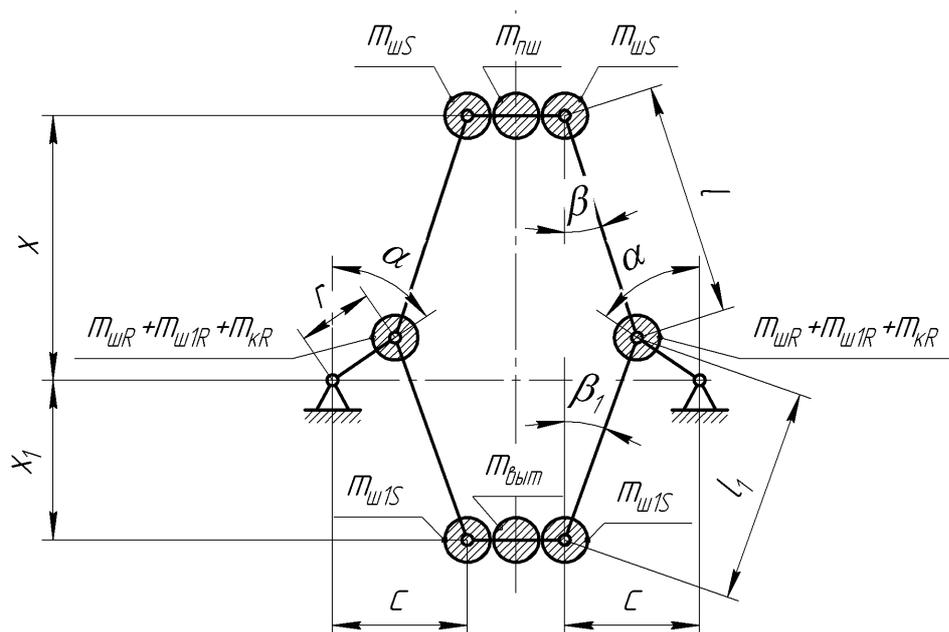


Рис. 2. Схема приведения масс ромбического механизма

Вращающаяся масса

$$m_R = m_{кр} + m_{ur} + m_{u1r},$$

где m_R – вращающаяся масса коленвала, приведённая к шатунной шейке.

В качестве критерия уравновешенности выберем перемещение центра масс. Из симметричности схемы следует, что в горизонтальном направлении механизм

полностью уравновешен. Рассмотрим перемещение центра масс в вертикальном направлении. Причём, далее будем учитывать только поступательно движущиеся массы, так как вращающиеся массы могут быть уравновешены нащёчными противовесами коленчатого вала.

Выведем зависимость для перемещения поступательно движущейся массы.

Угол отклонения шатуна от вертикали

$$b = \arcsin\left(\frac{c - r \sin(a)}{l}\right).$$

Координата поступательно движущейся массы, связанной с вытеснителем

$$x = r \cos(a) + l \cos(b) = r \cos(a) + l \sqrt{1 - \left(\frac{c - r \sin(a)}{l}\right)^2}.$$

Аналогично определяется координата массы, связанной с поршнем x_1 .

Положение центра масс системы определяется по формуле

$$x_C = \frac{x m_S - x_1 m_{S1}}{m_S + m_{S1}}.$$

Введём безразмерные параметры:

$$y = \frac{c}{r}, \quad k = \frac{c+r}{l}, \quad k_1 = \frac{c+r}{l_1}, \quad c = \frac{k}{k_1}, \quad m' = \frac{m_{S1}}{m_S}, \quad x'_C = \frac{x_C}{r}.$$

Тогда для относительного перемещения центра масс получаем

$$x'_C = \frac{1}{m'+1} (x - x_1 \bar{m}) = \frac{1-m'}{m'+1} \cos(a) + \frac{1}{m'+1} \sqrt{2y \sin(a) + \cos^2(a) - y^2} - 1 + \frac{1}{k^2} (y+1)^2 - \frac{m'}{m'+1} \sqrt{2y \sin(a) + \cos^2(a) - y^2} + \frac{c^2}{k^2} (y+1)^2. \quad (1)$$

По выражению (1) строится закон перемещения центра масс системы. После этого с помощью разложения в ряд Фурье выделяется первый порядок $x'_{c1}(a)$ функции $x'_c(a)$, который может быть уравновешен нащёчными противовесами коленчатого вала

$$x'_{c1}(a) = a_0 + a \cos(a) + b \sin(a),$$

$$\text{где } a_0 = \frac{1}{2p} \int_0^{2p} x'_c(a) da, \quad a = \frac{1}{p} \int_0^{2p} x'_c(a) \cos(a) da, \quad b = \frac{1}{p} \int_0^{2p} x'_c(a) \sin(a) da.$$

Далее минимизируется остаточная неуравновешенность Δ_{x_C} , которая представляет собой максимальное отклонение центра масс от составляющей первого порядка движения

$$\Delta_{x_C} = \max(|x'_c(a) - x'_{c1}(a)|, a = 0..2p).$$

Минимизация и вычисления интегралов выполняются численно. Параметры минимизации выбираются в зависимости от условий, связанных с параметрами и конструкцией конкретного двигателя.

В качестве примера на рисунке 3 приведены сочетания безразмерных параметров механизма, которые обеспечивает наилучшее уравновешивание ромбического механизма при заданном отношении масс поршней $m'=1,5$. На рисунке 4 приведено значение остаточной неуравновешенности механизма.

Из рисунков видно, что остаточная неуравновешенность резко увеличивается при уменьшении длины шатуна и уменьшается при увеличении эксцентриситета. При этом при типичных параметрах ($\kappa=0,3$, $\psi=2$) механизм может быть уравновешен с точностью $\Delta_{x_C}=0,00005$ и более точно при соответствующем выборе параметров.

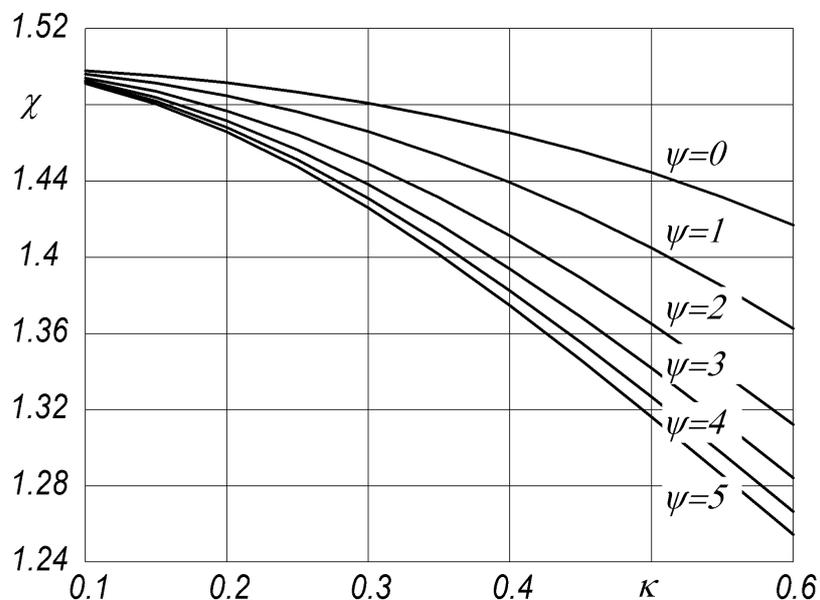


Рис. 3. Сочетания безразмерных параметров механизма, которые обеспечивает наилучшее уравновешивание при отношении масс поршней $m=1,5$: χ - отношение длин шатунов, ψ - относительный эксцентриситет, κ - параметр, близкий по смыслу к постоянной КШМ

Можно отметить, что очень близкие результаты дает минимизация составляющей второго порядка, что говорит о том, что составляющая второго порядка значительно превосходит составляющие более высоких порядков, и может быть полностью уравновешена.

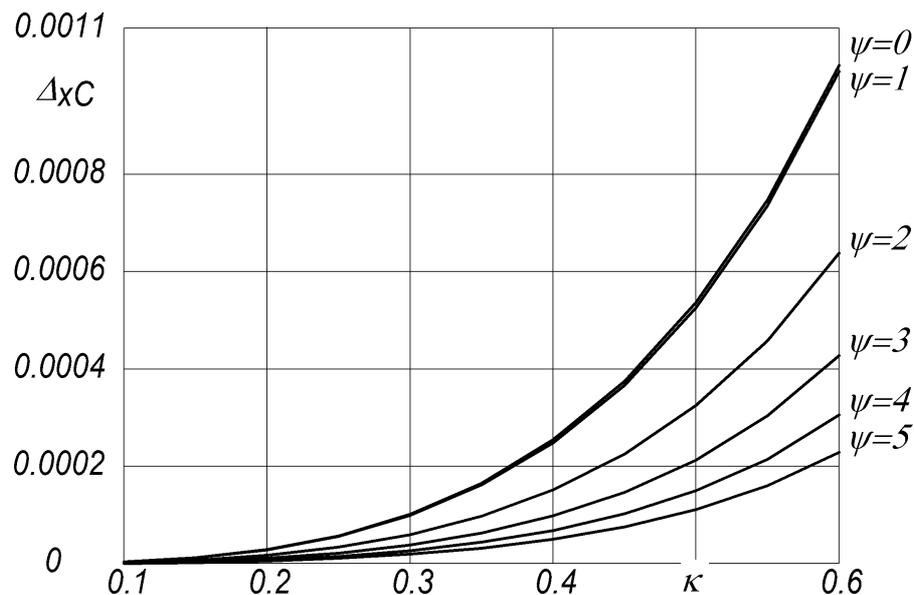


Рис. 4. Остаточная неуравновешенность механизма при тех же параметрах, что и на рисунке 3.

Выводы

За счёт подбора сочетания параметров может быть уравновешен ромбический механизм с различными длинами шатунов и массами деталей в группах поршня и вытеснителя. Это расширяет возможности для настройки рабочего процесса и позволяет уменьшить массу и габариты двигателя.

Приведён алгоритм определения остаточной неуравновешенности, которая является целевой функцией, минимизируемой при решении задачи уравновешивания.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ДЕФОРМАЦИОННОЙ МИКРОТЕКСТУРЫ ПОЛИКРИСТАЛЛА

Виколайнен В.Э., Ермакова Н.Ю. (Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Прочностные свойства элементов конструкций во многом определяются текстурой, формирующейся при пластической деформации. Большинство моделей, используемых для моделирования эволюции текстуры поликристалла, не учитывают взаимодействия кристаллитов, что приводит к ошибочным предсказаниям локальной текстуры [1]. В настоящей работе используется модель расчета разориентаций отдельных зерен в ГЦК-поликристалле в процессе пластической деформации.

Модельный поликристаллический агрегат состоит из одинаковых полиэдров. Каждый кристаллит имеет 14 непосредственных соседей: восемь из них являются ближайшими, граничащими по фасеткам в форме правильного шестиугольника, а шесть примыкают к граням квадратной формы. Зерна, будучи представлены таким образом, при объединении их в агрегат обеспечивают плотную, без несплошностей, упаковку (рис.1,а). Под действием деформации и весь поликристалл, и составляющие его зерна будут изменять свою форму, характер этого изменения определяется типом пластического воздействия. На рис. 1,б схематически представлен деформированный сжатием поликристаллический агрегат.

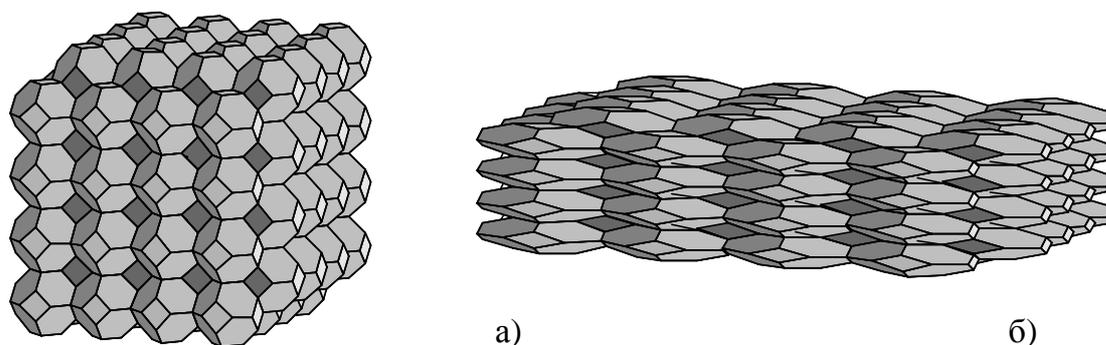


Рис.1. Фрагмент модельного поликристалла в исходном состоянии (а) и после деформации сжатием (б).

На начальной итерации ($k=1$) первого и последующих шагов нагружения осуществляется выбор основной системы скольжения в каждом (n -ом) из зерен агрегата. Это система, характеризующаяся наибольшим напряжением сдвига под действием внешнего поля напряжений. В геометрическом смысле она ориентирована наиболее благоприятно относительно приложенной к кристаллиту скорости макроскопической деформации D^M :

$$\mathbf{d}_1^n : \mathbf{D}^M = \max ; \quad \mathbf{d}_1^n = \text{Sym}(\mathbf{b} \otimes \mathbf{m}). \quad (1)$$

В этом выражении \mathbf{d}_1^n - направляющий тензор системы скольжения, \mathbf{m} - единичная нормаль к плоскости скольжения, и единичный вектор \mathbf{b} - направление скольжения; $:$ и \otimes обозначают, соответственно, внутреннее произведение двух тензоров (свертку) и диадное произведение двух векторов. Соответствующая ско-

рость сдвига γ_1^n находится из условия минимизации отклонения скорости деформации n -ого D^n зерна от D^M :

$$D_1^n : \Delta_1^n = \min. \quad D_1^n = D^M - \gamma_1^n \cdot d_1^n. \quad (2)$$

При выборе следующей k -ой системы скольжения в n -ом зерне ($k \geq 2$) сначала вычисляется среднее значение скорости деформации в зернах, окружающих данное. Относительный вклад в среднее D^{Cn} от каждого соседнего i -ого зерна пропорционален площади контактной фasetки S_i :

$$D_{k-1}^{Cn} = \frac{1}{S_\Sigma} \sum_{i=1}^N S_i \cdot D_{k-1}^i, \quad S_\Sigma = \sum_{i=1}^{14} S_i. \quad (3)$$

Реализованный в данной модели учет формоизменения состоит в том, что на каждом шаге деформирования определяется новое положение координат вершин полиэдра, и, соответственно, относительный вклад в среднюю скорость деформации окружающих зерен также изменяется по мере нагружения.

Несоответствие в скоростях деформации кристаллита и его окружения, имеющееся к моменту выбора k -ой системы скольжения, вычисляется:

$$D_{k-1}^n = D_{k-1}^{Cn} - \gamma_1^n \cdot D_1^n - \mathbf{K} - \gamma_{k-1}^n \cdot D_{k-1}^n. \quad (4)$$

В качестве следующей, k -ой, системы скольжения, с одной стороны, следует выбирать ту, которая обеспечивает наилучшую аккомодацию D_{k-1}^n ; с другой стороны, она не должна сильно отличаться от скорости макродеформации. В результате направляющий тензор \mathbf{d}_k^n искомой системы скольжения должен иметь промежуточное между D_{k-1}^n и D^M направление. Из соображений удобства эти два тензора учитываются с равным весом:

$$d_k^n : (D^M + D_{k-1}^n) = \max. \quad (5)$$

После выбора k -ой системы скольжения происходит перераспределение скоростей сдвига в избранных ранее системах, поэтому из условия минимума отклонения в скоростях деформации зерна и его окружения ($\|\Delta\|$) вычисляются новые значения скоростей сдвигов:

$$\|\Delta\| = \mathbf{d}_k^n \cdot \mathbf{d}_k^n = \min, \quad \mathbf{d}_k^n = D_{k-1}^{Cn} - \gamma_1^n \cdot d_1^n - \mathbf{K} - \gamma_k^n \cdot d_k^n. \quad (6)$$

Последовательное выполнение итераций можно проводить до тех пор, пока невязка скоростей деформации не достигнет заданного уровня. В настоящей работе процедура выбора активных систем скольжения прерывалась на пятой итерации, чтобы избежать проблемы определения уровня межзеренной аккомодации. Пять действующих систем могут обеспечить любую деформацию, поэтому на момент завершения итерационной процедуры в каждом зерне обеспечивается условие $\|\mathbf{D}\| = 0$.

Произведенные в соответствии с изложенным алгоритмом расчеты показывают, что, хотя и выполняется условие минимальной несовместности между зерном и его окружением на каждой итерации, наблюдается отставание скорости деформации кристаллита от макроскопической величины D^M . Проявляется это обстоятельство после вычисления скоростей сдвига и нахождения скоростей деформации во всех зернах. Для разрешения этой проблемы проводится масштабирование, которое заключается в том, что деформация каждого кристаллита D_5^n рассчитывается с учетом поправочного множителя $\|\mathbf{D}^M\| / \|\langle \mathbf{D}_5^n \rangle\|$, где $\langle \mathbf{D}_5^n \rangle$ - средняя по всему поли-

кристаллическому агрегату скорость деформации после пятой, заключительной, итерации.

При математическом описании множественного скольжения изложенным образом возникают различия в скоростях деформации между зернами поликристалла, тем самым оказывается выполненным условие наилучшей пластической аккомодации зерна с окружением без использования допущения Тейлора о деформационной однородности всех зерен поликристалла.

На каждом шаге деформации для всех зерен определяются скорости деформации и скорости сдвига по действующим системам скольжения γ_k^n ($k = 1, \mathbf{K}, 5$). Через скорости сдвига пластический поворот зерна выражается с помощью вектора \mathbf{w}_p^n , определяемого соотношением:

$$\mathbf{w}_p^n = \sum_j \gamma_j^n (\mathbf{m} \times \mathbf{b}). \quad (7)$$

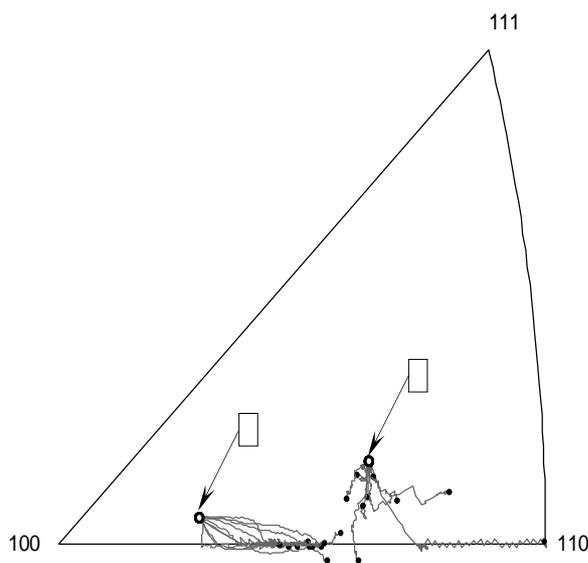
Предполагается что поворот кристаллической решетки \mathbf{w}_L^n аккомодирует отклонение пластического поворота \mathbf{w}_p^n от локального материального поворота (спина) \mathbf{w}^n зерна:

$$\mathbf{w}_L^n = \mathbf{w}^n - \mathbf{w}_p^n. \quad (8)$$

Тогда для вычисления поворота кристаллической решетки надо вычислить спин, который, при неоднородной деформации определяется выражением [5]:

$$\mathbf{w}^n = \mathbf{w}^M - \langle \mathbf{N} \times [\mathbf{D}] \cdot \mathbf{N} \rangle_s, \quad (9)$$

где \mathbf{w}^M - макроскопический спин (обычно равный нулю), усреднение проводится по всем фасеткам зерна, внешние нормали к которым – \mathbf{N} ; а $[\mathbf{D}]$ – невязка скоростей пластической деформации на этих фасетках.



На рис.2 приведены траектории возможных переориентаций зерен с исходными ориентировками А и В в зависимости от локального окружения. Хорошо заметно, особенно для зерен с начальной ориентировкой В, что изменение ориентации оси сжатия происходит по весьма различающимся траекториям.

Рис.2. Результаты вычислений на основе предлагаемой модели для зерен с исходно одинаковыми ориентировками в условиях различного окружения

Это убеждает в том, что не только исходная ориентировка зерна, но и особенности его локального окружения существенно влияют на эволюцию текстуры. Предлагаемая модель автоматически учитывает этот фактор, воспроизводя механизм множественного скольжения с учетом аккомодации зерна с его окружением.

Литература:

1. Becker R., Panchanadeeswaram S. Effects of gran interactions on deformation and local textures in polycrystals// Acta Metall. Mater. 1995. Vol.43. P. 2701-2719.

2. Золоторевский Н.Ю., Титовец Ю.Ф., Ермакова Н.Ю. Эволюция микроструктуры в отдельных зернах поликристалла алюминия при сжатии// Физика металлов и металловедение. 2002. Т. 93, №1. С. 94-101.

ОСОБЕННОСТИ НАКОПЛЕНИЯ ПОВРЕЖДЕНИЙ ПОЛЗУЧЕСТИ В ОСОБО ТЕПЛОНАПРЯЖЕННЫХ ЗОНАХ ПОРШНЕЙ ДВС

Пылев В.А., Белогуб А.В., Турчин В.Т., Матвеев В.В. (Национальный технический университет "Харьковский политехнический институт")

Наряду с постоянным улучшением эколого-экономических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС), их развитие характеризуются неуклонным увеличением удельной мощности, надежности, ресурса. При этом значительно увеличивается термомеханическая напряженность деталей камеры сгорания (КС). С учетом объективных тенденций сокращения сроков проектирования и доводки двигателей, связанных со снижением затрат на все этапы жизненного цикла ДВС, предшествующих эксплуатации, существенно обостряется внимание к используемым методам математического моделирования и анализа исследуемых процессов. При этом актуальной проблемой становится переход от концепции обеспечения гарантированной ресурсной прочности деталей к концепции обеспечения гранично возможных показателей их термомеханической напряженности.

Оценку ресурсной прочности деталей КС в зонах локальных экстремумов напряженности выполняют на основе учета совместного накопления повреждений материала, вызванных усталостью и ползучестью, для чего может быть использовано выражение:

$$d_{fs} = \sum_k \frac{1}{N_{fk}} + \frac{1}{U^*} \sum_k U_k = 1,$$

где k – совокупность всех циклов низкочастотного нагружения детали до наступления предельного состояния материала $d_{fs} = 1$; N_{fk} – количество циклов до разрушения, вызванных усталостью в условиях единичного k -го цикла нагружения; U_k – энергия рассеивания при ползучести, вызванная единичным k -ым циклом нагружения; U^* – критическая величина энергии рассеивания при ползучести.

Здесь величины N_{fk} и U_k устанавливаются, соответственно, используя уравнение Поспишила и теорию упрочнения при ползучести.

В работе [1] было показано, что с ростом уровня форсирования двигателя процесс ползучести в особо теплонапряженной зоне поршня ДВС может характеризоваться тремя выраженными зонами. Это практическое отсутствие ползучести, установившееся развитие ползучести и интенсивное ее развитие. При этом можно полагать, что переход к концепции обеспечения граничной напряженности детали КС равносителен ее работе на границе второй и третьей указанных зон. В связи с указанным возникает задача изучения особенностей протекания процесса ползучести при циклическом низкочастотном термонагружении деталей КС и, в частности, поршня.

При решении поставленной задачи исследовался процесс накопления энергии рассеивания при ползучести для поршней автомобильного бензинового двигателя 4Ч7,2/7,35 при его форсировании до 35,6 кВт/л и автотракторного дизеля 4ЧН12/14 при форсировании последнего до 18,5, 25 и 30 кВт/л. Соответственно, в качестве рассматриваемого цикла нагружения поршня принимался наиболее тяжелый переходный процесс, отвечающий модели эксплуатации двигателя легкового автомо-

бия [2], грузового автомобиля [3] и трактора [4]. Материал поршня – сплав АЛ25, критическая энергия рассеивания которого $U^* = 950$ МПа.

Для осуществления сравнительной оценки результатов полуцикла наброса и сброса нагрузки во всех случаях принимались одинаковыми и равными 3 мин. Выполнены расчеты первых 1000 циклов нагружения. Результаты расчетов представлены в табл. 1.

Таблица. 1. Накопленная энергия рассеивания при ползучести в особо термонапряженной зоне поршня ДВС

Уровень форсирования двигателя, кВт/л	Накопленная энергия рассеивания для рассмотренного варианта, МПа		
	4Ч7,2/7,35	4ЧН12/14, автомоб.	4ЧН12/14, тракторн.
18,5	–	7,87	14,17
25	–	22,12	55,44
30	–	131,75	521,46
35,6	2,64	–	–

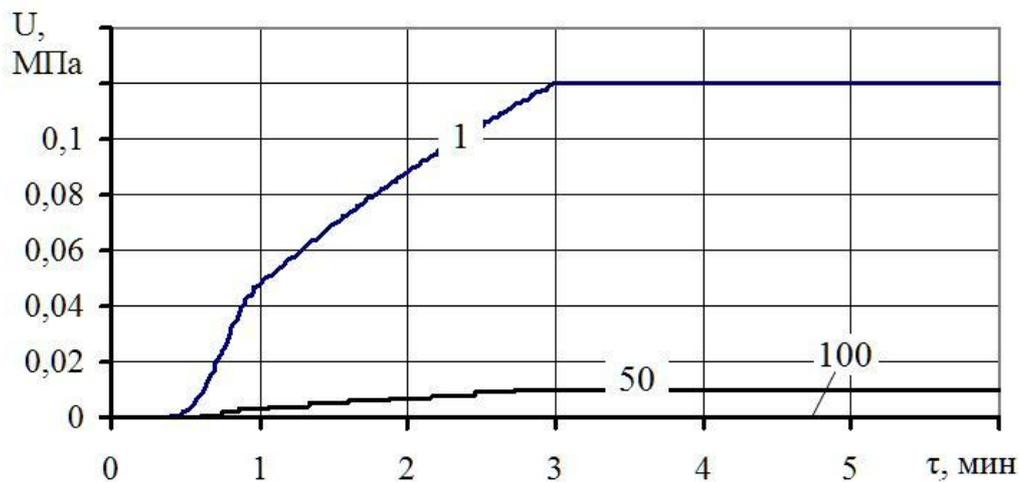
Видно, что если в поршне бензинового автомобильного двигателя 4Ч7,2/7,35 процесс ползучести пренебрежимо мал, то для поршня дизеля он существенно интенсифицируется с ростом уровня форсирования. Так при рассмотрении автомобильной модификации дизеля 4ЧН12/14 увеличение уровня форсирования с 18,5 до 25 кВт/л приводит к росту энергии рассеивания, вызванной ползучестью, в 2,8 раза, а при рассмотрении тракторной модификации в тех же условиях – в 3,9 раза. Дальнейшее форсирование дизеля с 25 до 35 кВт/л приводит к росту энергии рассеивания, соответственно, в 5,95 раза и 9,4 раза.

Характерные законы накопления повреждений ползучести в процессе циклического нагружения поршней представлены на рис. 1. Здесь цифрами у кривых обозначены номера исследуемых циклов.

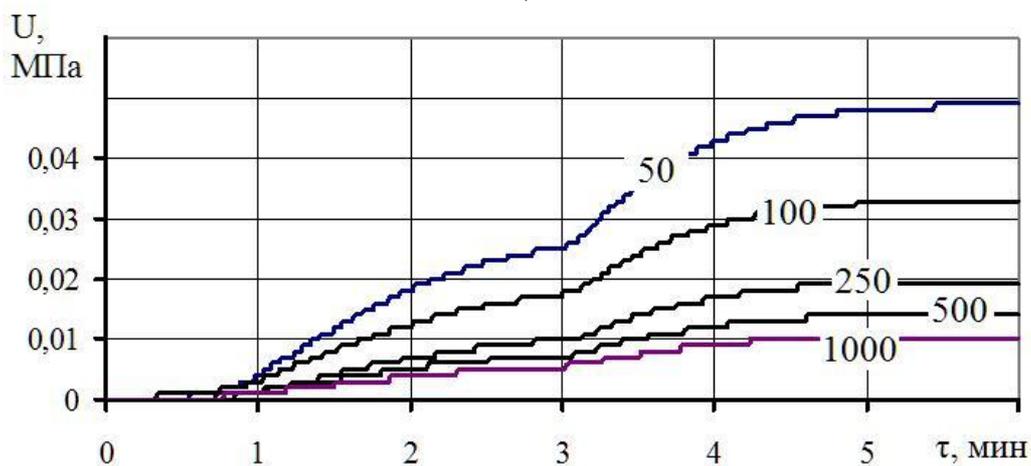
Из рис. 1а видно, что для поршня двигателя 4Ч7,2/7,35 даже в первом цикле его нагружения энергия рассеивания при ползучести накапливается лишь в полуцикле наброса нагрузки. Это приводит к тому, что вследствие релаксации напряжений процесс ползучести полностью затухает уже к сотому циклу нагружения поршня. Такой характер накопления повреждений свидетельствует о работе поршня в первой зоне, выделенной в [1], и отсутствии необходимости расчетов накопленных повреждений ползучести при оценках ресурсной прочности.

На рис. 1б представлен характер накопления энергии рассеивания в цикле термомеханического нагружения поршня, характерный второй зоне ползучести, выделенной в [1]. Здесь процесс ползучести имеет место как в полуцикле наброса нагрузки, так и в полуцикле ее сброса. При этом в обоих полуциклах имеет место релаксация действующих напряжений, процесс ползучести от цикла к циклу нагружения двигателя сопровождается уменьшением скорости ползучести и, соответственно, уменьшением скорости накопления повреждений.

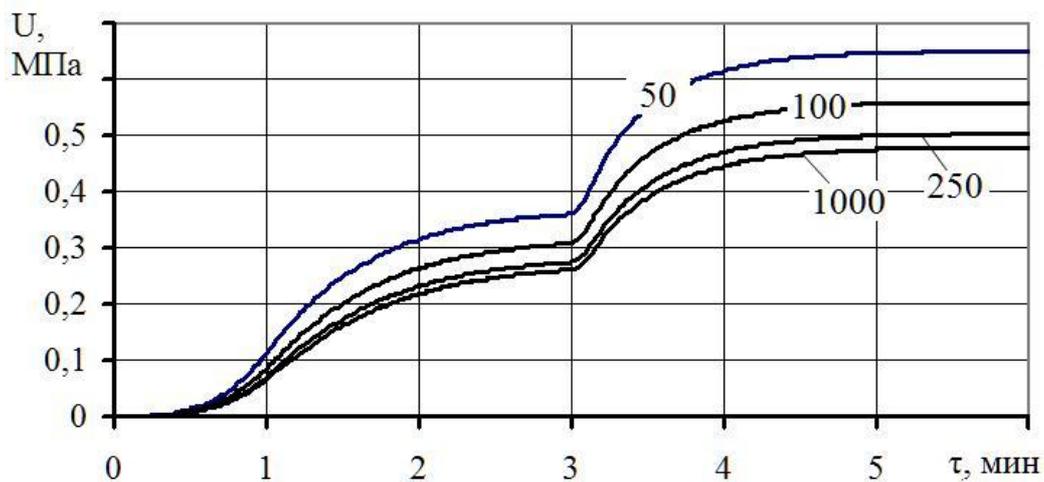
При дальнейшем форсировании дизельного двигателя рассматриваемый процесс вновь качественно начинает отличаться. Так из рис. 1в видно, что энергия рассеивания является существенной для любого, сколь угодно большого номера цикла последующего нагружения поршня, причем релаксация напряжений здесь практически отсутствует. Именно такой процесс характерен третьей зоне – интенсивного накопления повреждений ползучести. В последнем случае имеет место резкое снижение ресурсной прочности конструкции.



а)



б)



в)

Рис. 1. Накопление повреждений в циклах нагружения поршня бензинового ДВС при $N_{л} = 36,5$ кВт/л (а), автомобильного дизеля при $N_{л} = 25$ кВт/л (б), тракторного дизеля при $N_{л} = 30$ кВт/л (в)

В целом каждому установленному характерному варианту накопления повреждений ползучести соответствует своя характерная диаграмма деформирования материала. Однако, во всех случаях во времени имеет место изменения максимального, минимального и среднего напряжений цикла, что необходимо учиты-

вать в оценках накопленных повреждений материала, вызванных процессом усталости.

На основе выполненной работы при переходе к концепции обеспечения гранично возможных показателей термомеханической напряженности деталей КС ДВС следует рекомендовать обеспечение закона накопления повреждений, вызванных ползучестью материала, характерного рис. 1б.

Литература:

1. Комплекс экономичных моделей анализа теплонапряженности поршня в САПР / Пылев В.А., Марченко А.П., Турчин В.Т., Кузьменко А.П. // Сб. научн. тр. по матер. Междунар. конф. "Двигатель 2007". – М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – С. 246-251.

2. Особенности термомеханического нагружения и учета ресурсной прочности тонкостенного поршня бензинового ДВС / Пылев В.А., Белогуб А.В. // Двигатели внутреннего сгорания: научно-технический журнал. – 2010. – №2. – С.74-81.

3. Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия: монография. – Харьков: Издательский центр НТУ «ХПИ», 2003. -244 с.

4. Ажиппо Н.А., Балюк Б.К. Прогнозирование долговечности подшипников скольжения тракторных двигателей на стадии их проектирования //Двигателестроение.- 1985.- №8- С.17-20.

ИССЛЕДОВАНИЕ ВЛИЯНИЯ СКОРОСТНОГО РЕЖИМА РАБОТЫ ДВС НА УРОВЕНЬ ЕГО СТРУКТУРНОГО ШУМА

Шатров М. Г., Яковенко А. Л. (МАДИ-ГТУ)

Введение. Уровень акустического излучения двигателя внутреннего сгорания (ДВС) является его важной характеристикой, поскольку ДВС входит в состав транспортного средства (ТС) и является одним из самых активных источников его шума. Максимальный уровень шума транспортного средства устанавливается соответствующими нормативными документами, при этом периодически происходит ужесточение требований к допустимому уровню шума автомобиля. В связи с этим при проектировании нового ТС необходимо изначально закладывать запас по уровню шума с учетом введения перспективных норм. Для этого может потребоваться модернизация конструкции автомобиля, двигателя и его рабочего процесса.

Источники шума двигателя принято разделять по происхождению на источники структурного (рабочий процесс, соударения в подвижных сочленениях, топливная аппаратура) и аэродинамического шума (шум систем впуска, выпуска и вентилятора системы охлаждения) [1]. По общему уровню аэродинамический шум превосходит структурный, однако в настоящее время сформированы и успешно применяются на практике методики доводки систем впуска и выпуска по шуму. Поэтому на первый план выходят источники структурного шума. В результате для оценки уровня структурного шума нужен соответствующий инструмент, в качестве которого и была разработана интегрированная методика прогнозирования структурного шума.

Методика прогнозирования структурного шума. Для повышения эффективности прогнозирования структурного шума при разработке методики использовались принципы единого информационного пространства «Двигатели внутреннего сгорания» (ЕИП «ДВС») [2]. Основу ЕИП «ДВС» составляет информационная модель двигателя, под которой подразумевается структурированный набор данных,

описывающих конструкцию, рабочий процесс и другие аспекты ДВС. С информационной моделью ДВС на различных этапах его жизненного цикла взаимодействуют отдельные автоматизированные подсистемы, предназначенные, например, для проектирования его конструкции, рабочего процесса, прогнозирования уровня шума и т.д. В зависимости от решаемых задач могут быть разные уровни использования информационной модели. Так, на этапе принятия общих компоновочных решений по двигателю («внешнем» проектировании) достаточно использовать лишь самые общие параметры двигателя: количество цилиндров, компоновочная схема, диаметр цилиндра и некоторые другие. При детальной проработке конструкции ДВС набор используемых данных существенно расширяется, необходима информация по отдельным системам и деталям двигателя.

Рассмотрим особенности формирования специализированной автоматизированной подсистемы, взаимодействующей с ЕИП «ДВС» и выполняющей прогнозирование структурного шума двигателя. Уровень звуковой мощности ДВС рассчитывается по известному [1, 2] выражению

$$P_W(kf_0) = z_S(kf_0) \cdot rc \cdot S_d \cdot \bar{v}_{e(S)}^2(kf_0),$$

где S_d – площадь наружных поверхностей двигателя; c – скорость звука в воздухе, м/с; r – плотность воздуха, кг/м³; rc – волновое сопротивление воздуха; $\bar{v}_{e(S)}^2(kf_0)$ – средний по наружной поверхности квадрат эффективной скорости колебаний; $z_S(kf_0)$ – относительный коэффициент сопротивления излучению, нормированный по площади наружных поверхностей двигателя S_d . Коэффициент $\bar{v}_{e(S)}^2(kf_0)$ рассчитывается, соответственно, по формуле

$$\bar{v}_{e(S)}^2(kf_0) = \frac{6,63 \cdot 10^{-4} n}{M_d} \sum_{k=A}^N G^2(kf_0) \frac{1}{z_B(kf_0) \cdot h(kf_0) \cdot k},$$

где n – частота вращения коленчатого вала; M_d – масса двигателя, $G(kf_0)$ – спектральная плотность силового фактора, возбуждающего конструкцию ДВС; $z_B(kf_0)$ – входное сопротивление конструкции двигателя; $\eta(kf_0)$ – коэффициент неупругих потерь. Для рабочего процесса плотность силового фактора определяется по выражению:

$$G(kf_0) = \frac{F_{ц} \cdot i}{2\pi} \int_{-\infty}^{+\infty} p_r(wt) \cdot e^{-j\omega t} dt,$$

где $p_r(t)$ – давление газа в цилиндре двигателя в функции времени t ; $F_{ц}$ – площадь поперечного сечения цилиндра; i – количество цилиндров.

При расчете шума от переключений поршней для определения спектральной плотности силового фактора используется формула

$$G(kf_0) = G_N(kf_0) + G_{X_{уд}}(kf_0)$$

Силовой фактор N_d , возникающий при переключении поршня в процессе его движения, представляется как совокупность силы N и суммарного силового воздействия при ударе поршня о стенку цилиндра $X_{уд}$:

$$\begin{cases} N_d = 0 & \text{при движении поршня от опорной стенки цилиндра к} \\ & \text{противоположной;} \\ N_d = X_{уд} & \text{при ударе поршня о стенку цилиндра;} \\ N_d = N & \text{на всем остальном протяжении переключки.} \end{cases}$$

Как видно из представленных выражений для определения уровня звуковой мощности необходимо знать массово-геометрические параметры двигателя и силовой фактор, вызывающий колебания конструкции ДВС.

Указанные параметры могут быть определены с использованием данных ЕИП «ДВС», формируемых подсистемами: «Рабочий цикл» и «Конструкция ДВС», а общий уровень и спектры звуковой мощности определяются в подсистеме «Структурный шум».

Таким образом, методика прогнозирования структурного шума ДВС включается в себя следующие этапы:

1. Формирование информационной модели ДВС.
2. Расчет рабочего цикла двигателя.
3. Разработка модели конструкции.
4. Расчет структурного шума ДВС.

Особенности подсистем, используемых для прогнозирования структурного шума Моделирование конструкции двигателя выполняется с использованием параметрических двух- и трехмерных моделей (рис. 1). Под параметризацией понимается выделение наиболее значимых размеров детали и задание разного рода взаимосвязей между ними. Это позволяет сократить время на проведение исследований по влиянию конструктивных параметров двигателя на его уровень структурного шума. Использование моделей конструкции двигателя разного уровня дает возможность выполнять расчеты на различных этапах его проектирования [3, 4].

Данные трехмерные модели, полученные в подсистеме «Конструкция ДВС», могут применяться многоаспектно: в презентациях, для иллюстрации состава, структуры и процессов ДВС, компьютерных лекциях, при выполнении прочностных и динамических расчетов и т.д. В подсистеме «Рабочий цикл» выполняется расчет цикла двигателя, строится его индикаторная диаграмма, которая может быть экспортирована для использования в других расчетах.

В подсистеме «Структурный шум» выполняется расчет общего уровня и спектров звуковой мощности двигателя от рабочего процесса и переключений поршней. При этом она использует информационную модель двигателя, его определенные ранее массово-геометрические параметры и индикаторную диаграмму.

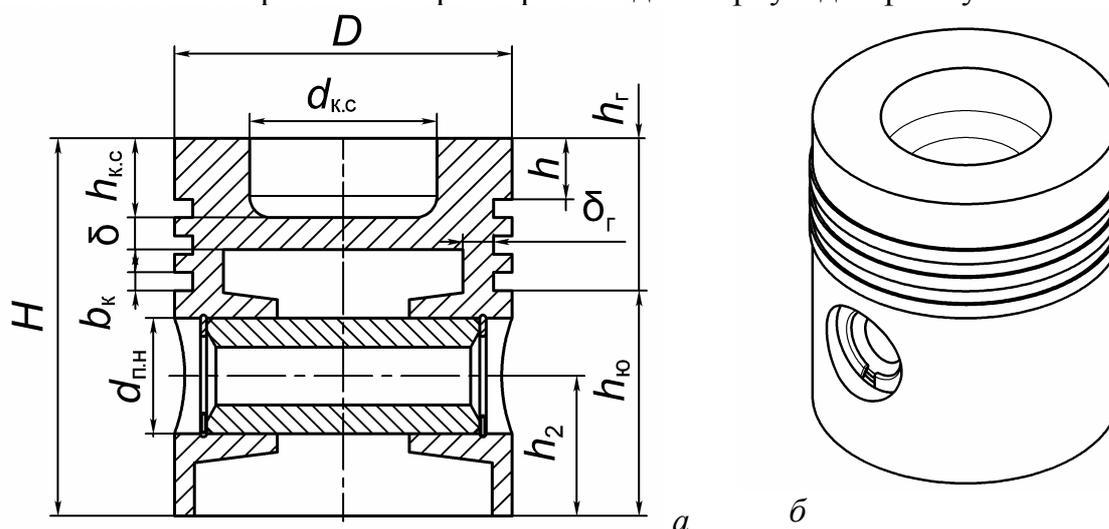


Рис 1. Пример параметрической модели конструкции поршня:
a – двухмерная; *б* – трехмерная

Исследование структурного шума двигателя по внешней скоростной характеристике. С использованием разработанной методики прогнозирования струк-

турного шума было выполнено исследование изменения уровня звуковой мощности ряда дизелей по внешней скоростной характеристике (ВСХ).

В качестве объектов исследования были выбраны 5 дизелей: 4ЧН 11/12,5, 6ЧН 11/12,5 (L, V), 8ЧН 12/12 и 8ЧН 12/13 (табл. 1).

Таблица 1. Основные параметры исследуемых двигателей

Объект исследования	$i_{ц}$	Компоновка	$N_{e\text{ ном}}$, кВт	$n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	iV_h , л	D , мм	S , мм	K	λ
4ЧН 11/12,5	4	L	102	2400	4,75	110	125	1,136	0,276
6ЧН 11/12,5	6	L, V	153	2400	7,13	110	125	1,136	0,276
8ЧН 12/12	8	V	190	2600	10,85	120	120	1,000	0,275
8ЧН 12/13	8	V	280	1900	11,76	120	130	1,083	0,295

На первом этапе исследования для всех дизелей были сформированы блоков их основных параметров (табл. 2). На следующем этапе в подсистеме «Конструкция ДВС» были получены их трехмерные модели (рис. 2) и определены массово-геометрические характеристики, которые были добавлены в показанный в табл. 2 набор данных.

Таблица 2. Пример блока исходных параметров дизеля 4ЧН 11/12,5

№ п/п	Наименование параметра	Значение параметра
1	Тип двигателя	Дизель с ГТН
2	Компоновка	Линейная
3	Тип системы охлаждения	Жидкостная
4	Количество цилиндров	4
5	Диаметр цилиндра D , мм	110
6	Ход поршня S , мм	125
7	Коэффициент короткоходности K	1,136
8	Коэффициент $\lambda = r/l_{ш}$	0,277
9	Степень сжатия ϵ	17
10	Номинальная частота вращения $n_{\text{ном}}$, мин ⁻¹	2400
11	Номинальная мощность $N_{e\text{ ном}}$, кВт	100
12	Длина двигателя $L_{\text{ДВС}}$, м	0,763
13	Масса двигателя $M_{\text{ДВС}}$, кг	273
14	Площадь боковой поверхности двигателя $S_{\text{ДВС}}$, м ²	1,5
15	Масса поршневой группы $m_{\text{п.г}}$, кг	1,85
16	Момент инерции поршня $J_{\text{п}}$, кг·м ²	0,00361
17	Смещение пальца от оси цилиндра a , мм	0
18	Положение поршневого пальца по высоте h , мм	46
19	Зазор между юбкой поршня и зеркалом цилиндра Δ , мм	0,1
20	Масса шатуна $m_{\text{ш}}$, кг	2,48
21	Длина шатуна $l_{\text{ш}}$, мм	226
22	Отношение $l_{\text{ш.к}}/l_{\text{ш}}$	0,3
23	Материал блока-картера	Чугун

На следующем этапе с использованием экспериментальных данных был выполнен расчет рабочего цикла дизелей, получены их индикаторные диаграммы и основные параметры по ВСХ (рис. 3). На заключительном этапе с использованием ранее полученных результатов был выполнен расчет общих уровней звуковой мощности

от рабочего процесса и переключок поршней для исследуемых дизелей по внешней скоростной характеристике (рис. 4).

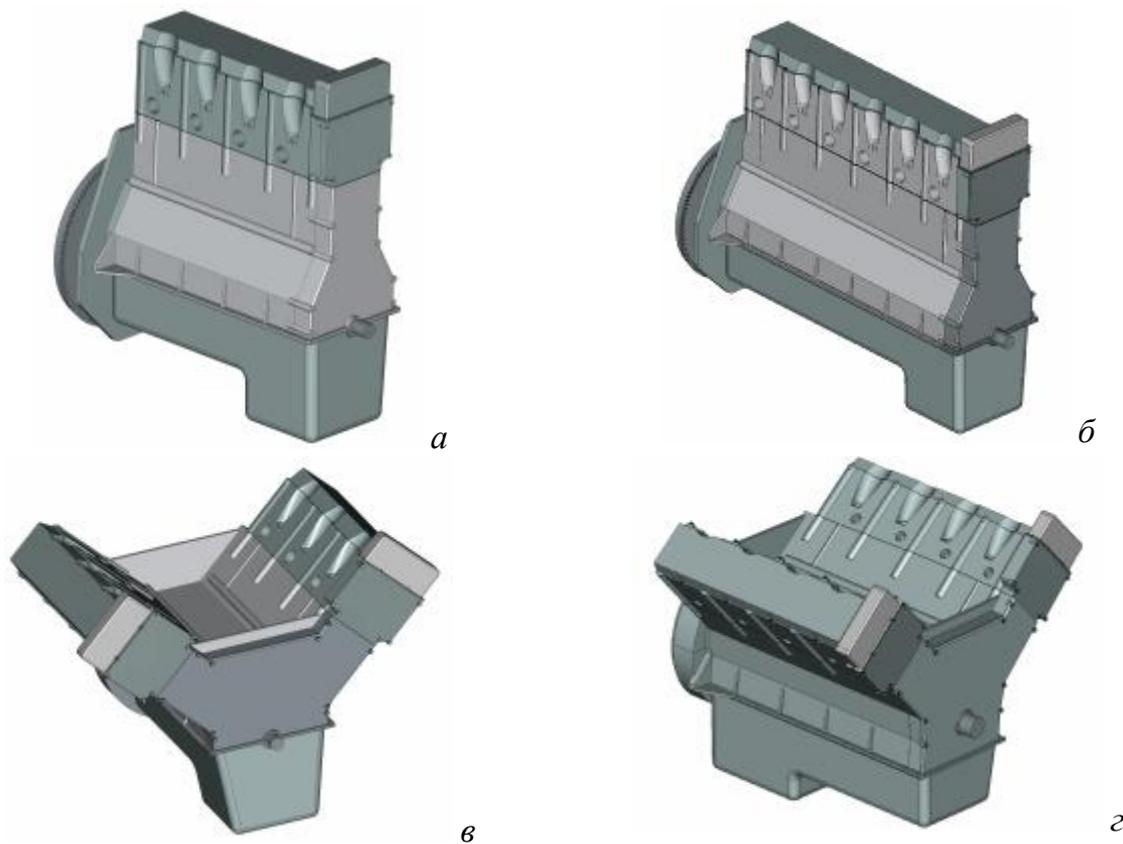


Рис. 2. Примеры трехмерных моделей, сформированных в подсистеме «Конструкция ДВС»: а – 4ЧН 11/12,5; б – 6ЧН 11/12,5 (L); в - 6ЧН 11/12,5 (V); г - 8ЧН 12/12

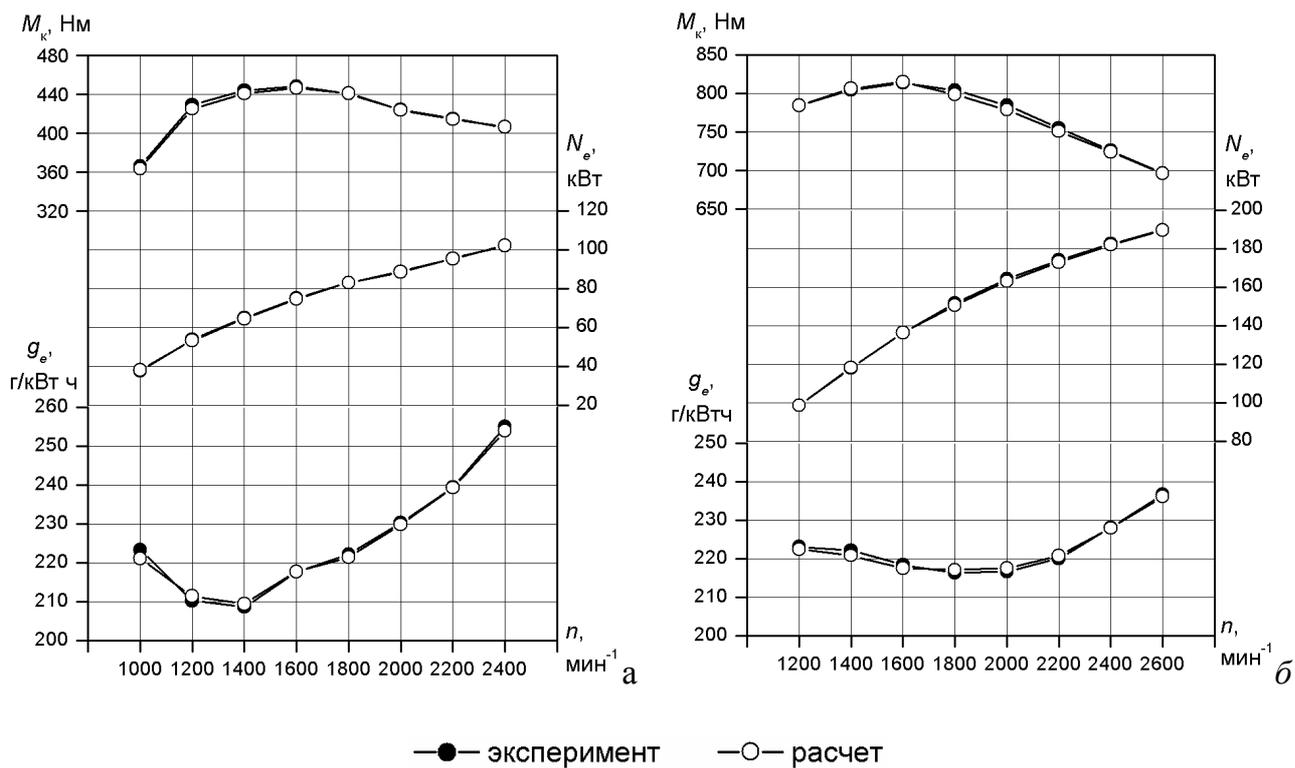


Рис. 3. Расчетные и экспериментальные параметры двигателей а – 4ЧН 11/12,5; б – 8ЧН 12/12

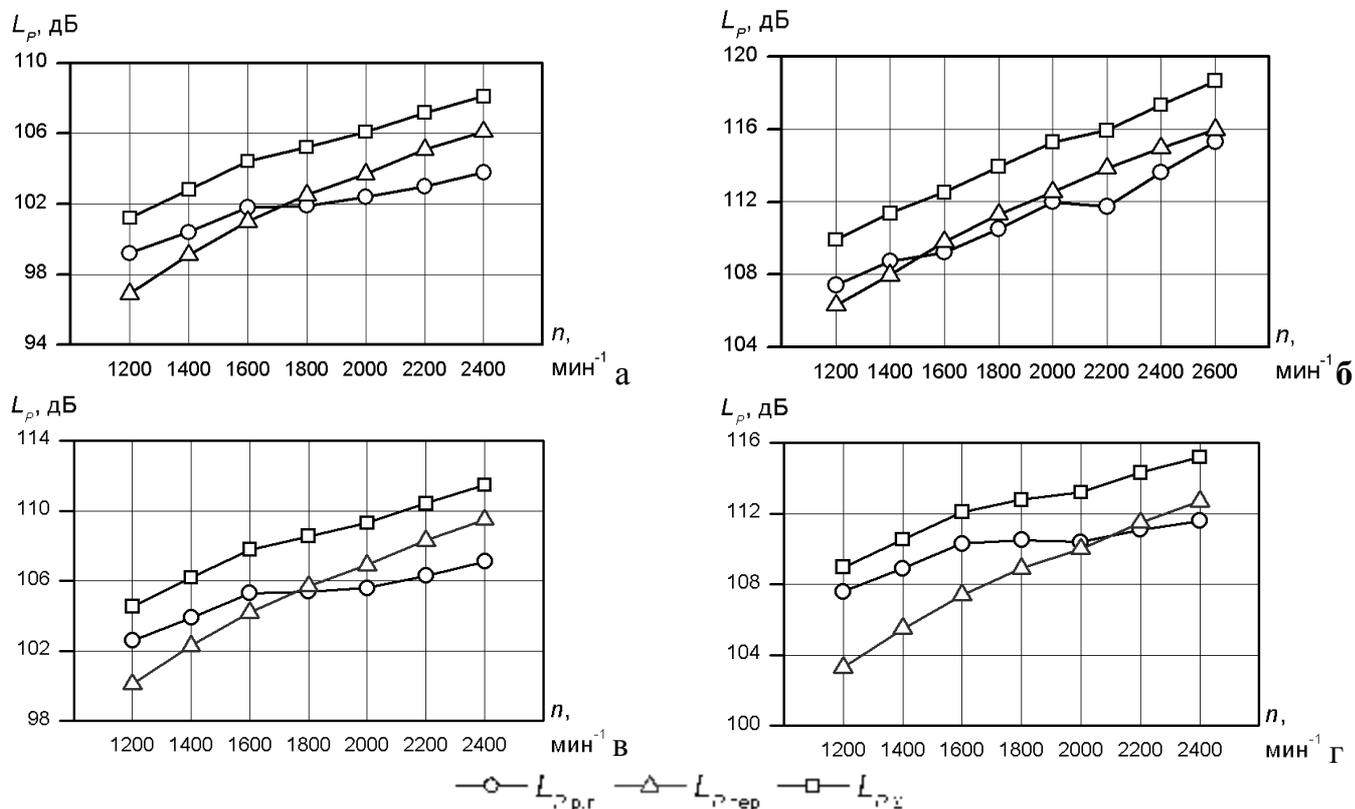


Рис. 4. Изменение уровня звуковой мощности источников структурного шума ДВС по внешней скоростной характеристике: а – 4ЧН 11/12,5(L); б – 8ЧН 12/12(V); в – 6ЧН 11/12,5(L); г – 6ЧН 11/12,5(V)

Как видно из результатов расчетов, для всех дизелей наблюдается схожая картина: при увеличении частоты вращения коленчатого вала по внешней скоростной характеристике в зоне малых и средних частот вращения уровень шума от рабочего процесса преобладает над шумом от переключений поршней, а в области высоких частот вращения на первое место выходят переключки поршней.

Экспериментальное определение уровня звуковой мощности по внешней скоростной характеристике. Для проверки правильности расчета звуковой мощности с помощью сформированной интегрированной методики прогнозирования структурного шума ДВС было проведено экспериментальное определение общего уровня звуковой мощности дизеля 8ЧН 12/13. Предварительно были также сформированы набор данных по двигателю, трехмерная модель его конструкции, выполнены расчеты его рабочего цикла по внешней скоростной характеристике.

Для оценки качества моделирования с использованием типовой методики по ГОСТ Р 51402-99 (ИСО 3746-95) была проведена серия экспериментальных замеров спектров и общих уровней звуковой мощности по ВСХ (рис. 5 и 6).

Сравнение расчетных и экспериментальных данных показало, что значения общих уровней звуковой мощности, определенные в третьоктавных частотных полосах спектра, для разных частот вращения коленчатого вала различаются в пределах от 0,8 до 2,0 дБ, что является удовлетворительным для технической акустики.

Выводы

1. Разработана интегрированная методика прогнозирования структурного шума ДВС, обеспечивающая формирование ряда сегментов единого информационного пространства «ДВС» на основе разработанных моделей конструкции, рабочего цикла и структурного шума ДВС. Предложенная методика позволяет значительно сократить временные затраты и повысить качество получаемой информации.

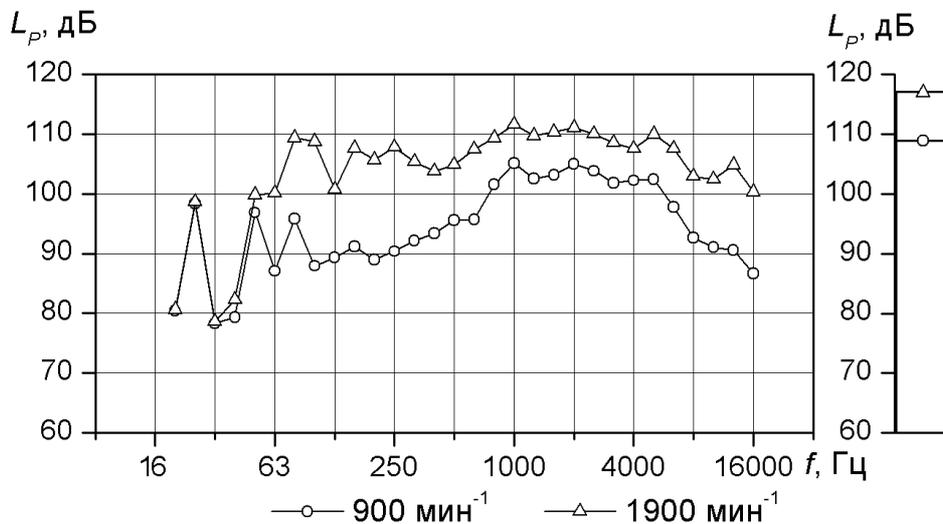


Рис. 5. Спектры и общие уровни звуковой мощности дизеля 8ЧН 12/13 для ряда режимов его работы

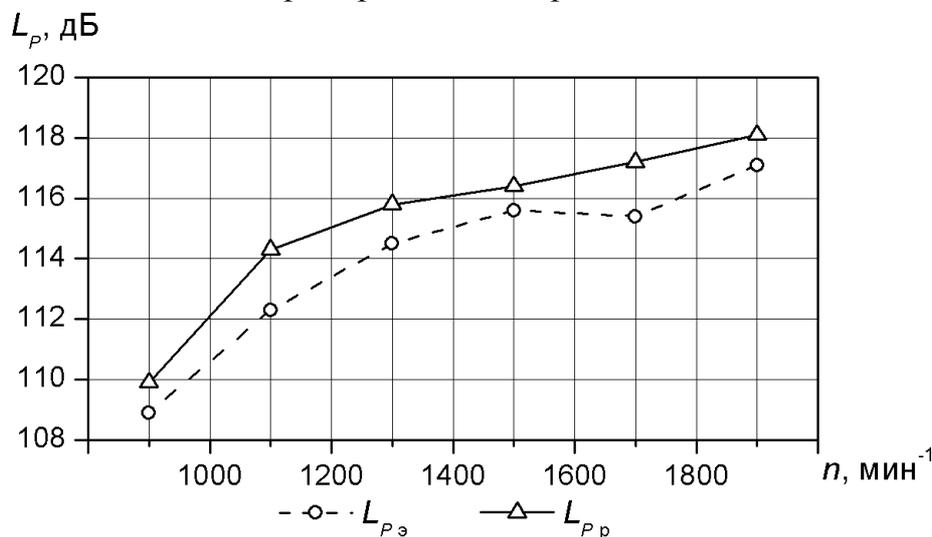


Рис. 6. Экспериментальные и расчетные суммарные уровни структурного шума (от рабочего процесса и переключков поршней) дизеля 8ЧН 12/13 по ВСХ

2. Представленные методики с использованием современных информационных технологий реализованы в виде подсистем геометрического моделирования «КШМ» и «МГР», а также «Рабочий цикл» и «Структурный шум».

3. Исследование уровня звуковой мощности от рабочего процесса и переключков поршней ряда дизелей по внешней скоростной характеристике показало, что с ростом частоты вращения увеличивается вклад переключков поршней в общий уровень звуковой мощности: на низких и средних частотах вращения коленчатого вала его величина меньше шума от рабочего процесса, а на высоких – шум от переключков поршней становится определяющим.

4. Сравнительная оценка полученных экспериментальных и расчетных значений общего уровня структурного шума двигателя 8ЧН 12/13 по внешней скоростной характеристике позволила сделать вывод, что использование методики расчета структурного шума обеспечивает точность, приемлемую при выполнении акустических расчетов. Отклонение экспериментальных данных от расчетных для разных частот вращения коленчатого вала находится в приемлемых для технической акустики пределах 2 дБ.

Литература

1. Алексеев, И.В. Основы теории поршневых двигателей внутреннего сгорания с пониженными уровнями акустического излучения: дис.д-ра техн. наук 05.04.02: защищена 17.06.1986 / И.В.Алексеев; МАДИ (ГТУ). – М., 1986. – 287 с.
2. Шатров, М.Г. Формирование компонентов единого информационного пространства для обеспечения жизненного цикла двигателей внутреннего сгорания: дис. ... д-ра техн. наук 05.04.02: защищена 27.03. 2007 / М.Г. Шатров; МАДИ (ГТУ). - М., 2007. – 403 с.
3. Яковенко, А.Л. Разработка методики и инструментальных средств для прогнозирования структурного шума двигателя внутреннего сгорания: дис.канд. техн. наук 05.04.02: защищена 20.10.2009 / А.Л.Яковенко; МАДИ (ГТУ).-М.,2009.-146 с.
4. Шатров, М.Г. Методика и некоторые результаты расчета структурного шума двигателя внутреннего сгорания для формирования компонентов единого информационного пространства «ДВС» / М.Г. Шатров, А.Л. Яковенко // Вестник МАДИ (ГТУ). – М.: МАДИ (ГТУ), 2009. – Вып. 1(16). – С. 10–18.

ВЫБОР ОПТИМАЛЬНОЙ МОЩНОСТИ ДВС МАШИНЫ С ГИБРИДНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ (СООБЩЕНИЕ)

Барбашов Н.Н., Леонов И.В. (МГТУ им. Н.Э.Баумана)

Значительную часть времени современные машины работают в комбинированном цикле с чередованием разгона, кратковременного установившегося режима и торможения. Наиболее неблагоприятным во всех отношениях случаем работы машины является идеализированный неустановившийся цикл, состоящий из разгона и следующего за ним торможения с постоянными действующими моментами сил. Повышение экономических показателей машин с ДВС возможно путём снижения его номинальной мощности, что ведёт к ухудшению динамических качеств. Перспективным методом повышения экономичности машин, работающих в неустановившихся режимах, является применение рекуперации энергии торможения, её аккумулялирование и использование в разгонном двигателе. В этом случае повышения экономичности происходит без снижения динамических качеств и производительности машины

РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ

РАСЧЕТ ОХЛАДИТЕЛЕЙ НАДДУВОЧНОГО ВОЗДУХА КОМБИНИРОВАННЫХ ДВС С УЧЕТОМ ИЗМЕНЕНИЯ ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ ТЕПЛОНОСИТЕЛЕЙ

Румянцев В.В., Ахметшин Е.А., Кузьмин И.А. (Камская государственная инженерно-экономическая академия)

На сегодняшний день в практике расчета тепловых и гидравлических характеристик охладителей наддувочного воздуха (ОНВ) используют среднеарифметические значения параметров, характеризующих теплофизические свойства теплоносителей в тепловом расчете также пользуются понятием среднелогарифмического температурного напора [1, 2].

При возрастающем температурном напоре, реализуемом в различных теплообменных системах, неучет совместного влияния тепловых и гидравлических характеристик приводит к значительным погрешностям конечных результатов расчета [2,3].

В ОНВ современных комбинированных поршневых двигателей (КДВС) температурные напоры имеют тенденцию к постоянному увеличению. Это вызвано реализацией повышенных степеней давления π_k в компрессорах агрегатов наддува ($\pi_k > 2,5$) и тепловой эффективности ОНВ ($E=0,85 - 0,92$ при глубине охлаждения наддувочного воздуха более 100 К).

В рамках поверочных расчетов ОНВ предлагается выполнять совместный теплогидравлический расчет, который позволяет определять местные значения коэффициентов теплоотдачи $\alpha_k(i)$ и температуру $T_k(i)$ по длине матрицы теплообменника (со стороны наддувочного воздуха). При этом учитывается изменение локальных значений теплофизических параметров.

В матрице ОНВ выделяется характерный конструктивный элемент – единичный канал, который разбивается на отдельные участки с постоянным шагом Dx . Для каждого канала считаются заданными:

- значения $\alpha_v(i)$ и $T_v(i)$ с внешней стороны матрицы;
- параметры наддувочного воздуха на входе в единичный канал G_k, π_k, p_k, T_k ;
- геометрия поперечного сечения единичного канала;
- уравнения подобия теплообмена $Nu=f(Re, Pr, \epsilon_1, \Gamma)$ и гидравлики $\xi=f(Re, \Gamma)$.

Выше обозначено: G_k – расход наддувочного воздуха; p_k, T_k - давление и температура наддувочного воздуха на входе в единичный канал ОНВ; Re, Nu, Pr – числа подобия Рейнольдса, Нуссельта, Прандтля; ϵ_1 – коэффициент, характеризующий интенсификацию теплообмена на начальном участке канала; Γ - геометрический фактор; ξ - коэффициент гидравлического сопротивления.

Методика теплогидравлического расчета (рис.1) заключается в организации двух итерационных циклов: внешнего – для определения тепловых и внутреннего - гидравлических характеристик на участке длиной Dx .

Алгоритм теплогидравлического расчета был реализован в рамках поверочного расчета ОНВ. Блок-схема расчета приведена на рис.2. По данному алгоритму написана программа для ПЭВМ на языке программирования Fortran.

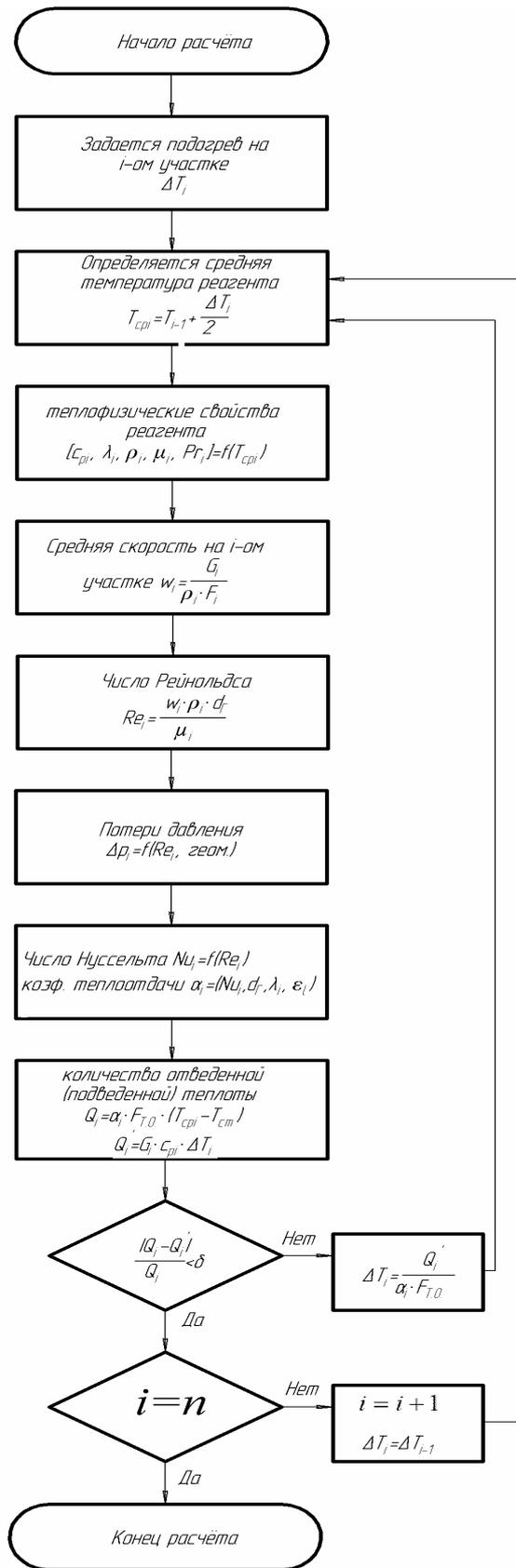


Рис. 1. Блок-схема тепло-гидравлического расчета

Серия проведенных по программе расчетов позволила установить влияние тепловой эффективности ОНВ на изменения теплофизических параметров воздуха по длине единичного канала теплообменника (рис 3, 4).

С ростом E плотность и коэффициент теплопроводности наддувочного воздуха значительно изменяются, т.к. увеличение значения E это по сути дела повышение глубины охлаждения воздуха в канале.

На рис.5 и 6 приведены изменения локальных значений числа $Nu_k(i)$ и коэффициента теплоотдачи $\alpha_k(i)$ по длине единичного канала (d - гидравлический диаметр канала). Здесь же показаны средние значения $Nu_{кр}$ и $\alpha_{кр}$.

Рис.7 иллюстрирует необходимость применения совместного тепло-гидравлического расчета в зависимости от относительной длины канала. При значениях $x/d > 60$ погрешность определения локальных и средних коэффициента теплоотдачи не превышают 10%. Однако определение локальных $\alpha_k(i)$ необходимо для дальнейшего расчета теплонапряженного состояния ОНВ в целом. С целью подтверждения работоспособности программы в целом был проведен расчет ОНВ типа «воздух-жидкость» с геометрическими и режимными параметрами, представленными в [5]. Тепловая эффективность ОНВ составляла $E=0,6-0,7$. Результаты расчетов сравнивались с результатами физического эксперимента.

Сравнение проводилось по значениям температуры на выходе из ОНВ и потерям давления наддувочного воздуха в ОНВ. Погрешность определения температуры составила 0,9 - 6,2%, потерь давления 0,4 - 12% во всем исследованном в [5] диапазоне режимных параметров.

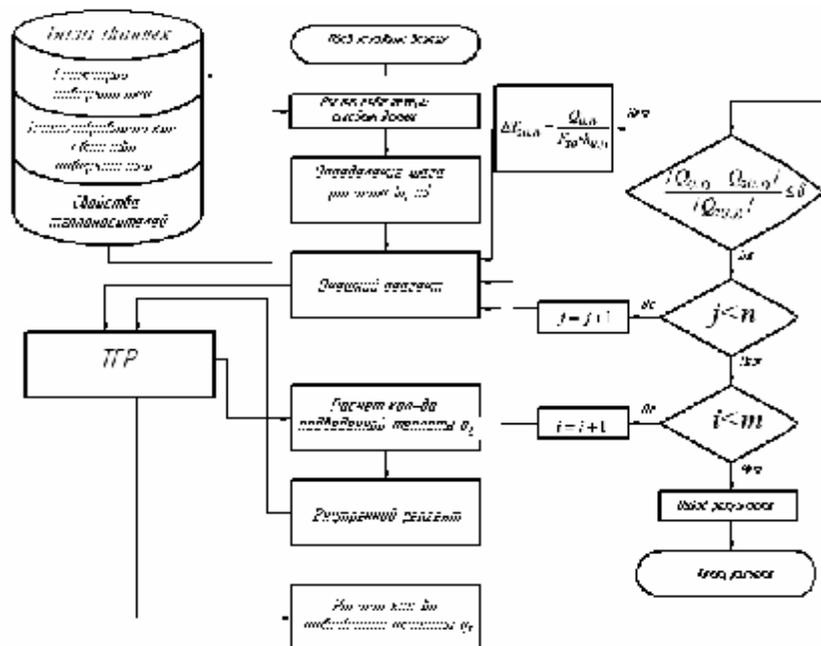


Рис. 2. Блок-схема поперечного расчета теплообменника ТГР – блок теплогидравлического расчета

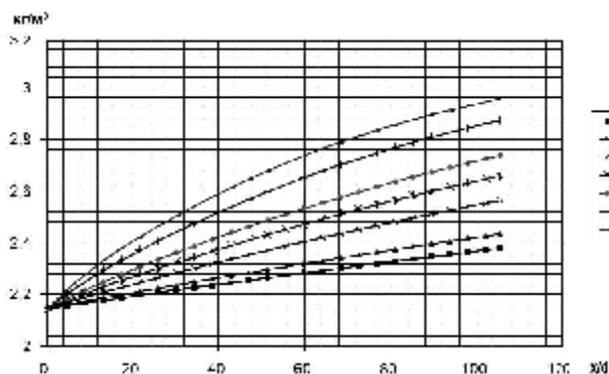


Рис. 3. Изменение плотности охлаждаемого воздуха по относительной длине теплообменника

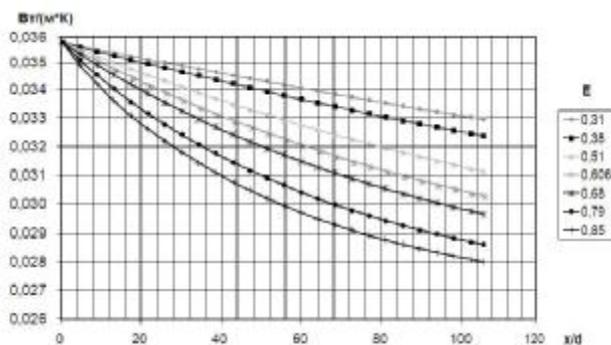


Рис. 4. Изменение коэффициента теплопроводности охлаждаемого воздуха по относительной длине теплообменника

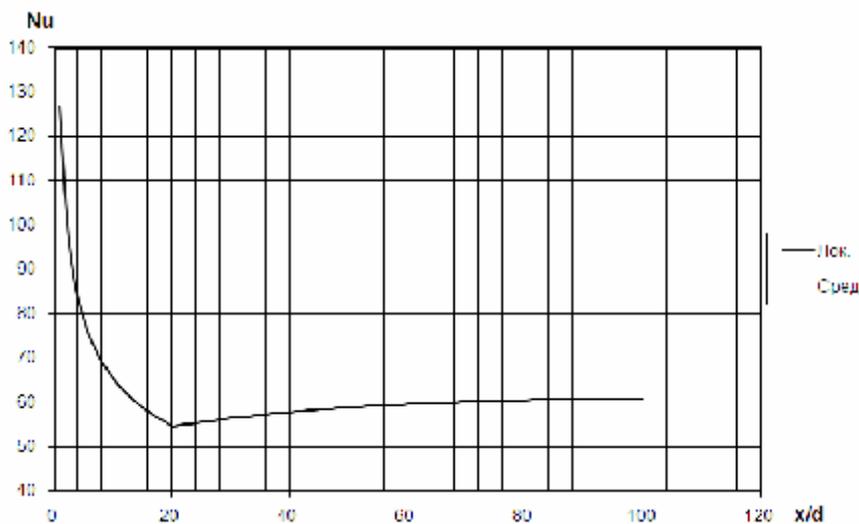


Рис. 5. Изменение числа Нуссельта по длине единичного канала

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей. Учебник для вузов по специальности «ДВС» / С. И. Ефимов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; Под общ. ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова.-3-е изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1985.-456.

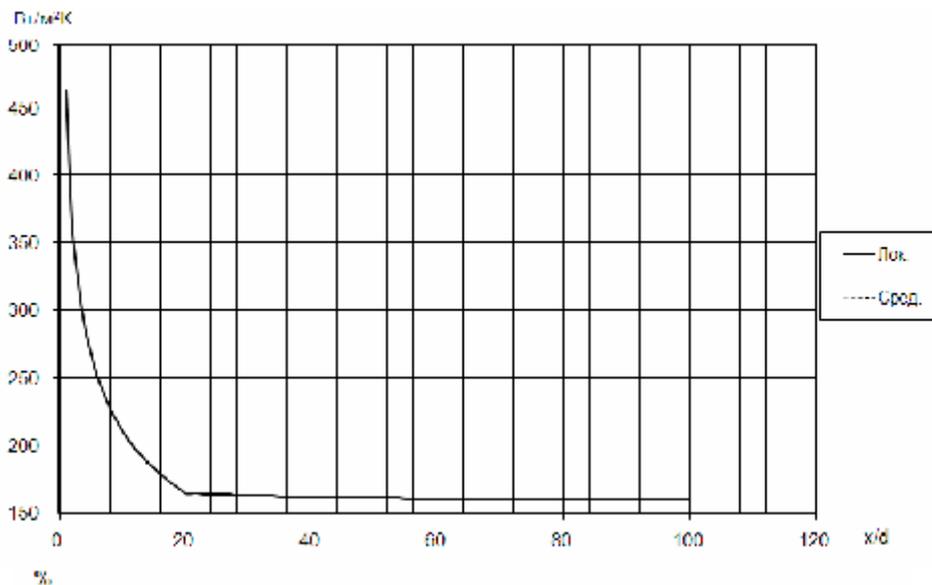


Рис. 6. Изменение коэффициента теплоотдачи по длине единичного канала

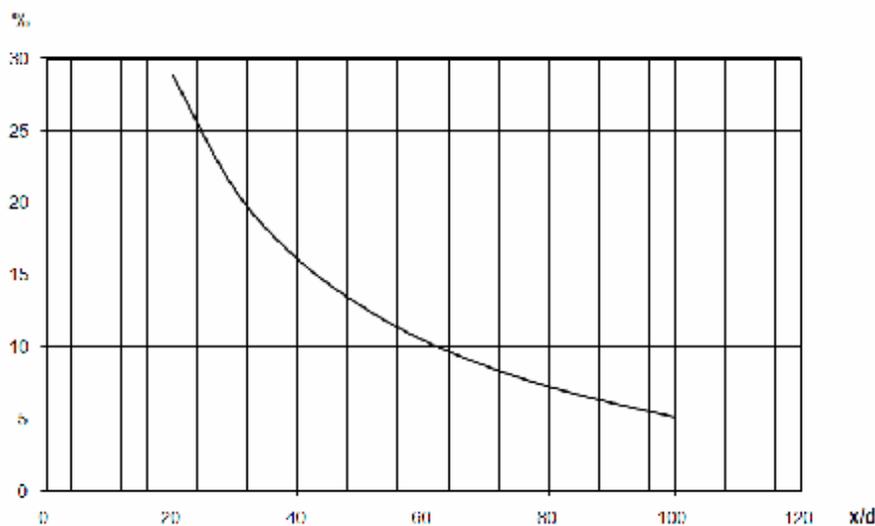


Рис.7.

2. Исаченко В. П., В.А Осипова, А.С. Сукомел. Теплопередача. Учебник для вузов. / Изд. 3-е, перераб. и доп. М., «Энергия», 1975. – 488с.

3. Румянцев В.В., Лиманский А.С. Теплогидравлический расчет охлаждения сопловой дефлекторной лопатки // Межвуз. сб. науч. ср.: "Высокотемпературные охлаждаемые газовые турбины двигателей летательных аппаратов", КАИ, Казань, 1983, с. 38-44.

4. Румянцев В.В., Чернов К.В., Тиунов С.В. Теплогидравлический расчет ОНВ/Силовым агрегатам КамАЗ–высокую надежность: Сб. статей // Под общей редакцией А.А.Макушина, В.Г.Шибаква. – Наб. Челны: Изд-во КамГПИ, 2005, с.44-45

5. Герасимов О. М. Повышение эффективности охлаждения воздуха быстроходного дизеля форсированного наддувом: автореферат дис. кандидата технических наук : 05.04.02 / Центр. н.-и. дизельный институт.

ДВИГАТЕЛЬ ВНЕШНЕГО СГОРАНИЯ

Дьяченко В.Г., Линьков О.Ю. (Национальный технический университет Харьковский политехнический институт»); **Воронков А.И., Никитченко И.Н.** (Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет);

Важнейшей задачей в области энергетических установок транспортных средств является сокращение потребления моторных топлив из нефти и других ви-

дов органических ископаемых. Неизбежно расширение использования альтернативных энергоносителей, создание энергетических установок наземных транспортных средств, использующих нетрадиционные энергоносители.

Одним из перспективных направлений существенного снижения расхода моторных топлив из нефти может быть использование в качестве энергетической установки автомобиля двигателя внешнего сгорания, в котором как энергоносители используются воздух в баллонах при давлении 30-50 МПа и температуре окружающей среды и химический энергоноситель (водород, спирт или традиционные моторные топлива из органических ископаемых) [1]. Научно-исследовательские разработки в данной области доведены до уровня практического использования.

Принципиальная схема энергетической установки автомобиля на базе двигателя с внешним сгоранием представлена на рис. 1. Воздух из баллонов 1 при давлении 30 – 50 МПа и температуре окружающей среды по трубопроводу 2 поступает к редуктору 3, а затем по трубопроводу 4 – к буферной емкости 5, снабженной датчиком давления 6, в которой поддерживается давление 2 – 5 МПа.

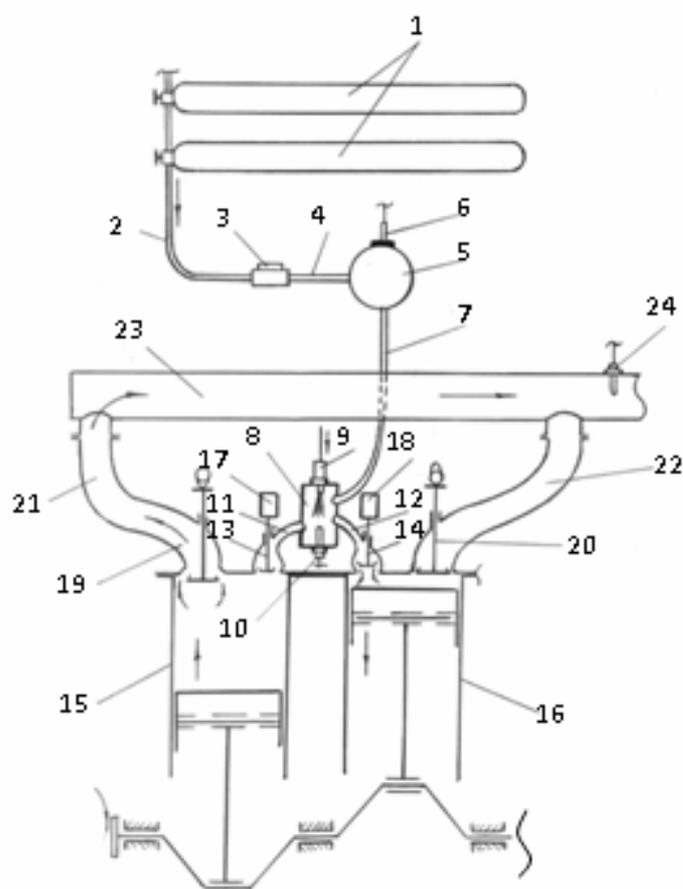


Рис. 1. Схема энергетической установки

пускной коллектор 23, а затем в окружающую среду. Температура продуктов сгорания на выходе из выпускного коллектора контролируется датчиком 24. Мощность двигателя в зависимости от внешней нагрузки устанавливается путем изменения количества топлива, подаваемого в камеру сгорания 8, продолжительности открытия впускных клапанов 13 и 14, и давления воздуха в буферной емкости 5.

Максимальная температура продуктов сгорания в камере сгорания в зависимости от нагрузки снижена до 800 – 1300 К ($\alpha > 2,5$), что предопределяет высокие экологические характеристики двигателя, минимальные потери теплоты с отработавшими газами. На режимах холостого хода и частичных нагрузок, являющихся оп-

Из буферной емкости 5 воздух по трубопроводу 7 поступает в камеру сгорания 8, снабженную устройством для подачи топлива 9 (например, форсункой) и устройством для воспламенения топливовоздушной смеси 10 (например, свечой накаливания). Камера сгорания 8 каналами 11 и 12 соединена через впускные клапаны 13 и 14 с рабочими цилиндрами 15 и 16. Привод впускных клапанов 13 и 14 осуществляется с помощью быстродействующих устройств 17 и 18 (например, электромагнитов). Продукты сгорания из надпоршневых полостей рабочих цилиндров 15 и 16 через выпускные клапаны 19 и 20 и выпускные каналы 21 и 22 при перемещении поршней к ВМТ отводятся в вы-

ределяющими для автомобильных двигателей в городском цикле, температура отработавших газов поддерживается не ниже температуры окружающей среды путем изменения давления воздуха в буферной емкости, подачи топлива и продолжительности открытия впускного клапана.

Оценка влияния давления и температуры продуктов сгорания в камере сгорания на основные показатели действительного цикла двигателя внешнего сгорания выполнена расчетным путем с использованием ряда экспериментальных данных для двигателей внутреннего сгорания. Поскольку объём буферной емкости намного больше объёма камеры сгорания, давление в камере сгорания принимается постоянным. Температура продуктов сгорания определяется из уравнения теплового баланса для камеры сгорания:

$$Q_H \cdot \eta_{к.с.} + \alpha \cdot M_0' \cdot \mu C_{Pm0} \cdot t_0 = M_S' \cdot \mu C_{Pms} \cdot t_S + W_T Q_H, \quad (1)$$

где Q_H – низшая теплота сгорания топлива, кДж/кг; $\eta_{к.с.}$ – КПД камеры сгорания; M_0' – теоретически необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива, кмоль/кг; M_S' – количество продуктов сгорания приходящихся на 1 кг топлива, кмоль/кг; μC_{Pm0} , μC_{Pms} – средние удельные молярные теплоёмкости воздуха и продуктов сгорания, кДж/(кмоль·К); t_0 , t_S – температура воздуха на входе в камеру сгорания и продуктов сгорания на выходе из камеры сгорания; W_T – относительные потери теплоты от продуктов сгорания в стенки камеры сгорания ($W_T=0,03 \div 0,05$ в зависимости от теплоизоляции стенок камеры сгорания).

Изменение параметров рабочего тела (продуктов сгорания) в надпоршневой полости двигателя внешнего сгорания в зависимости от объёма надпоршневой полости определялось совместным решением дифференциальных уравнений массового и энергетического балансов и уравнения состояния в предположении, что в течение элементарного промежутка времени процессы в рабочей полости установившиеся (квазистационарные), а рабочее тело находится в равновесном состоянии [2].

Расчёты выполнены применительно к автомобильному четырёхцилиндровому двигателю диаметром цилиндра 88 мм, ходом поршня 82 мм, частотой вращения коленчатого вала $n = 5000 \text{ мин}^{-1}$, отношением максимального значения эффективной площади проходных сечений выпускных клапанов к площади поршня $2\mu_{\text{в}} f_{\text{в}} / F_n = 0,25$ и впускного клапана к площади поршня $\mu_{\text{с}} f_{\text{с}} / F_n = 0,025$. При данном значении отношения $\mu_{\text{с}} f_{\text{с}} / F_n$, продолжительности открытия впускного клапана составляет примерно 20°ПКВ , давление продуктов сгорания в камере сгорания $p_s = 5 \text{ МПа}$, температура $T_s \approx 900 \text{ К}$, индикаторная мощность будет составлять примерно $N_i \approx 95,6 \text{ кВт}$. Температура продуктов сгорания в надпоршневой полости T_e в начале открытия выпускных клапанов ($\varphi = 30^\circ \text{ПКВ}$ до НМТ) не превышает 320 К , т.е. подведённая к рабочему телу теплота в камере сгорания используется достаточно эффективно (рис. 2). По индикаторной диаграмме определяются:

- индикаторная работа газов за цикл, Дж:

$$L_i = L_s + L_p - (L_b + L_c), \quad (2)$$

где L_s – работа на участке впуска продуктов сгорания в надпоршневую полость; L_p – работа расширения продуктов сгорания в надпоршневой полости; L_b – работа, затрачиваемая на удаление продуктов сгорания из надпоршневой полости; L_c – работа сжатия оставшихся в надпоршневой полости продуктов сгорания;

- индикаторную мощность, кВт:

$$N_i = k \cdot L_i \cdot 10^{-3}, \quad (3)$$

где $k = n \cdot z / 60$ – количество циклов в цилиндрах двигателя за 1с;

- индикаторный КПД двигателя при заправке баллонов сжатым воздухом на

заправочной станции:

$$\eta_{i1} = N_i / (Q_T + L_{kn}), \quad (4)$$

где $Q_T = G_S \cdot C_{pmS} \cdot t_S - G_B \cdot C_{pm0} \cdot t_0$ – теплота подведенная к воздуху в камере сгорания, кДж/с; C_{pmS} , C_{pm0} – средние удельные массовые теплоёмкости продуктов сгорания и воздуха при постоянном давлении, кДж/(кг·К);

$L_{kn} = G_B \cdot 1 / (k_{cp} - 1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [1 - (p_0/p_S)^{(k_{cp}-1)/k_{cp}}]$ – потенциальная энергия сжатого воздуха поступающего в камеру сгорания, кДж/с; G_B – расход воздуха через камеру сгорания, кг/с; R – газовая постоянная для 1 кг воздуха (кДж/(кг·К); k_{cp} – среднее значение показателя адиабаты при расширении воздуха от давления p_0 ($T=T_0$) до давления p_0 ;

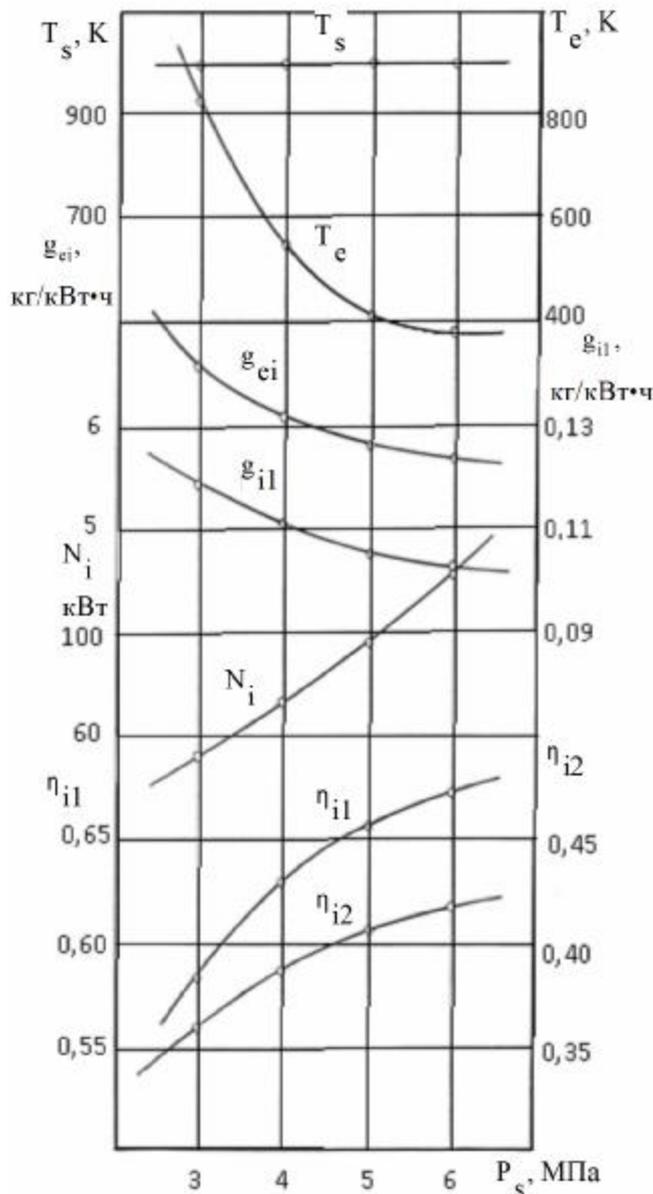


Рис. 2. Влияние давления продуктов сгорания, поступающих в надпоршневую полость p_s , на индикаторные показатели двигателя внешнего сгорания при $\alpha=3$

камере сгорания (рис. 3).

При постоянном значении коэффициента избытка воздуха в камере сгорания ($\alpha=3$) температура продуктов сгорания также не изменяется ($T_s \approx 1000$ К). Температура продуктов сгорания T_e в момент начала открытия выпускных клапанов интенсивно снижается с 823 К при $p_s=3$ МПа до 387 К при давлении $p_s=5$ МПа (рис. 2). Снижается и удельный индикаторный расход воздуха g_{ei} (до 5,7 кг/(кВт·ч)), и

удельный индикаторный расход топлива: $g_{il} = B_{\text{ч}} / N_i$, (5) где $B_{\text{ч}}$ – часовой расход топлива;

индикаторный КПД двигателя при дозарядке баллонов сжатым воздухом непосредственно на борту транспортного средства: $\eta_{i2} = N_i / (Q_T + N_k)$, (6) где $N_k = G_B \cdot m \cdot n / (n-1) \cdot R \cdot T_0 \cdot [(p_k/p_0)^{(n-1)/n} - 1] \cdot 1/\eta_k$ – мощность компрессора, кВт; $m=3$ – количество ступеней компрессора; n – среднее значение показателя политропы сжатия воздуха в одной ступени; p_k/p_0 – степень повышения давления воздуха в одной ступени компрессора; $\eta_k=0,75$ – КПД компрессора;

удельный индикаторный расход сжатого воздуха, кг/(кВт·ч): $g_{ei} = 3600 \cdot G_B / N_i$, (7)

Рассмотрим для примера влияние на индикаторную мощность и индикаторные показатели двигателя давления продуктов сгорания, поступающих в надпоршневую полость (рис. 2), и коэффициента избытка воздуха α в камере сгорания (рис. 3).

удельный индикаторный расход топлива g_{il} (до 0,102 кг/(кВт·ч)). Индикаторная мощность возрастает с 50,5 кВт при $p_s=3$ МПа до 119 кВт при $p_s=6$ МПа, соответственно индикаторный КПД η_{i1} возрастает с 0,585 до 0,672. При постоянном значении давления продуктов сгорания p_s , поступающих в камеру сгорания, с увеличением коэффициента избытка воздуха снижается температура продуктов сгорания с 1123 К при $\alpha=2,5$ до 837 при $\alpha=4$, индикаторный КПД η_{i1} возрастает при этом

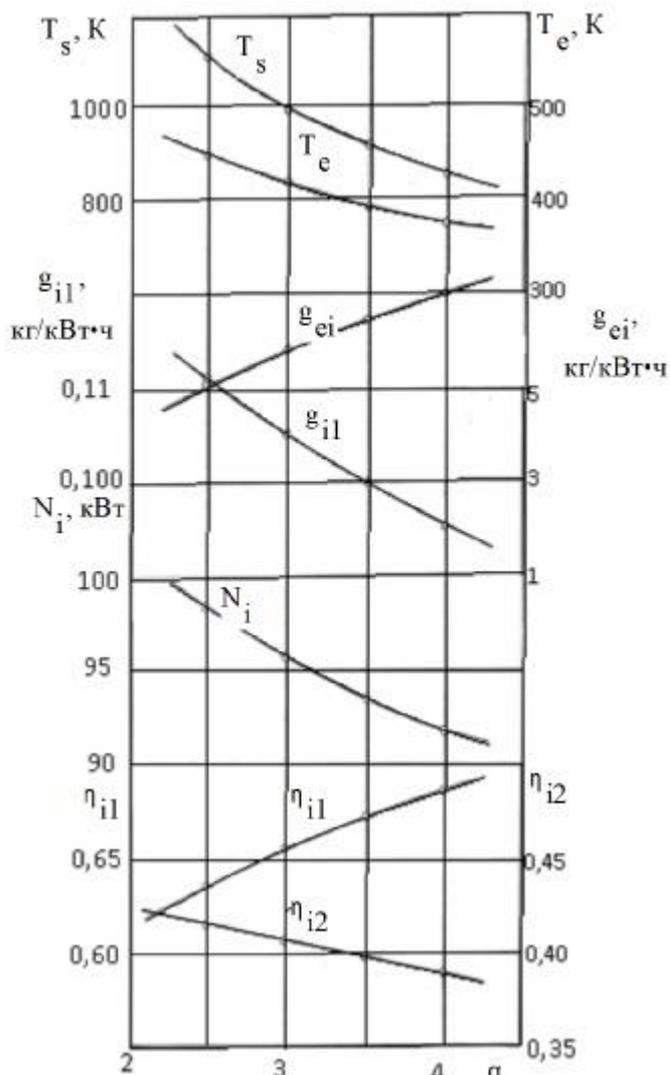


Рис. 3. Влияние изменения коэффициента избытка воздуха α в камере сгорания на индикаторные показатели двигателя внешнего сгорания при $p_s=5$ МПа

воздуха и невысоких значений максимальной температуры сгорания ($T_s < 1300$ К) обладает высокими экологическими характеристиками без использования дополнительных устройств нейтрализации отработавших газов;

- в двигателе внешнего сгорания возможно использование практически любых видов топлив, как газообразного, так и жидкого.

Литература:

1. Патент США №6305171В1 F01К 7/34. Method and device for additional thermal heating for motor vehicle equipped compressed air injection / Guy Negre, Cyril Negre. Оpubл. 23.10.2001.

2. Дьяченко В.Г. Теория двигателей внутреннего сгорания / В.Г. Дьяченко. - Х.: ХНАДУ, - 2009. 500с.

с 0,637 до 0,689 (рис. 3). Если подзарядка баллонов осуществляется непосредственно на борту транспортного средства, индикаторный КПД η_{i2} с увеличением коэффициента избытка воздуха несколько снижается вследствие увеличения удельного индикаторного расхода воздуха g_{ei} , а соответственно увеличения потерь индикаторной работы продуктов сгорания на привод компрессора. Индикаторная мощность двигателя снижается с 98,3 кВт при $\alpha=2,5$ до 91,6 кВт при $\alpha=4$.

Представленные данные по двигателю внешнего сгорания позволяют прийти к следующему заключению:

- двигатель внешнего сгорания с заправкой баллонов сжатым воздухом на компрессорных станциях по эффективности преобразования химической энергии топлива в механическую работу газов существенно (на 60-70 %) превосходит традиционный двигатель внутреннего сгорания с искровым зажиганием;

- двигатель внешнего сгорания вследствие повышенных значений коэффициента избытка

МЕТОДИКА РАСЧЕТА И СОГЛАСОВАНИЯ ГИДРАВЛИЧЕСКОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ С ХАРАКТЕРИСТИКАМИ ТУРБОКОМПРЕССОРА

Химич В.Л., Блинов А.Д. (Нижегородский государственный технический университет имени Р.Е. Алексеева); Епифанов Д.В. (ОАО «ЗМЗ»).

Гидравлическая характеристика представляет собой зависимость между расходом воздуха G_b и необходимой степенью повышения давления π_k в компрессорной ступени турбокомпрессора при работе дизеля по требуемой внешней скоростной характеристике [1].

Методика включает: метод расчета внешней скоростной характеристики, метод определения гидравлической характеристики и метод формирования экспериментальной внешней скоростной характеристики дизеля.

Метод расчета внешней скоростной характеристики дизеля

Метод содержит рекомендации для расчета ключевых режимов **1, 2, 3, 4** работы дизеля по внешней скоростной характеристике с участками **1-2** ($N_{ном} = const$) и **2-3** ($M_{к, max} = const$), практическая реализация которой обеспечивает выполнение заданных динамических качеств автомобиля и требований экологических норм от Евро 4 и выше [2].

На рис.1 приведены расчетные внешние скоростные характеристики дизеля ЗМЗ-5143 для автомобиля UAZ Hunter Евро 4 с заданными потребителем энергетическими показателями на режимах **1** и **4**.

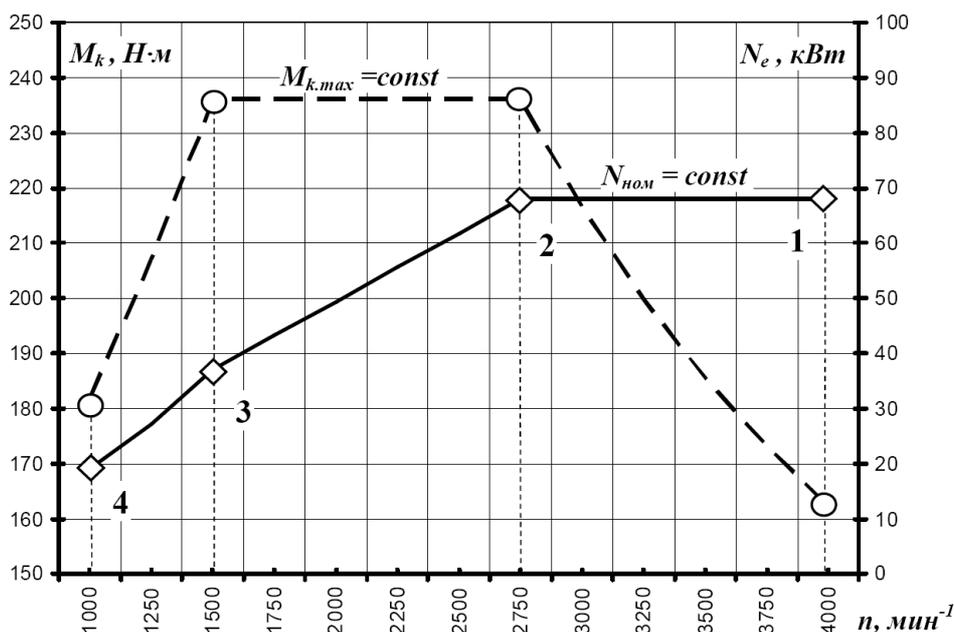


Рис.1. Расчетные внешние скоростные характеристики по крутящему моменту и мощности дизеля ЗМЗ-5143 в комплектации НЕТТО.

Метод определения гидравлической характеристики дизеля

Метод включает: выбор системы наддува дизеля, расчет и согласование гидравлической характеристики дизеля с расходно-напорными характеристиками компрессорной ступени турбокомпрессора и согласование характеристик турбинной ступени турбокомпрессора с гидравлической характеристикой дизеля.

Подробные рекомендации по выбору системы наддува в зависимости от уровня форсирования дизеля приведены в работе [3].

Наиболее широко применяются:

- одноступенчатые системы турбонаддува на базе регулируемых турбокомпрессоров WGT с клапаном перепуска части отработавших газов, минуя турбину, в дизелях с литровой мощностью до 38 кВт/л для выполнения экологических норм от Евро 1 до Евро 3;

- одноступенчатые системы турбонаддува на базе турбокомпрессоров VGT с регулируемым сопловым аппаратом турбины в дизелях с литровой мощностью до 60 кВт/л для выполнения экологических норм от Евро 3 и выше;

- двухступенчатые системы наддува на базе различных сочетаний приводных агрегатов наддува, нерегулируемых и регулируемых турбокомпрессоров WGT, VGT в дизелях с литровой мощностью свыше 60 кВт/л для выполнения экологических норм от Евро 4 и выше.

Для дизеля ЗМЗ-5143 с литровой мощностью 30,4 кВт/л для выполнения норм Евро 4 разработана одноступенчатая система турбонаддува на базе турбокомпрессора VNT с регулируемым сопловым аппаратом турбины (РСА) без промежуточного охлаждения надувочного воздуха.

Расчет и согласование гидравлической характеристики дизеля с расходно-напорными характеристиками компрессорной ступени турбокомпрессора выполняется с помощью уравнения:

$$\pi_K = \frac{30 \cdot \tau}{\sigma_0 \cdot \sigma_{вп} \cdot \eta_V \cdot iV_h \cdot n \cdot \rho_0} \cdot \frac{T_K}{T_0} \cdot G_B, \quad (1)$$

где: τ – тактность дизеля; T_K – температура воздуха перед впускными клапанами, К (рассчитывается с использованием расходно-напорных характеристик анализируемых компрессорных ступеней и тепловой эффективности охлаждения надувочного воздуха); σ_0 – коэффициент потерь давления на впуске в компрессорную ступень; $\sigma_{вп}$ – коэффициент потерь давления от компрессорной ступени до впускных клапанов; η_V – коэффициент наполнения; iV_h – рабочий объем дизеля, л; n – частота вращения коленчатого вала дизеля, мин^{-1} ; ρ_0 – плотность атмосферного воздуха, кг/м^3 ; T_0 – температура атмосферного воздуха, К.

Пример результатов расчета гидравлической характеристики дизеля и её согласования с расходно-напорными характеристиками компрессорной ступени для регулируемого турбокомпрессора приведен на рис.2 [4].

Согласование характеристик турбинной ступени турбокомпрессора с РСА и гидравлической характеристики дизеля ЗМЗ-5143 выполнено по уравнению:

$$\pi_T = \left(1 - 0,867 \cdot \frac{G_B}{G_T} \cdot \frac{T_0}{T_3} \cdot \frac{\pi_K^{0,286} - 1}{\eta_{к.ад} \cdot \eta_{т.е}} \right)^{-4,03}, \quad (2)$$

где: G_T – расход газов через турбинную ступень, кг/с; T_3 – температура газов на входе в турбинную ступень, К; $\eta_{к.ад}$ – к.п.д. компрессорной ступени на расчетном ключевом режиме; $\eta_{т.е}$ – к.п.д. турбинной ступени на расчетном ключевом режиме.

Для ключевых режимов **1** и **4** по уравнению (2) определяется степень понижения давления газа в турбинной ступени $\pi_{т1}$ и $\pi_{т4}$. Далее по известной формуле из теории турбомашин рассчитываются площади проходных сечений A_1 и A_4 каналов на входе в колесо турбины для проектирования турбинной ступени с РСА.

После изготовления турбокомпрессора с РСА проводятся экспериментальные исследования дизеля на моторном стенде. Метод формирования экспериментальной внешней скоростной характеристики дизеля и определение закона регулирования турбокомпрессора с РСА изложен в работе [6].

На рис.2 приведена экспериментальная гидравлическая характеристика дизеля ЗМЗ-5143 с турбокомпрессором VNT 15 фирмы Honeywell-Garrett. Сравнение расчетной и экспериментальной гидравлических характеристик подтверждает достоверность предложенной методики.

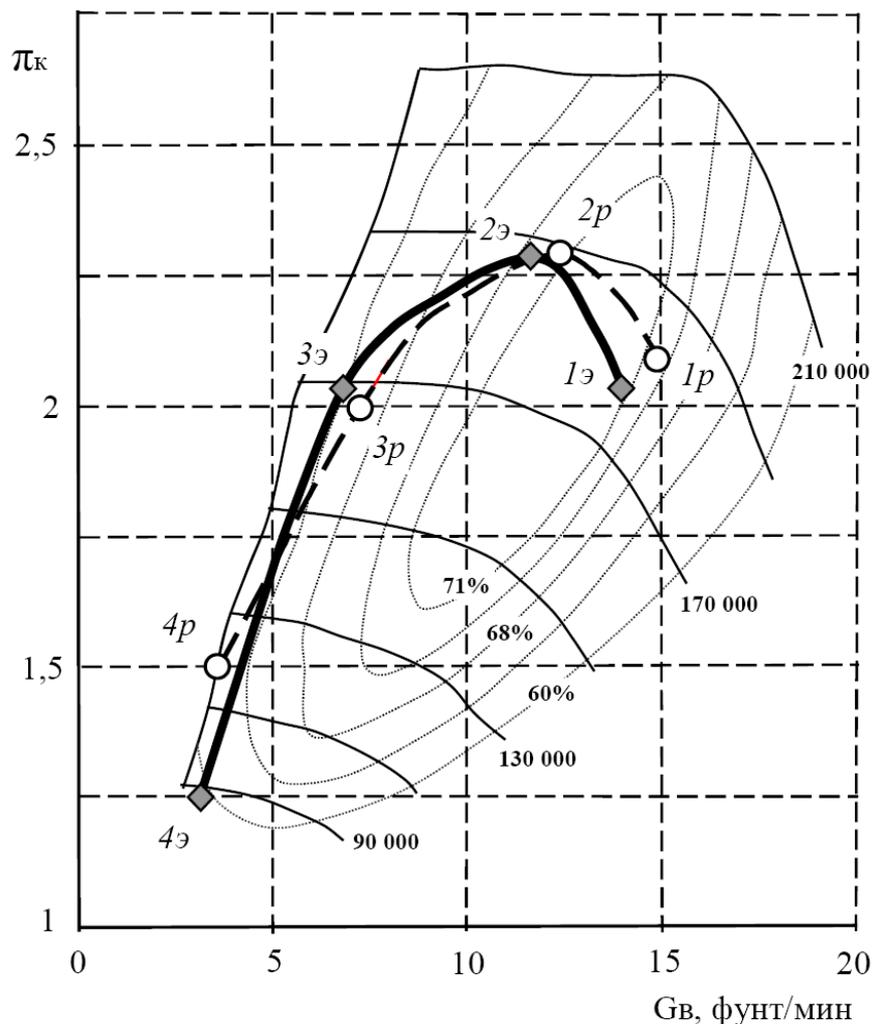


Рис.2. Расчетная 1р-2р-3р-4р и экспериментальная 1э-2э-3э-4э гидравлические характеристики дизеля ЗМЗ-5143 для автомобиля UAZ Hunter Евро 4, совмещенные с расходно-напорными характеристиками компрессорной ступени GT1544 фирмы Honeywell-Garrett [5].

Методика расчета и согласования гидравлической характеристики автомобильного дизеля с характеристиками турбокомпрессора разработана для дизелей, доводка и тестирование которых выполняется по циклу NEDC в составе автомобилей с полной массой до 3,5 т в соответствии с Правилами ЕЭК ООН «R83». Она может быть использована для поршневых двигателей с наддувом, работающих на любых видах топлив.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для вузов по специальности «Двигатели внутреннего сгорания» / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372с., ил.
2. Метод расчета внешней скоростной характеристики быстроходного автомобильного дизеля / В. Л. Химич, Д. В. Епифанов, А. Д. Блинов // Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве: сб. докл. междунар. науч.-техн. конф., посвященной 75-летию фак. морской и авиационной техники / НГТУ им. Р.Е. Алексеева. – Н.Новгород, 2009. – С. 302-314.
3. Химич В.Л., Епифанов Д.В. Выполнение требований экологических стандартов для быстроходных автомобильных дизелей путем совершенствования сис-

тем наддува // Сб. докл. межд. науч.-тех. конф. «Современные технологии в кораблестроительном и авиационном образовании, науке и производстве», посвященной 75-летию факультета морской и авиационной техники НГТУ им. Р.Е. Алексеева.– Н.Новгород: НГТУ им. Р.Е. Алексеева, 2009.– С. 302-314.

4. Формирование гидравлической характеристики дизеля для автомобиля ЕВРО 4 с полной массой до 3,5 т. / В.Л. Химич, А.Д. Блинов, Д.В. Епифанов // Матер. XII межд. науч.-практ. конф. «Фундаментальные и прикладные проблемы совершенствования поршневых двигателей».– Владимир: ВлГУ, 2010. – С. 294-298.

5. Каталог ТКР [Электронный ресурс]. – Режим доступа к статье <http://www.turbobygarrett.com/turbobygarrett/products/catalog.html>.

6. Епифанов Д.В. Методика управления РСА ТКР с целью получения требуемой ВСХ автомобильного дизельного двигателя удовлетворяющей современным экологическим и экономическим требованиям // Матер. докл. межд. конф. «Двигатель-2007», посв. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана. – М.: МГТУ им Н.Э. Баумана, 2007. – С. 459-462.

РАСЧЕТ СОДЕРЖАНИЯ НЕСГОРЕВШИХ УГЛЕВОДОРОДОВ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДВС С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Гибадуллин В.З. (Курганская государственная сельскохозяйственная академия им. Т.С.Мальцева)

Разработанный в ВолгГТУ рабочий процесс ДВС с искровым зажиганием и локальным расслоением заряда [1] позволяет обеспечить работу двигателя на обедненной смеси во всем диапазоне частичных нагрузок и на холостом ходу. При этом и повышение стабильности рабочего процесса и эффективности воспламенения смеси достигается за счет локальной подачи в область электродов свечи зажигания микропорций газообразного топлива (водорода, метана, пропана и т.д.) непосредственно перед созданием искрового разряда.

Такая организация рабочего процесса позволяет улучшить топливную экономичность ДВС и снизить концентрацию несгоревших углеводородов C_xH_y в отработавших газах (ОГ) вследствие уменьшения количества пропусков воспламенения. Однако чрезмерное обеднение смеси на указанных режимах может сопровождаться ростом количества несгоревших углеводородов, образующихся в пристеночных слоях камеры сгорания (КС). Это обстоятельство ограничивает возможность обеднения смеси и требует проведения дополнительных исследований для поиска оптимальной величины такого обеднения.

Проведение экспериментов, направленных на всестороннее исследование созданного рабочего процесса, сопряжено с большим объемом материальных и трудовых затрат. Существенного ускорения исследований и сокращения их объема можно достичь, используя широкие возможности, которые предоставляет современная компьютерная техника и ее программное обеспечение, при условии достаточно адекватного математического описания процессов, происходящих внутри цилиндра ДВС.

Для решения этой задачи разработана относительно несложная математическая модель, позволяющей описать формирование в процессе сгорания в цилиндре ДВС трех наиболее значимых токсичных компонентов ОГ: несгоревших углеводородов C_xH_y , оксидов азота NO_x и оксида углерода CO . В настоящей работе рассмотрена методика расчета концентрации в ОГ лишь несгоревших углеводородов.

В соответствии с современными научными представлениями выделены три основных источника образования несгоревших углеводородов в КС ДВС:

- тонкий слой несгоревшей топливовоздушной смеси в пристеночных зонах КС, где вследствие охлаждающего действия стенок горение смеси прекращается;

- топливовоздушная смесь, попавшая в ходе сжатия и последующего роста давления в процессе сгорания в зазоры (в первую очередь, это кольцевой объем между поршнем и гильзой цилиндра от края днища поршня до компрессионного кольца) и другие области КС, куда фронт пламени не может проникнуть;

- топливовоздушная смесь, поступившая в цилиндр и не сгоревшая вследствие пропуска воспламенения при ее излишнем обеднении или обогащении либо разбавлении большим количеством ОГ (последнее характерно для режимов глубокого дросселирования и холостого хода).

Моделирование образования C_xH_y осуществляется следующим образом. Полагается, что фронт пламени распространяется от источника зажигания по топливовоздушной смеси и под воздействием турбулентных пульсаций искривляется и разрывается на отдельные горящие очаги. Вследствие этого четкой границы между сгоревшей и несгоревшей частями заряда нет. Зона горения, где протекают интенсивные химические реакции, имеет некоторую протяженность. Впереди она ограничена условной сферической поверхностью, огибающей наиболее вытянутые «языки» пламени, сзади – условной поверхностью, за которой находятся только продукты сгорания. Передняя граница зоны горения перемещается по смеси с турбулентной скоростью, скорость перемещения задней границы зоны определяется интенсивностью выгорания турбулентных молей, которое протекает по поверхностному механизму.

При подходе пламени к относительно холодным стенкам КС оно гаснет, и у этих поверхностей остается тонкий слой несгоревшей смеси, являющийся источником C_xH_y . При расчете его толщины δ использована формула, предложенная Ф.Вильямсом для определения гасящего расстояния и примененная к одиночной поверхности:

$$\delta = \frac{a \cdot \lambda}{2 \cdot c_p \cdot \rho \cdot u_H},$$

(1)

где a – коэффициент; λ – коэффициент теплопроводности смеси; c_p – изобарная массовая теплоемкость; ρ – плотность смеси.

Учет в модели другого источника C_xH_y - топливовоздушной смеси в зазоре между поршнем и гильзой цилиндра – основан на следующей физической картине. Количество смеси в указанном зазоре, имеющем постоянный объем, увеличивается с ростом давления в процессе сжатия и последующего сгорания. При движении поршня к нижней мертвой точке и соответствующем уменьшении давления часть этой смеси, расширяясь, возвращается в КС и принимает участие в реакциях горения, но лишь если при истечении из зазора она попадает в область свежего заряда перед фронтом пламени или в зону реакций. В противном случае она оказывается в зоне продуктов сгорания, где химические реакции уже практически прекратились, и ее эффективного химического преобразования не происходит. То есть источником образования C_xH_y становится лишь смесь, остающаяся в указанном зазоре за задней границей перемещающейся зоны реакции.

Зона контакта реагирующей смеси со стенками КС непрерывно меняет свое положение в связи с движением пламени по топливовоздушной смеси, расширением продуктов сгорания и перемещением поршня. Кроме того, величины парамет-

ров, входящих в формулу (1) зависят от давления и температуры. Следовательно, толщина δ , а значит приращение объема и массы несгоревшей смеси в пристеночном слое в каждый момент времени зависят от угла поворота коленчатого вала, а также от формы, площади и динамики перемещения зоны контактирующей смеси со стенками, определяемых ее мгновенным положением в КС. От этих же факторов зависит и количество смеси, остающееся в зазоре между поршнем и цилиндром.

Для учета их влияния используется математическая модель [2], позволяющая описать геометрию КС ДВС и положение фронта пламени в ней, а также рассчитать площадь контакта зоны горения с поверхностями поршня, головки и стенок цилиндра при любом ее расположении в КС. Такой подход обеспечивает возможность учета влияния динамики процесса сгорания на образование C_xH_y в КС ДВС.

Изменение по углу поворота коленчатого вала массы несгоревших углеводородов, образовавшихся в пристеночном слое и в зазоре между поршнем и гильзой цилиндра, рассчитывается с учетом топливовоздушного отношения по формуле:

$$\frac{dm_{CH}}{d\varphi} = \frac{p}{R \cdot T \cdot (1 + \alpha \cdot L_0)} \cdot \left(\delta \cdot \frac{dF_c}{d\varphi} + \frac{dV_z}{d\varphi} \right),$$

где p – давление в КС; R – газовая постоянная; T – температура смеси в пристеночном слое; F_{ct} – суммарная площадь поршня, головки и стенок цилиндра за задней границей турбулентной зоны горения; V_z – объем кольцевого зазора за задней границей зоны горения.

Для учета третьего источника образования C_xH_y , а именно циклов с пропусками воспламенения, использована разработанная с участием автора математическая модель процесса зажигания топливовоздушной смеси [3]. Она позволяет спрогнозировать, воспламенится ли смесь в заданном сочетании начальных условий, а в случае ее воспламенения рассчитать продолжительность развития начального очага до перехода его в стадию развитого турбулентного горения, т.е. определить продолжительность начальной фазы процесса сгорания.

Известно, что межцикловые вариации продолжительности начальной фазы сгорания чаще всего являются причиной межцикловой неидентичности процесса сгорания в целом. Поэтому последовательный расчет ряда циклов с различной продолжительностью начальной фазы сгорания либо с пропуском воспламенения (при одинаковых прочих режимных параметрах) позволяет учесть влияние неидентичности последовательных циклов на выходные показатели работы ДВС (в том числе и на содержание C_xH_y в ОГ). Умножая выходные показатели каждого из рассчитанных циклов на вероятность его появления, можно получить осредненные для рассматриваемого режима показатели работы двигателя с учетом межцикловой неидентичности процесса сгорания:

$$X_{jcp} = X_{ji} \cdot P_i,$$

где X_{jcp} – осредненное по ряду последовательных циклов значение j -го выходного параметра; X_{ji} – значение j -го выходного параметра (в том числе и концентрации C_xH_y) в i -том цикле; P_i – вероятность появления цикла с i -той продолжительностью начальной фазы сгорания при работе ДВС на заданном режиме.

Описанная математическая модель реализована в виде компьютерной программы. Она позволяет контролировать динамику накопления в процессе сгорания токсичных компонентов ОГ, анализировать влияние на их образование различных конструктивных и эксплуатационных факторов, режима работы ДВС, его неисправностей и т.д.

Программа может быть использована для решения сложных поисковых задач при оптимизации рабочего процесса ДВС с искровым зажиганием с целью повышения его экономических и экологических показателей, разработки, исследования и доводки новых, нетрадиционных рабочих процессов двигателей внутреннего сгорания с локальным расслоением заряда, с использованием альтернативных топлив и т.д.

Литература:

1. Злотин, Г.Н. Если водород добавлять в конце такта сжатия / Г.Н.Злотин, В.З.Гибадуллин // Автомобильная промышленность. – 1995. - №11. – С.21-23.

2. Варлаков, А.А. Расчет геометрических параметров распространения фронта пламени в камере сгорания ДВС / Варлаков, А.А., Верхотуров Д.А., Гибадуллин В.З. // Повышение эффективности и безопасности автотранспортных средств в эксплуатации: сб. науч. тр. - Курган: Изд-во Курганского государственного университета, 2005. – С. 27-31.

3. Гибадуллин, В.З. Организация рабочего процесса ДВС с внешним смесеобразованием и локальной подачей микродобавок водорода в область межэлектродного зазора свечи зажигания: дис. канд. техн. наук / Гибадуллин В.З. – Волгоград, 1992. – 206 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ ТЕПЛОВЫХ И ГАЗОДИНАМИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ В ЦИЛИНДРЕ ДВС С ПОМОЩЬЮ ПРОГРАММЫ FLUENT

Горшкалев А.А., Кривцов А.В., Сайгаков Е.А., Сморкалов Д.В. (Самарский государственный аэрокосмический университет имени академика С.П. Королева)

В современном мире при проектировании двигателей внутреннего сгорания необходимо учитывать следующие требования: минимизирование затрат материальных средств и времени. Вследствие чего для расчета и конструирования двигателей внутреннего сгорания необходимо пользоваться современными компьютерными технологиями, которые позволяют обеспечить моделирование процессов протекающих в цилиндре ДВС.

Характеристики двигателя и конструктивные особенности зависят от рабочих процессов в цилиндре двигателя [1]. Для исследования таких процессов был выбран ДВС Мерседес М115. Первоначально была построена двухмерная модель камеры сгорания с частью впускного и выпускного коллекторов. Клапаны были построены в положении перекрытия при нахождении поршня в верхней мертвой точке.

Модель была разбита на 6 зон: зоны во впускном и выпускном коллекторах, зоны между седлами клапанов и клапанами, камера сгорания, часть камеры сгорания над поршнем высотой 1 мм.

На рисунке 1 представлена модель с наложенной сеткой. В зоне камеры сгорания была наложена треугольная сетка с размером ячейки равным 0,2 мм, достаточным для расчета горения в первом приближении. Часть камеры сгорания над поршнем и зоны между седлами клапанов и клапанами разбиты прямоугольной сеткой с таким же размером ячейки (рисунок 2). Во впускном и выпускном коллекторах наложена прямоугольная сетка с размером ячейки равным 1 мм и уменьшенная до 0,2 мм около щели клапана [3].

На впускном и выпускном коллекторах заданы граничные условия давления.

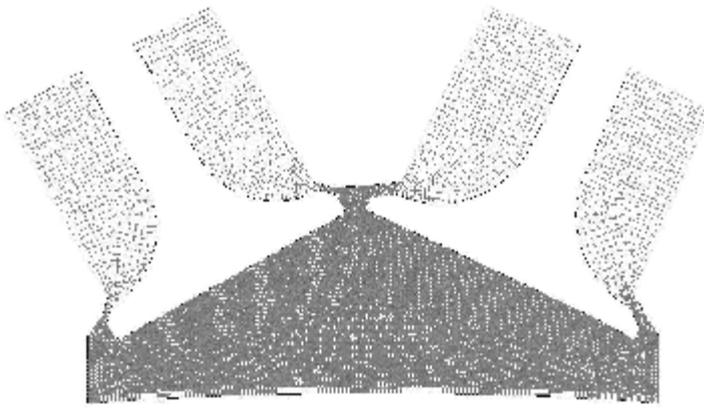


Рис. 1. Модель с наложенной сеткой

Движение поршня задается по создаваемому самой программой закону при задании частоты вращения и хода поршня. Для описания движения клапанов в программу интегрируется текстовый файл, в котором в табличном виде описывается данный процесс [4].

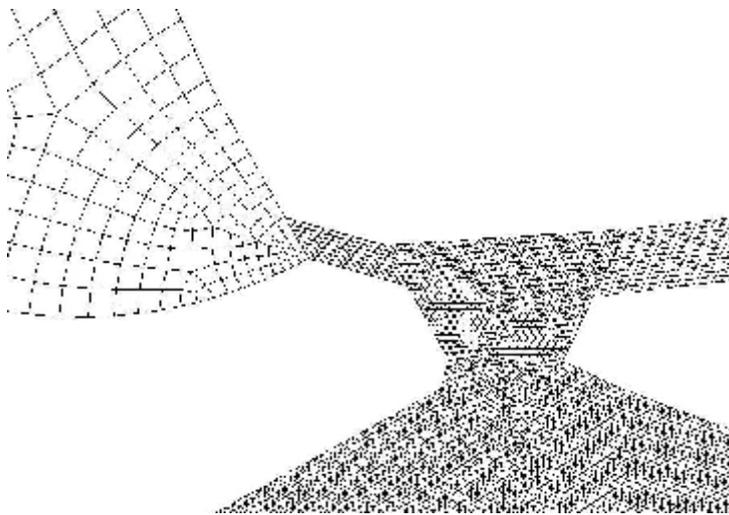
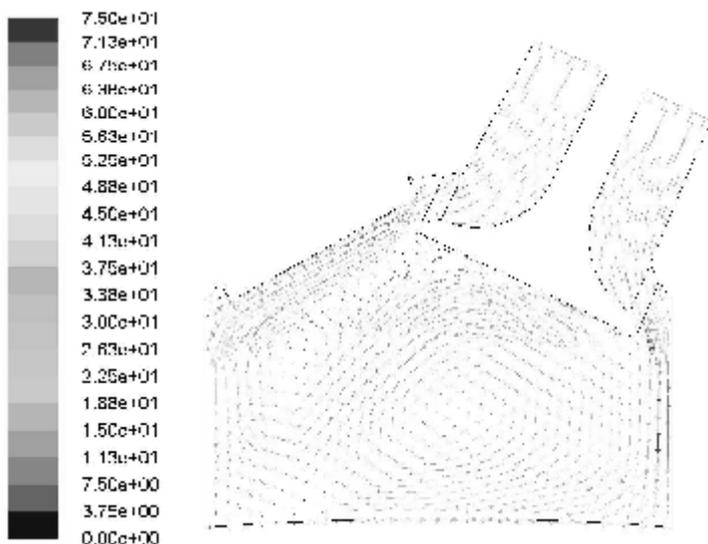


Рис. 2. Подробный вид сетки вокруг клапанов.

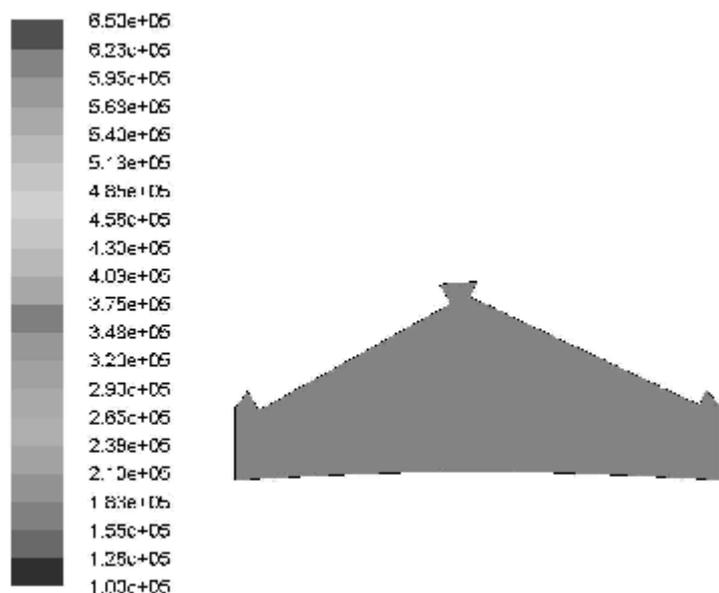


ANSYS
 После построения выполнялась моделирование процессов впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска. На рисунке 3 видно, что скорость топливовоздушной смеси не превышает 75 м/с, что не противоречит теории этого процесса. Максимальное давление в цилиндре ДВС так же соответствует теоретическому (рисунок 4) [2].
 После того как было выполнено моделирование впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска авторами работы был проведен расчет с впрыском однокомпонентного топлива во впускном коллекторе, образование топливовоздушной смеси и в дальнейшем ее воспламенение и горение.

Рис. 3. Векторы скоростей при впуске

После того как было выполнено моделирование впуска, сжатия, рабочего хода и выпуска авторами работы был проведен расчет с впрыском однокомпонентного топлива во впускном коллекторе, образование топливовоздушной смеси и в даль-

нейшем ее воспламенение и горение. Были получены распределения давлений, температуры, векторы скоростей, турбулентность потока, распределение топлива в цилиндре при различных положениях коленчатого вала.



В результате проведенного исследования можно сделать вывод, что полученные модели качественно описывают рабочие процессы, протекающие в двигателе внутреннего сгорания. Полученные результаты являются первым этапом создания виртуальной модели ДВС, которая позволит сократить расходы на создание нового и доводку существующего двигателя.

Рис. 4. Полное давление в ВМТ

Литература:

1. Орлин А.С. Двигатели внутреннего сгорания. Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей. - М.: Машиностроение, 1990, с. 253
2. Колчин А.И. Расчет автомобильных и тракторных двигателей./ Колчин А.И., Демидов В.П. - М.: Высшая школа, 2008. - 496 с.
3. Батулин О.В. Расчет течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса. Часть 2. Построение расчетных моделей в препроцессоре Gambit/ О.В. Батулин, И.И. Морозов, В.Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. - 125с.
4. Батулин О.В. Расчет течений жидкостей и газов с помощью универсального программного комплекса. Часть 3. Работа в программе Fluent/ О.В. Батулин, И.И. Морозов, В.Н. Матвеев – Самара: Изд-во Самар. гос. аэрокосм. ун-та, 2008. - 115с.

СРАВНЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ, РЕАЛИЗОВАННЫХ НА ОСНОВЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ ОТТО И МИЛЛЕРА

Гусаков С.В. (Российский университет дружбы народов)

В сороковых годах прошлого века Ральф Миллер предложил воздействовать на массу рабочего заряда в цилиндре поршневого двигателя внутреннего сгорания, управляя моментом закрытия впускного клапана [1], что реализует концепцию цикла Джеймса Аткинсона [2], и открывает пути повышения эффективности рабочих процессов ДВС. Эти идеи до последнего времени не были востребованы практиками из-за отсутствия надежных устройств оперативного управления моментами открытия и закрытия впускных и выпускных клапанов на работающем двигателе. Разработка механизмов регулирования фаз газораспределения, типа: *VVT* фирмы *Toyota*, *VTEC* фирмы *Honda* или *Vanos* фирмы *BMW* позволила реализовать выдвиг-

нутые ранее идеи в серийных двигателях легковых автомобилей *Toyota Prius*, *Mazda Xedos*, *Lexus RX 450h*, *Mersedes ML 450 Hebrid* и др. [3]. Применение двигателей работающих по циклу Аткинсона-Миллера дает заметное снижение эксплуатационного расхода топлива.

Попробуем теоретически проанализировать одну из возможностей повышения КПД при работе на частичных нагрузках, поршневого двигателя с преимущественно количественным регулированием, путем изменения момента закрытия впускного клапана.

В последующих рассуждениях и зависимостях приняты следующие обозначения и сокращения: Q , L , p и V – теплота, работа, давление и объем, соответственно. Индексы: t , i , g , mex и e – относящиеся к понятиям КПД, работы, потерям и т.п., и уточняющие их, как: термический, индикаторный, относительный, механический и эффективный, соответственно; индекс ck – отмечает параметр, относящийся к циклу в целом; индексы a , c , z , b и r – определяют величины, характеризующие такие точки цикла, как: начало и конец сжатия, конец теплоподвода, конец расширения и условия выпуска заряда из цилиндра, соответственно; индексы: nx – насосные ходы, s - относящийся к циклу Отто, m – к циклу Миллера.

В качестве базового взят цикл Отто - термодинамический цикл поршневого двигателя внутреннего сгорания с подводом теплоты при постоянном объеме, который характеризуется: степенью сжатия e , показателем адиабаты k и степенью повышения давления I , определяющей количество подводимой к рабочему телу теплоты Q_1 . Термический КПД цикла $h_t = 1 - 1/e^{k-1}$ позволяет определить количество теплоты, вводимой в цикл $Q_1 = L_{ck} / h_t$, задавшись значением I и предварительно вычислив полезную работу цикла, как разность работ расширения и сжатия $L_{ck-t} = L_{zb} - L_{ac}$, которые для адиабатных процессов определяются, как

$$L_{ac} = \frac{p_c \cdot V_c - p_a \cdot V_a}{k-1}; L_{zb} = \frac{p_z \cdot V_c - p_b \cdot V_a}{k-1}, \text{ где } p_c = p_a \epsilon^k; p_z = \lambda p_c \text{ и } p_b = p_z / \epsilon^k.$$

При переходе от теоретического к действительному циклу полезная работа цикла $L_{ck-i} = h_g \cdot L_{ck-t}$ уменьшается с учетом потерь теплоты от рабочего тела в стенке цилиндра и несвоевременности тепловыделения, на величину относительного КПД h_g , равного отношению индикаторного к термическому КПД $h_g = h_i / h_t$.

В теории ДВС, отношение эффективной к индикаторной работе – механический КПД, характеризует потери энергии внутри двигателя, складывающиеся из потерь на трение, затрат на привод вспомогательных агрегатов и потерь, связанных с работой, затрачиваемой на осуществление газообмена, так называемой работой насосных ходов, оцениваемой как $L_{nx} = p_r(V_a - V_c) - p_a(V_a - V_c) = (p_r - p_a)V_h$, где $p_a = x_{in} \cdot p_o$ и $p_r = x_{ex} \cdot p_o$ среднее давление в цилиндре во время наполнение и выпуска, соответственно. Абсолютное значение насосных потерь связано с давлением окружающей среды p_o и зависит от коэффициентов гидравлических потерь на впуске x_{in} (в том числе и при дросселировании) и потерь на выпуске x_{ex} .

Для удобства дальнейшего анализа выделим работу насосных ходов из условной работы механических потерь. Тогда располагаемая – эффективная работа L_{e-ck} меньше работы, совершаемой рабочим, равной разности индикаторной работы газовых сил и работы насосных потерь $L_{su-ck} = L_{ck-i} - L_{nx}$, кратно механическому КПД h_{mex} , учитывающему в нашем случае потери в двигателе на трение и привод агрегатов двигателя $L_{e-ck} = h_{mex} \cdot L_{su-ck}$. Значения индикаторного и эффективного КПД равны $h_i = L_{ck-i} / Q_1$ и $h_e = L_{e-ck} / Q_1$, соответственно.

Цикл Отто – теоретическое приближение к рабочему процессу в двигателях с искровым зажиганием, является наиболее эффективным из термодинамических циклов поршневых двигателей. Однако действительному рабочему процессу ДВС, работающему на гомогенной топливо-воздушной смеси, свойственно существенное ухудшение топливной эффективности при работе на частичных нагрузках. Это связывают с различными причинами, в том числе и с дросселированием на впуске, осуществляемом, для уменьшения массового наполнения цилиндра свежей смесью, при необходимости снижения мощности двигателя.

Дросселирование приводит к снижению давления в начале сжатия $p_{a_s} = h_p \cdot p_a$, пропорционально снижению нагрузки и соответствующему уменьшению подводимой в цикле теплоты $Q_{1_s} = h_p \cdot Q_1$, где h_p - коэффициент подведенной теплоты - доля теплоты подводимой при частичной нагрузке от теплоты, вводимой в цикл на номинальной нагрузке. Увеличение разницы между давлениями p_r и p_{a_s} приводит к увеличению потерь на процессы газообмена $L_{hx_s} = (p_r - p_{a_s}) \cdot (V_a - V_c)$, что в конечном итоге приводит к снижению эффективного КПД. Остальные расчетные соотношения при моделировании частичных нагрузок цикла Отто, остаются аналогичными полной нагрузке:

$$p_{c_s} = p_{a_s} \cdot \varepsilon^k; \quad p_{z_s} = \lambda_s \cdot p_{c_s}; \quad \lambda_s = \frac{Q_{1_s} \cdot (k-1)}{V_c \cdot p_{c_s}} + 1; \quad L_{ac_s} = \frac{p_{c_s} \cdot V_c - p_{a_s} \cdot V_a}{k-1};$$

$$L_{zb_s} = \frac{p_{z_s} \cdot V_c - p_{b_s} \cdot V_a}{k-1}; \quad L_{ck_s} = L_{zb_s} - L_{ac_s}; \quad L_{ck_{si}} = \eta_g \cdot L_{ck_s};$$

$$L_{su_s} = L_{ck_{si}} - L_{hx_s}; \quad \eta_i = L_{ck_{si}} / Q_{1_s}; \quad L_{e_s} = \eta_{mex} \cdot L_{su_s}; \quad \eta_{e_s} = L_{e_s} / Q_{1_s}.$$

Рассмотрим вариант рабочего процесса с регулированием мощности запаздыванием закрытия впускного клапана, моделируемый циклом Миллера. В реальном двигателе на частичной нагрузке на такте сжатия при перемещении поршня от нижней мертвой точки (V_a) до рабочего объема V_m впускной клапан открыт, и часть заряда выбрасывается во впускной трубопровод, снижая массовое наполнение цилиндра. Принимаем, что давление в цилиндре при этом остается постоянным $p_m = p_a$. Давление конца сжатия в этом случае будет $p_{c_m} = p_m \cdot (V_m / V_c)^k$. Работа сжатия $L_{mc_m} = (p_{c_m} \cdot V_c - p_m \cdot V_m) / (k-1) = (p_{c_m} \cdot V_c - p_a \cdot V_m) / (k-1)$ происходит на участке $V_m - V_c$ после закрытия впускного клапана. На участке $c - z$ к рабочему телу подводится количество теплоты $Q_{1_m} = h_p \cdot Q_1$, меньше чем при максимальной мощности, причем снижение определяется условием $h_p = (V_a - V_m) / (V_a - V_c)$ за счет потери части заряда. Давление конца подвода теплоты равно $p_{z_m} = I_m \cdot p_{c_m}$, где степень повышения давления I_m в этом случае может быть найдена из уравнения изохоры $Q_{1_m} = V_c \cdot (p_{z_m} - p_{c_m}) / (k-1) = V_c \cdot p_{c_m} \cdot (I_m - 1) / (k-1)$, после преобразования, как $I_m = [h_p \cdot Q_1 \cdot (k-1)] / (V_c \cdot p_{c_m}) - 1$. При расширении $z - b$ совершается полезная работа $L_{zb_m} = (p_{z_m} \cdot V_z - p_{b_m} \cdot V_a) / (k-1)$. Теплоотвод на участке $b - a'$ таков, чтобы давление $p_{a'_m} = p_{c_m} / e^k$, тогда работа сжатия на участке $a' - m$ равна $L_{a'_m} = (p_a \cdot V_m - p_{a'} \cdot V_a) / (k-1)$, а работа цикла составит $L_{ck_m} = L_{zb_m} - L_{a'_m} - L_{mc_m}$. Работа, затрачиваемая на совершение насосных ходов в цикле Миллера, не зависит от количества подводимой теплоты, так как регулирование нагрузки осуществляется без дросселирования на впуске и величина $L_{hx_m} = (p_r - p_a) \cdot (V_a - V_c) = (p_r - p_a) \cdot V_h$ постоянна. Индикаторная работа равна $L_{ck_{mi}} = h_g \cdot L_{ck_m}$, суммарная работа с учетом насосных ходов $L_{su_m} = L_{ck_{im}} - L_{hx_m} = L_{ck_{im}} - (p_r - p_a) \cdot V_h$, а эффективная работа цикла составит

$L_{e,m} = h_{mex} \cdot L_{su,im}$. Соответственно индикаторный и эффективный КПД равны $h_{i,m} = L_{ck,im} / Q_{1,m}$ и $h_{e,m} = L_e / Q_{1,m}$.

Рассмотрим результаты моделирования рабочего процесса Отто и Миллера при изменении коэффициента подведенной теплоты h_p . Исходные данные для расчета приведены в табл.1.

Таблица 1. Исходные данные для расчета.

П а р а м е т р	Обозначение	Значение
Рабочий объем цилиндра, л	V_h	1
Геометрическая степень сжатия	e	9
Показатель адиабаты	k	1,4
Давление на впуске в двигатель, кПа	p_o	100
Коэффициент гидравлического сопротивления на впуске	x_{in}	0,9
Коэффициент гидравлического сопротивления на выпуске	x_{ex}	1,1
Относительный КПД	h_g	0,9
Механический КПД	h_m	0,9
Степень повышения давления при максимальной нагрузке	l	3

В наиболее явной форме сравнение циклов можно провести на основе значений эффективных КПД (рис. 1) в функции нагрузки двигателя. Полной нагрузке соответствует значение коэффициента подведенной теплоты h_p , равное единице и эффективный КПД равен 46% для обоих циклов. При снижении нагрузки, в силу принятых в модели допущений, индикаторный КПД остается неизменным. Эффективный КПД падает, причем для рабочего процесса в основе которого лежит цикл Отто, более существенно (кривая 2), чем для цикла Миллера (кривая 3). При значении коэффициента подведенной теплоты $h_p \cong 0,17$ двигатель с циклом Отто перестает вырабатывать полезную работу, в то время, как эффективный КПД двигателя с циклом Миллера составляет около 33%.

Приведенные данные достаточно красноречиво демонстрируют преимущества цикла Миллера на частичных режимах работы двигателя. Однако значение КПД цикла для различных нагрузок недостаточно для оценки повышения экономичности двигателя в процессе эксплуатации. Расход топлива зависит от мощности и его существенное относительное снижение на частичных нагрузках будет не столь заметно вследствие малых абсолютных значений расхода. Необходимо учитывать частоту вращения коленчатого вала, так как ей пропорционально количество рабочих ходов в единицу времени и, соответственно, расход топлива. И самое основное при эксплуатации, это распределение режимов работы двигателя по времени.

Реальные режимы эксплуатации транспортных двигателей моделируются в методиках испытаний ДВС на моторном стенде, в которых используются различные испытательные циклы. При испытаниях двигателей на соответствие нормам *EURO* на токсичность ОГ используется 13-ступенчатый цикл *ESC* (Правила ЕЭК ООН №96-02 или ГОСТ Р 41.49-2003), включающий 13 установившихся режимов, отличающихся частотой вращения коленчатого вала n и нагрузкой (первые 4 столбца табл.2) [4].

Анализ расчетных зависимостей эффективной работы цикла L_e от коэффициента подведенной теплоты h_p , позволил аппроксимировать линейную связь зависимостями: $L_{e_s} = 658 \cdot h_p - 99$ и $L_{e_m} = 577 \cdot h_p - 18$. Используя их можно вычислить для циклов Отто и Миллера обратные зависимости значения коэффициента подведенной теплоты

$$\eta_{p_s} = \frac{99 + L_{e_s}}{658} = \frac{99 + L_e \cdot P_L / 100}{658}; \quad \eta_{p_m} = \frac{18 + L_{e_m}}{577} = \frac{18 + L_e \cdot P_L / 100}{577},$$

а значит и количества подводимой теплоты $Q_{1pt_s(m)} = h_{p_s(m)} \cdot Q_1$, от относительной нагрузки P_L (4 столбец табл.2).

Количество подводимой теплоты на каждом из режимов корректируется умножением на весовой коэффициент режима k_p и коэффициент кратности q_p , который учитывает изменение числа циклов при изменении частоты вращения реального двигателя. $Q^*_{1pt_s(m)} = k_p \cdot q_p \cdot Q_{1pt_s(m)}$. Для определенности, отношение номинальной частоты вращения, частоты максимального крутящего момента и минимально устойчивой частоты вращения коленчатого вала принято, как $n_{ном}/n_{Mmax}/n_{xx\ min} = 3/2/1$, то есть их кратности численно равны 3, 2 и 1.

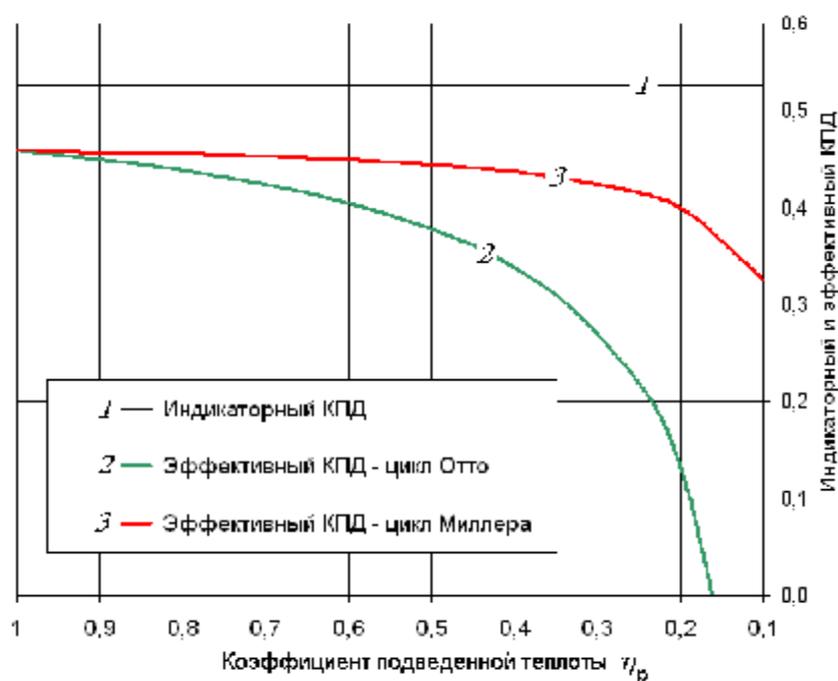


Рис. 1. Индикаторный (1) и эффективные коэффициенты полезного действия рабочих процессов основанных на термодинамических циклах Отто (2) и Миллера (3) в функции коэффициента подведенной теплоты

По сумме затрат теплоты на всех тринадцати режимах испытаний можно оценить эффективность работы двигателя с реализацией определенного рабочего процесса в условиях эксплуатации

$$Q_{13_s} = \sum_{j=1}^{13} k_{p_j} \cdot q_{p_j} \cdot Q_{1pt_s_j} \quad \text{и} \quad Q_{13_m} = \sum_{j=1}^{13} k_{p_j} \cdot q_{p_j} \cdot Q_{1pt_m_j}.$$

Как видно из табл.2 переход от цикла Отто к циклу Миллера при оценке эксплуатационной эффективности действительного цикла по 13-ступенчатому испытательному циклу дает снижение необходимых для выполнения цикла энергозатрат на 7,3% (с 1579 Дж в цикле Отто до 1439 Дж в цикле Миллера).

Таким образом, изменение способа регулирования мощности позволяет достаточно просто повысить эксплуатационную топливную экономичность транспортных ДВС с искровым зажиганием.

Таблица 2. Сопоставление эксплуатационной эффективности двигателей с циклами Отто и Миллера при испытаниях по 13-ступенчатому циклу

№ режима	Частота вращения, (кратность q_p)	“Вес” режима k_p	Относит. нагрузка $P_L, \%$	Эффект. работа $L_{e(s,m)}, \text{Дж}$	$h_{p,m}$	$Q_{1,m}, \text{Дж}$	$Q^*_{1,m}$ с учётом режима, Дж	$h_{p,s}$	$Q_{1,s}, \text{Дж}$	$Q^*_{1,s}$ с учётом режима, Дж
1,7,13	$n_{xx \min}$ (1)	0,0833	0	0	0,031	38,0	9,5	0,15	183	45,7
2	$n_{M\max}$ (2)	0,08	10	60	0,135	165	26,4	0,242	295	47,2
3	$n_{M\max}$ (2)	0,08	25	140	0,274	334	53,4	0,363	443	70,9
4	$n_{M\max}$ (2)	0,08	50	280	0,516	629	100,6	0,576	702	112,3
5	$n_{M\max}$ (2)	0,08	75	419	0,757	923	147,7	0,787	959	153,4
6	$n_{M\max}$ (2)	0,25	100	559	1,0	1219	609,5	1,0	1219	609,5
8	$n_{НОМ}$ (3)	0,10	100	559	1,0	1219	365,7	1,0	1219	365,7
9	$n_{НОМ}$ (3)	0,02	75	419	0,757	923	55,4	0,787	959	57,5
10	$n_{НОМ}$ (3)	0,02	50	280	0,516	629	37,7	0,576	702	42,1
11	$n_{НОМ}$ (3)	0,02	25	140	0,279	334	20	0,363	443	26,7
12	$n_{НОМ}$ (3)	0,02	10	60	0,135	165	9,9	0,242	295	17,7
Σ		1,00					$Q_{13,m} = 1435,8$		$Q_{13,s} = 1548,7$	

Литература:

1. Miller, R.H. Supercharging and Internal Cooling Cycle for High Output, ASME Transactions, Vol. 69, 1947, P. 453-457.
2. Atkinson J. Gas Engine / US Patent No 367496, Issue Date: August 2, 1887
3. Гусаков С.В. Гибридные силовые установки на основе ДВС: Учебное пособие. - Изд-во РУДН, 2008, 207 с.
4. Гусаков С.В., Патрахальцев Н.Н. Планирование, проведение и обработка данных экспериментальных исследований двигателей внутреннего сгорания: Учебное пособие. – М.: Изд-во РУДН, 2004, 167 с.

РАСЧЁТНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПРИМЕНИМОСТИ СВЕРХВЫСОКОЙ СТЕПЕНИ СЖАТИЯ С ПОДВОДОМ ТЕПЛОТЫ В НАЧАЛЕ ТАКТА РАСШИРЕНИЯ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Коломиец П.В., Ложкин М.Н. (Тольяттинский государственный университет)

Предварительное сжатие рабочего тела, как способ повышения эффективности работы ДВС, имеет большое значение для всех типов двигателей. Известно, что чем выше степень сжатия, тем меньше необходимо количества топлива для получения единицы мощности. Поэтому, для достижения высоких эффективных показателей возникает необходимость повышения степени сжатия, однако для дизель-

ных ДВС данное увеличение ограничивается механическими нагрузками на детали КШМ, а для бензиновых ДВС - ещё и детонационным сгоранием.

Использование высокой (до 24 ед.) и сверхвысокой (более 24 ед.) степени сжатия применительно к любому типу ДВС становится возможным при подводе теплоты к рабочему телу в начале такта расширения. В этом случае, в двигателях со сверхвысокими степенями сжатия температура и давление в момент подвода теплоты значительно превышают пределы самовоспламенения, как дизельного топлива, так и бензинов. Это приводит к сокращению периода задержки самовоспламенения топлива и создаёт возможность воспламенения бензинов не электрической искрой, а также самовоспламенением, тем самым создавая условия работы двигателя на различных видах топлива.

Таким образом, пределы увеличения степени сжатия в предлагаемом способе работы ДВС ограничиваются только техническими возможностями, такими как обеспечение стабилизации надпоршневого зазора и размерной цепи всех звеньев КШМ.

В процессе исследования проведены тепловые расчёты четырёхтактных четырёхцилиндровых бензиновых двигателей номинальной мощностью $N_e = 60$ кВт, $n = 4800 \text{ min}^{-1}$, степень сжатия $\epsilon = 34,5$ с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,7$, при запаздывании впрыска топлива $\theta_{впр} = 2^\circ$ пкв после ВМТ; $N_e = 60$ кВт, $n = 4500 \text{ min}^{-1}$, степень сжатия $\epsilon = 30$ с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,6$, при двух моментах впрыска топлива $\theta_{впр} = 2^\circ$ пкв после ВМТ и $\theta_{впр} = 20^\circ$ пкв до ВМТ; четырёхтактного четырёхцилиндрового дизельного двигателя номинальной мощностью $N_e = 45$ кВт, $n = 4500 \text{ min}^{-1}$, степень сжатия $\epsilon = 25$ с коэффициентом избытка воздуха $\alpha = 1,6$, при запаздывании впрыска топлива $\theta_{впр} = 1^\circ$ пкв после ВМТ по методике И.И. Вибе [1]. При расчёте процесса смесеобразования для улучшения его эффективности с целью достижения наиболее полного сгорания в процессе расширения учитывалось наличие вихревой камеры сгорания с интенсивными завихрителями в днище поршня (авт.св. SU 1321868).

В проведённых расчётах показатель характера сгорания «m» и продолжительность сгорания ϕ_z^0 выбирались из условий наибольших значений индикаторного

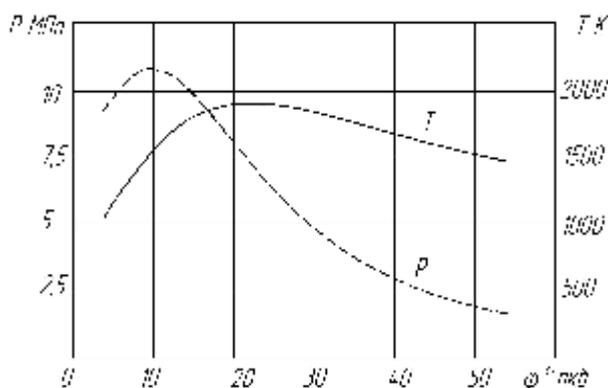


Рис. 1. Расчётные давление и температура при угле впрыска $\theta_{впр} = 2^\circ$ пкв после ВМТ, $\epsilon = 30$

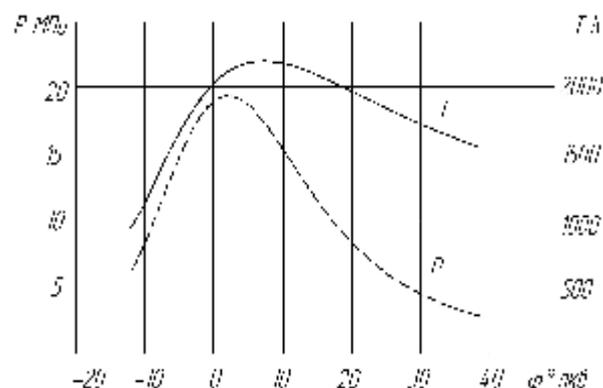


Рис. 2. Расчётные давление и температура при угле впрыска $\theta_{впр} = 20^\circ$ пкв до ВМТ, $\epsilon = 30$

КПД η_i и среднего индикаторного давления P_i при наименьших значениях давления сгорания P_z^{\max} и скорости нарастания давления $\frac{dp}{dj}$.

Для определения среднего индикаторного давления P_i индикаторная работа цикла L_i рассчитывалась графическим методом трапеций в пределах интегрирова-

ния от момента закрытия впускных клапанов до момента открытия выпускных клапанов в соответствии с выбранными фазами газораспределения двигателя типа ВАЗ.

Расчёт процесса сгорания проводился по методике [1] в интервале от начала воспламенения до конца сгорания с шагом в 1° пкв. В результате определено максимальное давление $P_z^{\max} = 11,93$ МПа и температура $T_z^{\max} = 1879$ К процесса сгорания при впрыске $\theta_{\text{впр}} = 2^\circ$ пкв после ВМТ при $\epsilon = 34,5$, при $\epsilon = 30$ - $P_z^{\max} = 10,8$ МПа, $T_z^{\max} = 1815$ К (рис.1). При впрыске топлива до ВМТ равном $\theta_{\text{впр}} = 20^\circ$ пкв при $\epsilon = 30$ получены следующие значения параметров: $P_z^{\max} = 19,75$ МПа, $T_z^{\max} = 2183$ К(рис.2).

При положении поршня в ВМТ определены следующие значения давления и температуры сгорания при впрыске $\theta_{\text{впр}} = 2^\circ$ пкв после ВМТ при $\epsilon = 34,5$, $P_z^{\max} = 10,85$ МПа, $T_z^{\max} = 1117$ К, при $\epsilon = 30$ и $\theta_{\text{впр}} = 2^\circ$ пкв после ВМТ - $P_z^{\max} = 9,25$ МПа, $T_z^{\max} = 1053$ К. При $\epsilon = 30$, $\theta_{\text{впр}} = 20^\circ$ пкв до ВМТ значения параметров составляет $P_z^{\max} = 18,92$ МПа, $T_z^{\max} = 2071$ К.

Из приведённых данных следует, что впрыск топлива после ВМТ в начале процесса расширения снижает механическую и тепловую напряженность рабочего цикла ДВС по сравнению с традиционным двигателем, в котором впрыск топлива осуществляется до ВМТ при одинаково высокой степени сжатия.

Оценка периода задержки самовоспламенения осуществлялась по полуэмпирическому выражению предложенным А.И. Толстовым [2]. Для двигателя со степенью сжатия $\epsilon = 34,5$ и $\theta_{\text{впр}} = 2^\circ$ пкв после ВМТ период задержки воспламенения составляет $\tau_i = 5,13 \cdot 10^{-5}$ с или $\phi_i = 1,5^\circ$ пкв; для двигателя со степенью сжатия $\epsilon = 30$ и $\theta_{\text{впр}} = 2^\circ$ пкв после ВМТ период задержки воспламенения составляет $\tau_i = 7 \cdot 10^{-5}$ с или $\phi_i = 2^\circ$ пкв; для двигателя со степенью сжатия $\epsilon = 30$ и $\theta_{\text{впр}} = 20^\circ$ пкв до ВМТ период задержки воспламенения составляет $\tau_i = 31 \cdot 10^{-5}$ с или $\phi_i = 8^\circ$ пкв.

Из представленных результатов расчёта следует, что более высокая температура сжатого воздуха к началу подачи топлива при $\theta_{\text{впр}} = 2^\circ$ пкв после ВМТ значительно сокращает период задержки воспламенения.

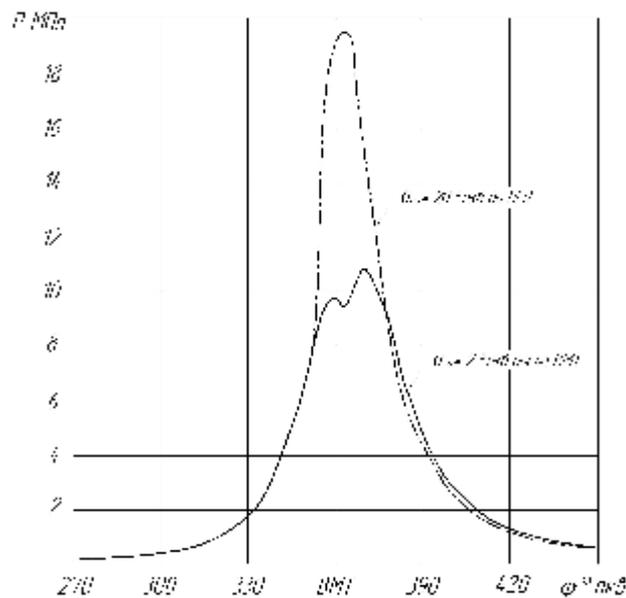


Рис. 3. Влияние угла впрыска топлива на характер изменения индикаторного давления

Проведённый в настоящем исследовании расчёт характеристики тепловыделения по методикам И.И. Вибе, а также Н.В. Иноземцева и В.К. Кошкина [3] показал, что полное сгорание топлива, впрыснутого в начале процесса расширения в ДВС со сверхвысокой степенью сжатия возможно в течение времени соответствующего $\phi_z = 50^\circ$ пкв, т.е. до открытия выпускных клапанов.

Далее по известной методике [4] нами выполнена оценка пусковых качеств рассмотренных двигателей, где определены давление и температура конца процесса сжатия, сопротивление двигателя прокручиванию и мощность электростартера равной $N_{\text{ст}} = 1,5$ кВт при холодном пуске.

По проведённому анализу эффективных показателей можно сделать вывод, о том, что повышение степени сжатия до сверхвысоких величин с подводом тепла в начале процесса расширения приводит к существенному их улучшению. Так, например, для двигателя мощностью $N_e = 60$ кВт, $n = 4800 \text{ min}^{-1}$, степень сжатия $\varepsilon = 34,5$ работающего на составе ТВС $\alpha = 1,7$ расчётным путём получены следующие показатели работы двигателя: среднее эффективное давление $P_e = 0,909$ МПа, эффективный КПД составил $\eta_e = 0,52$, удельный эффективный расход топлива $g_e = 157,6$ г/кВт·ч, которые значительно превышают эффективные показатели в выполненных конструкциях современных автотракторных двигателей.

Обращаясь к техническому обоснованию применимости сверхвысокой степени сжатия с подводом тепла в начале процесса расширения необходимо отметить, что в предлагаемом рабочем цикле воспламенение ТВС происходит по промежуточной схеме между высокотемпературным одностадийным воспламенением характерным для ДВС с принудительным зажиганием и низкотемпературным многостадийным свойственным дизельным ДВС. В предлагаемой схеме воспламенения повышенная температура воздуха значительно превышающая температуру самовоспламенения бензина ($t_{\text{самвосп}} = 330-470$ °С) и дизельного топлива ($t_{\text{самвосп}} = 310-345$ °С) делает возможным разрыв внутримолекулярных связей в молекуле топлива и образование активных радикалов со свободной валентностью, которые могут непосредственно взаимодействовать с молекулой кислорода. Наряду с быстрым испарением, воспламенением и сгоранием капель топлива, образующих факел, происходит процесс распространения пламени из очагов воспламенения в соседние зоны камеры сгорания. При этом предполагается впрыск всей дозы топлива за период, равный около 20 % всей продолжительности сгорания.

Результаты расчётного исследования показали, что впрыск топлива в начале процесса расширения без постороннего зажигания при сверхвысокой степени сжатия, верхней предел которой обусловлен прочностными соображениями, во-первых, значительно улучшает показатели ДВС, а короткий период самовоспламенения позволяет применять топливо широкого фракционного состава с впрыском всей дозы топлива в начале расширения под высоким давлением $P_{\text{впр}} = 150-200$ МПа; во-вторых, максимальное давление P_z^{max} , температура T_z^{max} и скорость нарастания давления снижаются более чем в два раза по сравнению с двигателями в которых подвод теплоты осуществляется традиционно; в третьих, повышать степень сжатия более 35 не рационально по причине чрезмерной механической нагруженности деталей КШМ.

Работа выполнена при поддержке федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 г. (ГК № П 1557).

Литература:

1. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей– М.: Машгиз, 1962. – с. 270с.
2. Шароглазов Б.А. Двигатели внутреннего сгорания: теория, моделирование и расчёт процессов/ Б.А. Шароглазов, М.Ф. Фарафонов, В.В. Клементьев Под ред. Б.А. Шароглазова. Челябинск: Изд-во ЮУрГУ, 2006.-382с.
3. Иноземцев Н.В., Кошкин В.К. Процессы сгорания в двигателях. – М.: Машгиз, 1949. – с. 209
4. Взоров Б.А. Тракторные дизели: Справочник / Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян Под ред. Н.И. Взорова. М.: Машиностроение, 1981.- 535с.

ИЗУЧЕНИЕ ПРИЧИН МЦН В ДВИГАТЕЛЯХ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ НА РЕЖИМЕ ХОЛОСТОГО ХОДА

Костычев В. Н., Приходьков К. В., Федянов Е. А., Шумский С. Н. (Волгоградский государственный технический университет);

Двигатели автомобилей в условиях современного городского движения значительную часть времени работают на холостом ходу. Режим холостого хода является особо неблагоприятным для сгорания топлива: велика доля остаточных газов, низок коэффициент наполнения, недостаточна интенсивность турбулентности. На этом режиме становится особенно заметной негативная роль межциклового неидентичности (МЦН) рабочего процесса, свойственной двигателям легкого топлива с искровым зажиганием. Для обеспечения устойчивой работы двигателя на холостом ходу приходится или обогащать топливовоздушную смесь, что ведет к повышению содержания оксида углерода в отработавших газах, или увеличивать частоту вращения коленчатого вала, вследствие чего возрастает расход топлива.

Снижение уровня МЦН на холостом ходу является важной задачей, решение которой позволит уменьшить эксплуатационный расход топлива автомобилем в городских условиях движения, а также снизить выбросы вредных веществ в атмосферу.

Для решения этой задачи необходимо знать физическую природу МЦН и особенности её проявления на режиме холостого хода. Для изучения таких особенностей нами проведены теоретические и экспериментальные исследования. Теоретические исследования выполнены на основе стохастического математического моделирования рабочего процесса двигателя.

Стохастическая математическая модель, созданная для такого исследования, объединяет математические модели индикаторного процесса и процесса образования и развития начального очага (НО) горения. Последняя позволяет воспроизводить случайные вариации в динамике развития НО, которые, как известно [2], определяют стохастичность протекания всего процесса горения. В отличие от ранее проведенных в ВолгГТУ исследований [1], модель образования и развития НО дополнена описанием процесса формирования ядра воспламенения в результате выделения энергии емкостной фазы разряда. Это позволило исследовать влияние вариаций энергии емкостной фазы разряда, обусловленных случайными изменениями величины пробивного напряжения.

Расчет индикаторного процесса по двузонной математической модели позволял определять не только индикаторную работу каждого цикла, но и параметры остаточных газов для последующего рабочего цикла.

В результате теоретических исследований установлено, что на уровень МЦН на холостом ходу существенное влияние оказывают не только турбулентность и вариации коэффициента избытка воздуха, но и случайные межцикловые различия в пробивных напряжениях.

Так, уменьшение коэффициента вариации пробивного напряжения с 12% (характерно для режима холостого хода) до 10% приводит к снижению коэффициента вариации времени формирования НО с 54% до 43%.

Следует отметить, что негативная роль вариаций коэффициента избытка воздуха усиливается по мере обеднения. При обеднении смеси от $\alpha=0,95$ до $\alpha=1,05$ и коэффициенте вариации этой величины равным 0,1 разброс энергий среднего индикаторного давления в цикле возрастает в 1,5 раза.

Вариации коэффициента остаточных газов, как показали проведенные исследования, не оказывают непосредственного влияния на уровень МЦН, однако повышение доли таких газов в рабочей смеси приводит к росту нестабильности пробивного напряжения.

Существенное влияние вариаций пробивного напряжения в межэлектродном зазоре свечи зажигания на МЦН воспламенения и сгорания на холостом ходу обусловлено тем, что при значительной забалластированности топливовоздушной смеси усиливается роль энергии искрового разряда в тепловом балансе НО.

Случайные межцикловые изменения величины пробивного напряжения и, собственно, энергии, выделяющейся в емкостной фазе искрового разряда, связаны, в том числе, со случайными вариациями состояния и скорости движения газа в межэлектродном зазоре.

Так как в условиях камеры сгорания двигателя движение газа в межэлектродном зазоре определяется, в первую очередь, интенсивностью турбулентности, то было изучено на специально созданной установке влияние интенсивности турбулентности на параметры искрового разряда. Эксперименты подтвердили существенное влияние турбулентности на вариации пробивного напряжения. При этом установлено, что при неизменной интенсивности турбулентности заметное влияние на величину вариаций пробивного напряжения оказывает ориентация бокового электрода свечи зажигания относительно направления потока.

Экспериментальная проверка возможности снижения нестабильности пробивного напряжения и, соответственно, уровня МЦН путем выбора положения бокового электрода относительно потока газа выполнена на двигателе ВАЗ 21083, установленном на испытательном стенде.

МЦН оценивалась по вариациям частоты вращения коленчатого вала. Положение электродов свечи задавалось с помощью изменения толщины проставки между свечой зажигания и головкой блока цилиндров.

На рис.1 приведена построенная на основе результатов экспериментов гистограмма, иллюстрирующая изменение коэффициента вариации в зависимости от угловой координаты бокового электрода. За нулевое было принято такое положение свечи, при котором стойка бокового электрода расположена диаметрально противоположно от впускного клапана.

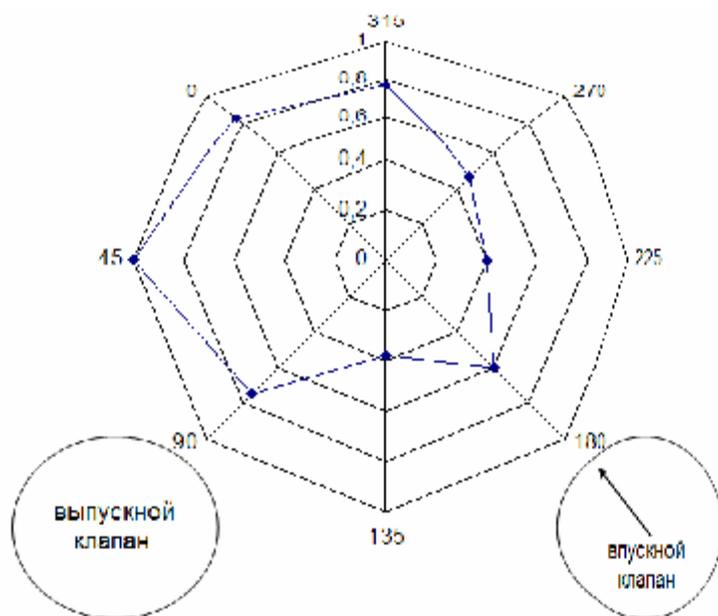


Рис.1. Влияние положения бокового электрода на межцикловую неидентичность работы двигателя

Как видно, изменением положения бокового электрода относительно направления потока газа в камере сгорания можно обеспечить снижение уровня МЦН на холостом ходу на 60%.

Литература:

1. Злотин, Г.Н. Моделирование стохастичности воздействия турбулентности на развитие начального очага горения при искровом зажигании / Г. Н. Злотин, А. Ю. Свитачев, Е. А. Федянов // Химическая физика. 2001. Т.20, № 7. С. 105-111.
2. Young, M.B. Cyclic Dispersion in the Homogeneous Charge Spark Ignition Engine - A Literature Survey //SAE Paper. -1981. -N.810020.-P.1-20

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ НА РЕЖИМАХ И ХАРАКТЕРИСТИКАХ ПОСТОЯННОЙ МОЩНОСТИ

Матиевский Г.Д., Кулманаков С.П. (Алтайский государственный технический университет им.И.И.Ползунова)

Выбор режимов и характеристик работы двигателя, согласованных с потребителем, является одним из средств достижения ряда преимуществ двигателя и энергоустановки в целом по эксплуатационному расходу топлива, упрощению конструкции, облегчению труда оператора, лучшему «восприятию» переменных нагрузок и др. К таким режимам и характеристикам можно отнести режимы и характеристики постоянной мощности.

Они объединяются условием сохранения постоянной мощности при определенных сочетаниях параметров ее определяющих, которые вытекают из формулы эффективной мощности

$$N_e = \frac{v g_m \cdot n \cdot i}{t} h_e = const,$$

где v – постоянная, τ – тактность, g_m – цикловая подача топлива, n – частота вращения вала, η_e – эффективный КПД.

Рассмотрим вариант сочетания цикловой подачи, частоты вращения и эффективного КПД, обеспечивающего получение постоянной мощности при изменении частоты вращения коленчатого вала, то есть по сути работу двигателя по скоростной характеристике постоянной мощности $N_e = const$. Внимание исследователей к этим характеристикам вызвано возможностью получения высоких значений коэффициента приспособляемости $K_n \geq 1,4$ и ряда преимуществ, отмеченных выше, для двигателей промышленного и сельскохозяйственного назначения при работе в условиях переменной нагрузки [1]. Двигатели с коэффициентом приспособляемости $K_n \geq 1,4$ получили название двигателей постоянной мощности (ДПМ).

Известны два направления в осуществлении работы дизеля с коэффициентом приспособляемости $K_n \geq 1,4$.

Первое – это в ДПМ, у которых скоростная характеристика $N_e = const$ с уровнем мощности $N_{e\ const}$, равной номинальной мощности $N_{e\ ном}$, является внешней скоростной характеристикой.

Второе – это в традиционном двигателе, способном работать по характеристике $N_e = const$ с уровнем мощности $N_{e\ const}$, меньшим номинальной, и являющейся частичной скоростной характеристикой [2]. Такие двигатели получили название двигателей с двумя уровнями мощности на номинальном скоростном режиме. Первый уровень – номинальная мощность двигателя, второй – $N_{e\ const}$.

Более просто решается перестройка двигателя в двигатель с двумя уровнями мощности. Она в основном ограничивается изменением в системе топливоподачи. Существенно больший объем изменений необходим при создании ДПМ, так как в этом варианте необходима корректировка и системы топливоподачи, и системы воздухообеспечения.

В последнее время проявляется повышенный интерес к работе на режимах постоянной мощности двигатель-генераторных установок (ДГУ) в составе многофункциональных энергетических комплексов (МЭК) модульного типа, включающих гибридные энергоустановки [3]. Особенностью работы ДГУ в составе МЭК является получение заданной мощности на оптимальном (по расходу топлива) скоростном режиме с частотой n , меньшей номинальной. Работа на пониженных частотах открывает возможность получения и ряда других преимуществ: снижение шума и вибрации, повышение надежности, уменьшение износа и др.

В данном докладе излагаются результаты исследований мощностных и экономических показателей двигателя с двумя уровнями мощности, а также по оптимизации скоростного режима работы двигателя по минимальному расходу топлива при условии $N_e = const$.

Теоретический и практический интерес представляет решение следующих вопросов:

- установление зависимости коэффициента приспособляемости K_{Π} от частоты вращения вала и определение значения мощности $N_{e\ const}$, при котором коэффициент $K_{\Pi} = 1,4$;

- выявление оптимальной частоты n_{opt} , при которой достигается минимум расхода топлива и отыскание алгоритма ее зависимости от заданного значения мощности $N_{e\ const}$;

- проведение анализа изменения эффективного расхода топлива по частоте n с использованием нагрузочной характеристики номинального скоростного режима, установление достигаемого потенциального эффекта в снижении расхода топлива и определение диапазона мощностей, в котором работа двигателя по характеристике постоянной мощности будет осуществляться без ухудшения топливной экономичности.

Предлагается методика решения сформулированных вопросов по заданной графически или аналитически аппроксимационными зависимостями мощности и удельного эффективного расхода топлива по внешней скоростной характеристике. В качестве гипотезы, на которой основана оптимизация частоты n , положено допущение, достаточно хорошо подтверждаемое практикой, о существовании минимума эффективного расхода топлива по нагрузочной характеристике на каждой частоте n при нагрузке, составляющей $0,7 \div 0,8$ от полной [4].

При таком подходе определение оптимальной частоты сводится к отысканию частоты, при которой нагрузка двигателя составляет $(0,7 \div 0,8)$ от полной $N_{e\ const}$ для заданного уровня мощности (по внешней характеристике).

На рисунке 1 приведен график зависимости оптимальной, по расходу топлива, относительной частоты \bar{n}_{opt} от относительной мощности $\bar{N}_{e\ const}$, соответственно, по отношению к номинальным частоте и мощности $N_{e\ ном}$. Как видим, предусматривается сохранение номинальной частоты при уменьшении мощности до $0,8N_{e\ ном}$. Дальнейшее снижение мощности $\bar{N}_{e\ const}$ требует снижения частоты \bar{n}_{opt} в соответствии с зависимостью на рисунке.

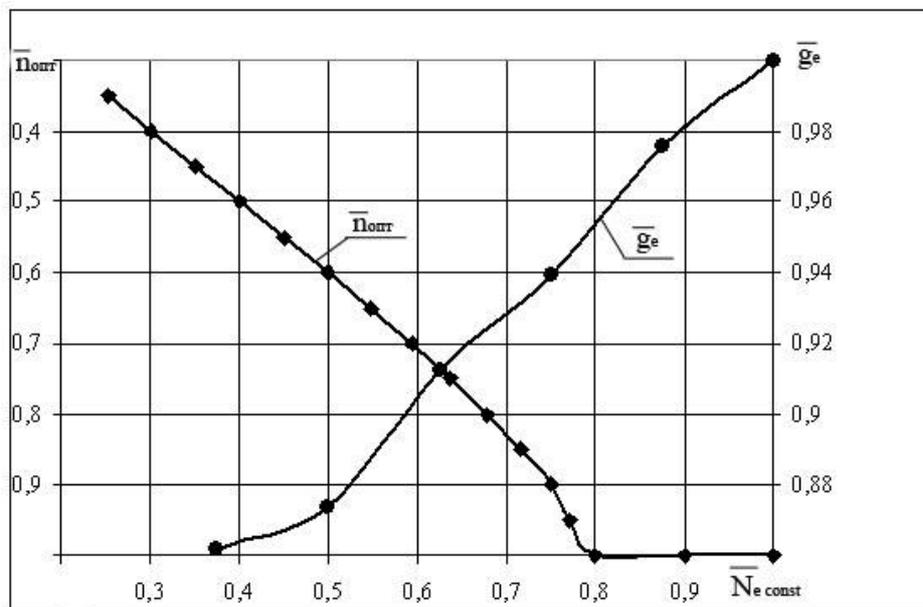


Рис.1. Оптимальная частота вращения коленвала и потенциальный эффект снижения расхода топлива (дизель А-01МСИ).

Предложенную зависимость можно использовать при разработке алгоритма оптимизации частоты дизеля в составе ДГУ с учетом характеристик потребителя (генератора).

На этом же рисунке представлен график потенциального снижения расхода топлива $\bar{g}_e = f(\bar{N}_{e\ const})$. Коэффициент \bar{g}_e представляет отношение расхода топлива при оптимальной частоте к расходу по нагрузочной характеристике на номинальной частоте при условии равенства мощностей. График отображает значительное влияние оптимизации частоты на снижение расхода топлива и ее рост по мере уменьшения мощности двигателя. При мощностях меньших $0,6 N_{e\ ном}$ снижение расхода превышает 10 %.

Результатами выполненной работы подтверждается правомочность использования предлагаемой методики для анализа режимов и характеристик постоянной мощности дизелей.

Практический интерес представляют следующие обобщенные выводы:

- наиболее просто, без больших переделок двигателя, в основном корректировкой топливоподачи, можно реализовать характеристику постоянной мощности с уровнем $N_{e\ const} = (0,75 \div 0,80)N_{e\ ном}$, коэффициентом приспособляемости $K_n = 1,4$ и лучшими (на 2÷3)% показателями по эффективному расходу топлива в сравнении с расходом по внешней скоростной характеристике;

- дальнейшее увеличение мощности $N_{e\ const}$ в интервале $(0,75 \div 1,0)N_{e\ ном}$ и сохранение коэффициента $K_n \geq 1,4$ связано с возрастанием объема необходимых изменений, вносимых не только в систему топливоподачи, но и в систему воздухообеспечения;

- характеристики $N_e = const$ мощностью менее $(0,75 \div 0,80)N_{e\ ном}$ нецелесообразны по причине увеличения эффективного расхода топлива;

- для уровня мощностей $N_{e\ const} \leq 0,75N_{e\ ном}$, используя предложенные зависимости по оптимизации скоростного режима, можно достичь заметной экономии топлива, существенно возрастающей с уменьшением мощности $N_{e\ const}$

Полученные выводы обладают определенной универсальностью, так как основаны на обработке среднестатистической внешней скоростной характеристики, полученной обобщением большого экспериментального материала, и построены в относительных величинах.

Литература:

1 Тягово-динамические качества сельскохозяйственных тракторов с двигателями постоянной мощности /ЦНИИТЭИтракторсельхозмаш. Серия «Тракторы, самоходные шасси и двигатели, агрегаты и узлы».- Вып.11.- М.- 1980.- 40 с.

2 Матиевский Г.Д. Анализ показателей работы дизеля по характеристике постоянной мощности /Г.Д. Матиевский, С.П. Кулманакон //Ползуновский вестник.- №1.- 2010.- С. 13-20.

3 Алешков О.А. Повышение топливной экономичности многофункционального энерготехнологического комплекса оптимизацией скоростного режима первичного дизельного двигателя в его составе /О.А. Алешков, А.А. Малоземов //Ползуновский вестник.- 2009.- № 1-2.- С. 199-209.

4 Луканин В.Н. Двигатели внутреннего сгорания: теория рабочих процессов: учебник для вузов /В.Н. Луканин, К.А. Морозов, А.С. Хачиян и др; под ред. В.Н. Луканина.- М.: Высшая школа, 2005.- 479 с.

ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЕТА ВПУСКА В ЦИЛИНДР

Гришин Ю.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Для организации численного расчета газообмена поршневого двигателя при впуске в цилиндр, например, методом распада произвольного разрыва, необходимо задание соответствующих граничных условий (ГУ) на впускном клапане.

В рассматриваемый момент времени расчета нестационарного течения известными являются:

1. Из экспериментальных продувок зависимость эффективной площади проходного сечения клапана $\mu F_k = f(\alpha)$, α – угол поворота коленчатого вала, или $f(h)$, h - ход открытия клапана; F_T - площадь проходного сечения на входе в клапанный канал (площадь проходного сечения соответствующего коллекторного патрубка). Можно сразу обозначить: $\bar{f} = \mu F_k / F_T$ (рис.1);

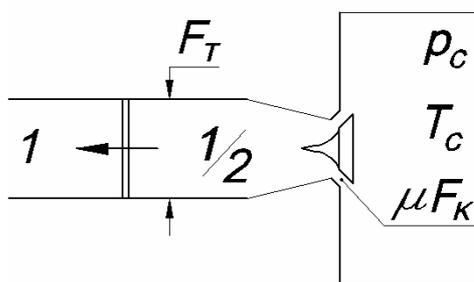


Рис.1. К расчету граничных условий на впускном клапане

2. Текущее давление в цилиндре $p_c = p_c^*$;

3. Параметры численного расчета в патрубке в первой ячейке: давление p_1 , плотность ρ_1 , скорость u_1 ;

Требуется определить потоковые параметры через границу у клапана: $p_{1/2}$, $\rho_{1/2}$, $u_{1/2}$.

Примем рациональные допущения:

1. Течение на коротком участке ГУ считается адиабатным, т.е. лишенным теплообмена с окружающей средой, тогда для температуры имеем: $T_{1/2}^* = T_c^*$.

2. Канал перед впускным клапаном и в самой клапанной щели является конфузорным, и на этом коротком участке потери незначительны. Коэффициент μ ($\mu < 1$) при этом фактически учитывает не столько потери, сколько неравномерность загрузки потоком клапанной щели (сечение κ). Поэтому $p_{1/2}^* = p_{\kappa}^*$.

3. При переходе через фронт отраженной от клапана элементарной простой волны скорость звука изменяется незначительно (при линеаризованном, «акустическом» расчете методом РПР это допущение и так используется). Поэтому для критической скорости звука $a_{кр}$ в зонах $1/2$ и 1 можно записать

$$a_{1/2\partial\partial} = a_{1\partial\partial} = a_{\partial\partial} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_1^*} = \sqrt{\frac{2kR}{k+1} \frac{T_1}{t(I_1)}} \quad (1)$$

Значение скоростей выражается с использованием параметра приведенной скорости λ :

$$u = a_{\partial\partial} \lambda. \quad (2)$$

Основные расчетные соотношения.

Для перехода через фронт отраженной от клапана элементарной волны имеем:

$$p_{1/2} - p_1 = (u_1 - u_{1/2}) a_1 r_1 \quad (3)$$

или иначе:

$$p_{1/2} = p_1 + u_1 a_1 r_1 - a_{\partial\partial} \lambda_{1/2} a_1 r_1. \quad (4)$$

Расход между сечениями $1/2$ и клапанной щели с использованием газодинамических функций [1]:

$$m \frac{F_T p_{1/2}^* q(I_{1/2})}{\sqrt{T_{1/2}^*}} = m \frac{m F_{\partial} p_{\partial}^* q(I_{\partial})}{\sqrt{T_{\partial}^*}}$$

или иначе

$$m \frac{F_T p_{1/2} y(I_{1/2})}{\sqrt{T_{1/2}^*}} = m \frac{m F_{\partial} p_{\partial} y(I_{\partial})}{\sqrt{T_{\partial}^*}}.$$

С учетом допущений 1 и 2 соответственно:

$$q(I_{1/2}) = \bar{f} q(I_{\partial}); \quad (5)$$

$$p_{1/2} y(I_{1/2}) = p_{\partial} \bar{f} y(I_{\partial}). \quad (6)$$

Вначале следует определить направление течения через клапан.

При подстановке в уравнение (3) в качестве граничного p величины давления, равного значению текущего давления в цилиндре $p_{\kappa} = p_c$, получим некоторое предварительное значение скорости

$$u_{1/2n} = u_1 + \frac{p_1 - p_c}{a_1 r_1}, \quad (7)$$

которое определяет направление течения через клапан.

Если $u_{1/2n} \geq 0$, то происходит втекание из патрубка в цилиндр.

Если $u_{1/2n} < 0$, то имеем режим заброса отработавших газов из цилиндра в систему впуска.

При втекании возможно наступление критического режима. Определим момент момента наступления критики ($\lambda_{\kappa} = 1$). В этот момент из (5) будем иметь:

$$q(I_{1/2\partial\partial}) = \bar{f}, \quad (8)$$

откуда с помощью итераций или, заменяя функцию q уравнением 3-й степени от λ и отыскивая его корень в реальном диапазоне $0 \dots 1$, определим $\lambda_{1/2кр}$.

Подставим это значение в (4):

$$p_{1/2\dot{\epsilon}\dot{\delta}} = p_1 + u_1 a_1 r_1 - a_{kp} I_{1/2\dot{\epsilon}\dot{\delta}} a_1 r_1. \quad (9)$$

Поскольку в докритическом режиме и в момент наступления критики $p_k = p_c$, из (6) для значения давления в цилиндре, соответствующего моменту критики, имеем:

$$p_{c\dot{\epsilon}\dot{\delta}} = \frac{p_{1/2\dot{\epsilon}\dot{\delta}} y(I_{1/2\dot{\epsilon}\dot{\delta}})}{y(I_k = 1) \bar{f}} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \frac{p_{1/2\dot{\epsilon}\dot{\delta}} y(I_{1/2\dot{\epsilon}\dot{\delta}})}{\bar{f}}. \quad (10)$$

Очевидно, при $p_c < p_{cкр}$ необходим расчет по методике сверхкритического перепада давления, когда фиксируется $\lambda_k = 1$, а при $p_c \geq p_{cкр}$ используются методика докритического расчета.

Докритический расчет.

Необходимо проведение итераций. Целесообразно задаваться значениями λ_k в диапазоне $[0; 1]$. С помощью (5) находим $\lambda_{1/2}$, затем, с помощью (2) - $u_{1/2}$.

Поскольку потери в клапанном канале отсутствуют, и $p_k = p_c$,

$$p_{1/2} = p_c \frac{p(I_{1/2})}{p(I_k)}. \quad (11)$$

Найденные $p_{1/2}$ и $u_{1/2}$ подставляются в (3). Равенство должно выполняться с наперед заданной точностью. В противном случае выполнять пересчет до выполнения равенства (3).

Сверхкритический расчет.

Поскольку приведенная скорость в клапанной щели λ_k на этом режиме будет равна единице при любом сверхкритическом перепаде давлений, для определения $\lambda_{1/2}$ и $p_{1/2}$ будут справедливы уравнения (8) и (9).

Литература:

5. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч.1.- М.: Наука. Гл. ред. физ.- мат. лит., 1991.-600 с.

ГРАНИЧНЫЕ УСЛОВИЯ ДЛЯ ЧИСЛЕННОГО РАСЧЕТА ВЫПУСКА ИЗ ЦИЛИНДРА

Гришин Ю.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

При расчете нестационарного истечения из цилиндра поршневого двигателя в выпускной трубопровод необходимо задание граничных условий (ГУ) на выпускном клапане, которые учитывают движение элементарных волн от клапана по трубопроводу.

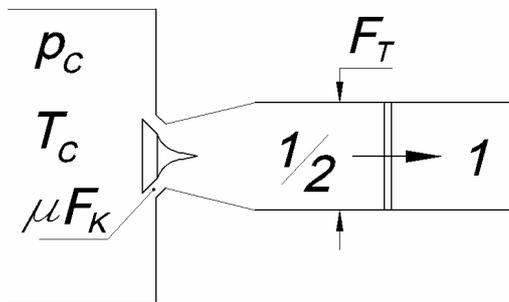


Рис.1. К расчету граничных условий на выпускном клапане

Для расчетного момента времени известными являются:

1. Из экспериментальных продувок зависимость эффективной площади проходного сечения клапана $\mu F_k = f(\alpha)$, α – угол поворота коленчатого вала, или $f(h)$, где h – ход открытия клапана; F_T – площадь проходного сечения на выходе из клапанного канала, равная площади проходного сечения трубопровода. Можно сразу обозначить: $\bar{f} = mF_k / F_T$ (рис.1).

2. Текущие основные параметры в цилиндре: давление $p_c = p_c^*$ и температура $T_c = T_c^*$;

3. Параметры p_1 – давление, ρ_1 , – плотность и u_1 – скорость в первой ячейке расчетной сетки.

Для организации шага численного расчета необходимо определить потоковые параметры через границу у клапана: $p_{1/2}$, $\rho_{1/2}$, $u_{1/2}$.

При описании процесса необходимо принять рациональные допущения:

1. Будем считать, что сужение потока за клапанной щелью задается величиной μF_k . Параметры в этом узком сечении будем обозначать индексом m .

2. От этого проходного сечения до сечения присоединения к стенкам выпускной трубы F_T поток на докритическом режиме, включая момент наступления критического режима, движется с потерями, соответствующими потерям внезапного расширения.

3. Течение на коротком участке ГУ считается адиабатным, т.е. лишенным теплообмена с окружающей средой, тогда $T_c = T_m^* = T_{1/2}^*$, и для расчетных сечений m и $1/2$:

$$a_{\hat{e}pm} = a_{\hat{e}p1/2} = a_{\hat{e}p} = \sqrt{\frac{2k}{k+1} RT_c}. \quad (1)$$

Для записи соответствующих значений скоростей используется параметр приведенной скорости λ :

$$u = a_{\hat{e}0} \lambda. \quad (2)$$

Основные расчетные соотношения.

Для перехода через фронт волны:

$$p_{1/2} - p_1 = (u_{1/2} - u_1) a_1 r_1, \quad (3)$$

или иначе:

$$p_{1/2} = a_{\hat{e}0} \lambda_{1/2} a_1 r_1 + p_1 - u_1 a_1 r_1. \quad (4)$$

Расход между сечениями m и $1/2$: с использованием газодинамических функций [1]:

$$m \frac{mF_{\hat{e}} p_m^* q(I_m)}{\sqrt{T_m^*}} = m \frac{F_T p_{1/2}^* q(I_{1/2})}{\sqrt{T_{1/2}^*}} = m \frac{F_T p_{1/2} q(I_{1/2})}{p(I_{1/2}) \sqrt{T_{1/2}^*}} = m \frac{F_T p_{1/2} y(I_{1/2})}{\sqrt{T_{1/2}^*}},$$

или, иначе:

$$p_c \bar{f} q(I_m) = p_{1/2} y(I_{1/2}). \quad (5)$$

Уравнение импульсов для внезапного расширения от m до $1/2$:

$$z(I_{1/2}) = z(I_m) + \left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} \frac{1}{y(I_m)} \left(\frac{1}{\bar{f}} - 1 \right). \quad (6)$$

Если известен скоростной коэффициент $j = \frac{I_{1/2}}{I_{1/2t}} = \frac{u_{1/2}}{u_{1/2t}}$, то:

$$u_{1/2} = j \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_c \left[1 - \left(\frac{p_{1/2}}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (7)$$

После определения $u_{1/2}$, $p_{1/2}$ для численного расчета надо знать $\rho_{1/2}$:

$$r_{1/2} = \frac{P_{1/2}}{RT_{1/2}} = \frac{P_{1/2}}{RT_c t(I_{1/2})}. \quad (8)$$

Определение момента наступления критического режима истечения ($\lambda_m = I$).

Из (6) будем иметь:

$$z(I_{1/2\hat{e}\hat{o}}) = 2 + \frac{2}{k+1} \left(\frac{1}{\bar{f}} - 1 \right) \quad (9)$$

и, в соответствии со значением функции,

$$I_{1/2\hat{e}\hat{o}} = \frac{z(I_{1/2\hat{e}\hat{o}}) - \sqrt{[z(I_{1/2\hat{e}\hat{o}})]^2 - 4}}{2}. \quad (10)$$

Из (5) получится:

$$p_{1/2\hat{e}\hat{o}} = \frac{p_c \bar{f}}{y(I_{1/2\hat{e}\hat{o}})}. \quad (11)$$

Приравнявая (4) и (11), получим расчетное уравнение для определения давления в цилиндре $p_{скр}$ при соответствующих исходных данных в момент наступления критики:

$$p_{c\hat{e}\hat{o}} = \frac{1}{\bar{f}} y(I_{1/2\hat{e}\hat{o}}) (a_{\hat{e}\hat{o}} I_{1/2} a_1 r_1 + p_1 - u_1 a_1 r_1). \quad (12)$$

Очевидно, при $p_c > p_{скр}$ необходим расчет по специальной методике сверхкритического перепада давления, когда фиксируется $\lambda_m = I$, при $p_c \leq p_{скр}$ используются методики докритического расчета.

Для момента наступления критики необходимо определить еще скоростной коэффициент $\varphi_{кр}$. В предположении идеального течения с тем же перепадом да-

вления $\frac{P_{1/2}}{p_c}$ имеем

$$p(I_{1/2t}) = \frac{P_{1/2}}{p_c}, \text{ откуда} \quad (13)$$

$$I_{1/2t} = \sqrt{\frac{k+1}{k-1} \left[1 - \left(\frac{P_{1/2}}{p_c} \right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \text{ Тогда} \quad (14)$$

$$j_{\hat{e}\hat{o}} = \frac{I_{1/2}}{I_{1/2t}}. \quad (15)$$

Сверхкритический расчет.

Из (5) имеем:

$$p_{1/2} = \frac{p_c \bar{f}}{y(I_{1/2})}. \quad (16)$$

Расписав значение $y(\lambda)$ и, используя (4), получим расчетное уравнение

$$\frac{p_c \bar{f} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} I_{1/2}^2 \right)}{\left(\frac{k+1}{2} \right)^{\frac{1}{k-1}} I_{1/2}} = a_{\hat{e}\hat{o}} I_{1/2} a_1 r_1 + p_1 - u_1 a_1 r_1. \quad (17)$$

Обозначим

$$\left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} a_{\varepsilon\delta} a_1 r_1 = A; \quad \left(\frac{k+1}{2}\right)^{\frac{1}{k-1}} (p_1 - u_1 a_1 r_1) = B; \quad \bar{f} \frac{k-1}{k+1} = C;$$

$\frac{B}{A + p_c C} = P; \frac{p_c \bar{f}}{A + p_c C} = Q$, тогда получим формулу для определения $\lambda_{1/2}$:

$$I_{1/2} = -\frac{P}{2} + \sqrt{\left(\frac{P}{2}\right)^2 + Q}. \quad (18)$$

Теперь с помощью (16) можно определить $p_{1/2}$.

Упрощенный докритический расчет.

Зафиксируем для всего докритического диапазона значение $\varphi_{кр}$.

Выразим из (3) значение $u_{1/2}$ и используем (7), тогда получим расчетное уравнение

$$\frac{p_{1/2} - p_1}{a_1 r_1} + u_1 = j_{\varepsilon\delta} \sqrt{\frac{2k}{k-1} RT_c \left[1 - \left(\frac{p_{1/2}}{p_c}\right)^{\frac{k-1}{k}} \right]}. \quad (19)$$

Решая его методом последовательных приближений, определим $p_{1/2}$, затем, с помощью (3) - $u_{1/2}$, второй искомый параметр.

Точный докритический расчет.

Методом итераций решается система уравнений (4,5,6). При этом целесообразно задаваться значениями λ_m в диапазоне $[0; 1]$.

В результате преобразования (6) получим:

$$z(I_{1/2}) = \frac{1}{I_m \bar{f}} + \frac{I_m}{k+1} \left(2k - \frac{k-1}{\bar{f}} \right). \quad (20)$$

откуда

$$I_{1/2} = \frac{z(I_{1/2}) - \sqrt{[z(I_{1/2})]^2 - 4}}{2}. \quad (21)$$

Из (5) в результате подстановки записей ГДФ имеем:

$$p_{1/2} = p_c \bar{f} \frac{I_m}{I_{1/2}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} I_m^2 \right)^{\frac{1}{k-1}} \left(1 - \frac{k-1}{k+1} I_{1/2}^2 \right). \quad (22)$$

Задаваясь значениями λ_m получим последовательно $z(\lambda_{1/2})$, $\lambda_{1/2}$ и $p_{1/2}$. Полученные $\lambda_{1/2}$ и $p_{1/2}$ должны удовлетворять уравнению (4). При невыполнении условия необходимо задаваться новыми значениями λ_m в диапазоне $[0; 1]$.

С помощью уравнений (13), (14) и (15) после определения параметров $\lambda_{1/2}$ и $p_{1/2}$ можно найти точные значения φ . Расчетные исследования показали, что во всем докритическом диапазоне точные φ отличаются от фиксированных для момента критики $\varphi_{кр}$ не более, чем на 3%. И наибольшие различия имеют место при малых расходах, т.е. при небольших открытиях клапана, что не приведет к заметным ошибкам в расчетах.

Таким образом, для расчета докритического истечения целесообразно использовать упрощенную методику, пользуясь фиксированными $\varphi_{кр}$.

Литература:

1. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. В 2 ч. Ч.1.- М.: Наука. Гл. ред. физ.- мат. лит., 1991.-600 с.

ВЛИЯНИЕ ИМПУЛЬСНОГО КОРОННОГО РАЗРЯДА НА СОДЕРЖАНИЕ ОКСИДОВ АЗОТА В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ

Марченко А.П., Бойко Н.И., Осетров А.А. (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»)

Оксиды азота NO_x наряду с твердыми частицами являются наиболее опасными нормируемыми компонентами отработавших газов (ОГ) дизельных ДВС [1-3]. Поэтому вопросам борьбы с выбросами NO_x уделяется большое внимание.

Известные способы уменьшения эмиссии NO часто ухудшают термодинамический КПД цикла, требуют больших затрат на восстановление NO в нейтрализаторах, либо мало эффективны.

В последние годы появились работы, в которых рассматривается воздействие на продукты сгорания электрических разрядов, например, коронного разряда и барьерного разряда [4-6]. В данной работе рассматривается воздействие импульсного коронного разряда (ИКР) на оксиды азота, монооксид углерода и молекулярный кислород, содержащиеся в отработавших газах дизельного двигателя 4ЧН12/14.

Схема экспериментального стенда показана на рис. 1. Из выхлопной системы дизеля отбирались отработавшие газы для их обработки импульсным коронным разрядом. Расход газов через реактор изменялся с помощью регулировочного крана 8. На выходе из реактора газоанализатором Окси-5М производилось измерение объемного содержания в ОГ O_2 , CO , NO и NO_2 , а также рассчитывалась сумма $\text{NO}_x = \text{NO} + \text{NO}_2$.

Испытания проводились на установившихся режимах работы двигателя, представленных в табл. 1. После проведения цикла испытаний изменяли угол опережения впрыскивания θ и цикл повторяли. Эксперименты проводились при двух значениях θ – 18 и 23,5 гр. п.к.в. до ВМТ.

Табл. 1. Режимы работы дизеля.

№№ режимов	1	2	3	4	5
Ne, кВт	6,43	6,98	46,25	50,31	70,68
n, мин ⁻¹	1750	1900	1750	1900	1750

На каждом режиме измерялось содержание компонентов в ОГ при выключенном реакторе. Затем реактор включали и производили повторные измерения. Цикл измерений повторяли при выключенном и включенном реакторе.

Зависимости концентраций компонентов отработавших газов от эффективной мощности при углах опережения впрыскивания 18 и 23,5 гр. п.к.в. до ВМТ показаны соответственно на рис. 2 и 3.

При каждом включении реактора ИКР концентрации монооксида углерода, монооксида и диоксида азота начинали изменяться и стабилизировались за период около 30 с. В то же время концентрация молекулярного кислорода в отработавших газах практически не изменялась. Тенденция влияния ИКР на эту концентрацию в условиях данного эксперимента не выявлена.

Зато обнаружено однозначное влияние ИКР на содержание в ОГ CO , NO и NO_2 . Видно, что концентрация CO увеличивается на 2-20 чнм (в 1,01–1,08 раза), NO_2 увеличивается на 40-60 чнм (в 1,7–2,4 раза), а NO уменьшается на 70–130 чнм (в 1,2–3,8 раза). Суммарная концентрация оксидов азота (сумма NO и NO_2) уменьшается на 18–90 чнм (в 1,1–1,4 раза). Это уменьшение свидетельствует о том, что

параллельно идут процессы доокисления NO до NO₂ и образование N₂ из NO и NO₂.

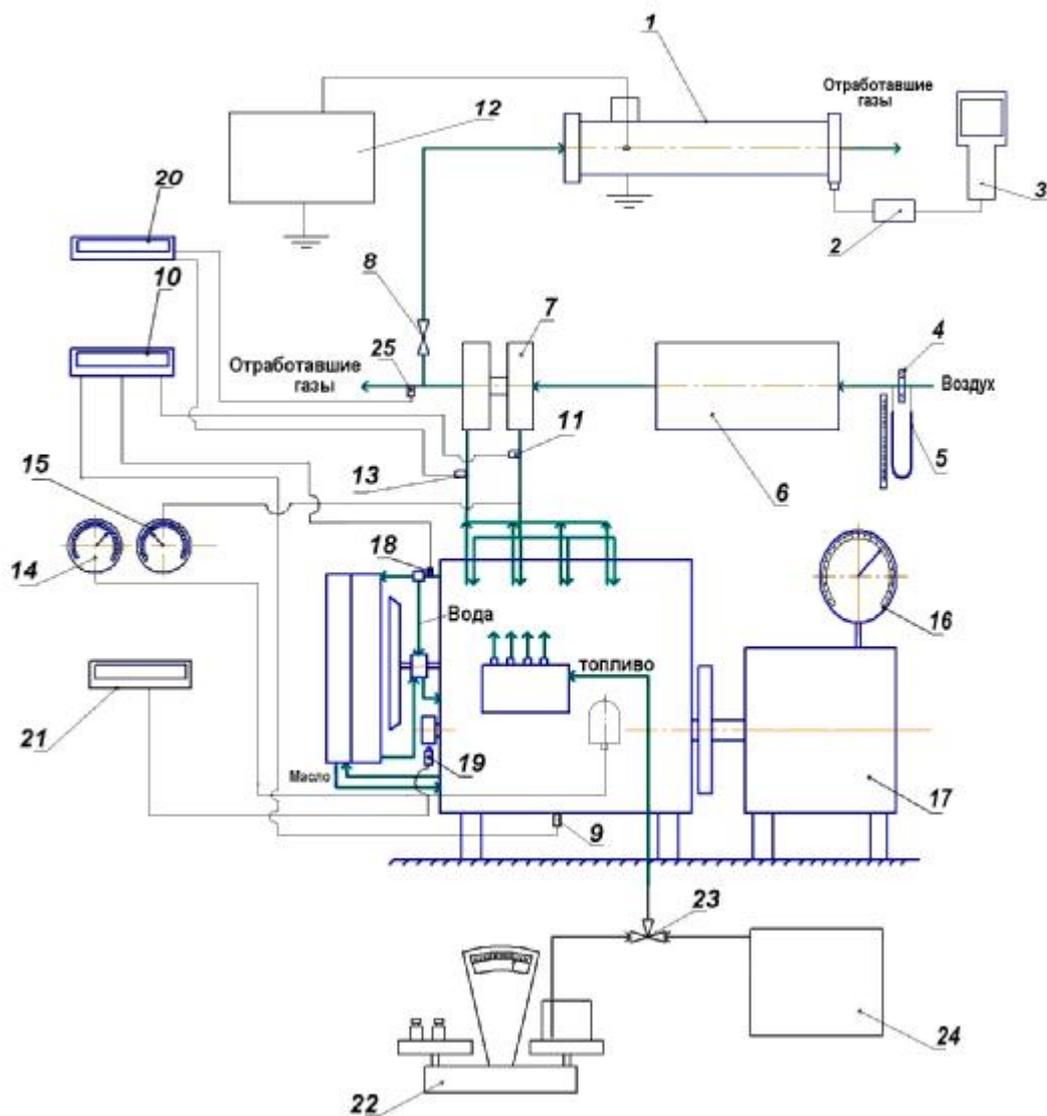


Рис.1. Схема испытательного стенда:

1- реактор ИКР; 2- фильтр газоанализатора; 3 – газоанализатор Окси-5М; 4 – мерная шайба; 5 – U-образный манометр; 6 – воздушный ресивер; 7 – турбокомпрессор; 8 – кран перепуска ОГ на реактор ИКР; 9, 11, 18 – термометры сопротивления; 10 – измерительный комплекс для регистрации температур воды, масла, воздуха после компрессора; 12 – генератор высоковольтных импульсов; 13, 25 – термоэлектрические пирометры; 14 – манометр измерения давления масла; 15 – манометр измерения давления воздуха после компрессора; 16 – весовое устройство измерения нагрузки; 17 – электрическое нагрузочное устройство; 19 – индуктивный датчик частоты вращения; 20 – измерительный комплекс для регистрации температур отработавших газов до и после турбины; 21 - тахометр; 22 – весовое устройство для измерения расхода топлива; 23 – трехходовой кран; 24 – бак с топливом.

Отмеченное влияние можно объяснить следующим. В потоке ОГ, проходящем через ИКР, увеличивается содержание реакционно-активных возбужденных молекул, ионов и радикалов, активно реагирующих с другими молекулами и между со-

бой. В частности молекула NO расщепляется в коронном разряде электронным ударом (при достаточной энергии у электронов) на атомы N и O. Атомарный кислород, как активный окислитель, вступает в реакцию с сажей и другими продуктами неполного сгорания, а также монооксидом азота, окисляя их. Как результат – в продуктах сгорания увеличивается содержание NO₂, CO и CO₂. Атомы азота, в свою очередь, реагируют между собой или с NO, образуя молекулярный азот.

Из рис. 2, 3 видно, что при уменьшении угла θ на 5,5 гр. п.к.в. концентрация NO_x в ОГ снижается в 1,2–1,4 раза.

Потребляемая из сети мощность генератором высоковольтных импульсов с ИКР-реактором в ходе эксперимента составила ≈ 100 Вт (напряжение заряда низковольтных накопителей ГВВИ – 65 В, ток заряда низковольтных накопителей ГВВИ – 1,4 А). Единоразово в ходе эксперимента был увеличен рабочий ток заряда низковольтных накопителей ГВВИ с 1,3–1,4 А до 1,5 А. Концентрация NO при этом уменьшилась в 4 раза – с 40 чнм до 10 чнм. Можно предположить, что дальнейшее увеличение мощности реактора приведет к повышению эффективности нейтрализации оксидов азота. Вероятно, что концентрация в ОГ продуктов неполного сгорания (CO, CH, твердых частиц) также снизится.

В конце эксперимента (примерно через 5 часов работы) в реакторе начались пробои зазора (промежутка) между коронирующим (высоковольтным) электродом и заземлённым низковольтным электродом реактора. После разборки реактора оказалось, что в указанном зазоре образовались углеродные нити, которые и замыкали электрическую цепь. Очевидно, что при дальнейших исследованиях обязательным является использование сажевых фильтров, снижающих концентрацию сажи в ОГ.

Обнаруженный положительный эффект снижения концентрации NO в ОГ можно успешно использовать в установках, оснащенных восстановительными каталитическими нейтрализаторами, более эффективно восстанавливающими диоксид азота NO₂, чем оксид азота NO.

Если установить реактор в зону с более высокими температурами, то реакции окисления сажи и других продуктов неполного сгорания будут протекать более интенсивно, а образование NO₂ уменьшится.

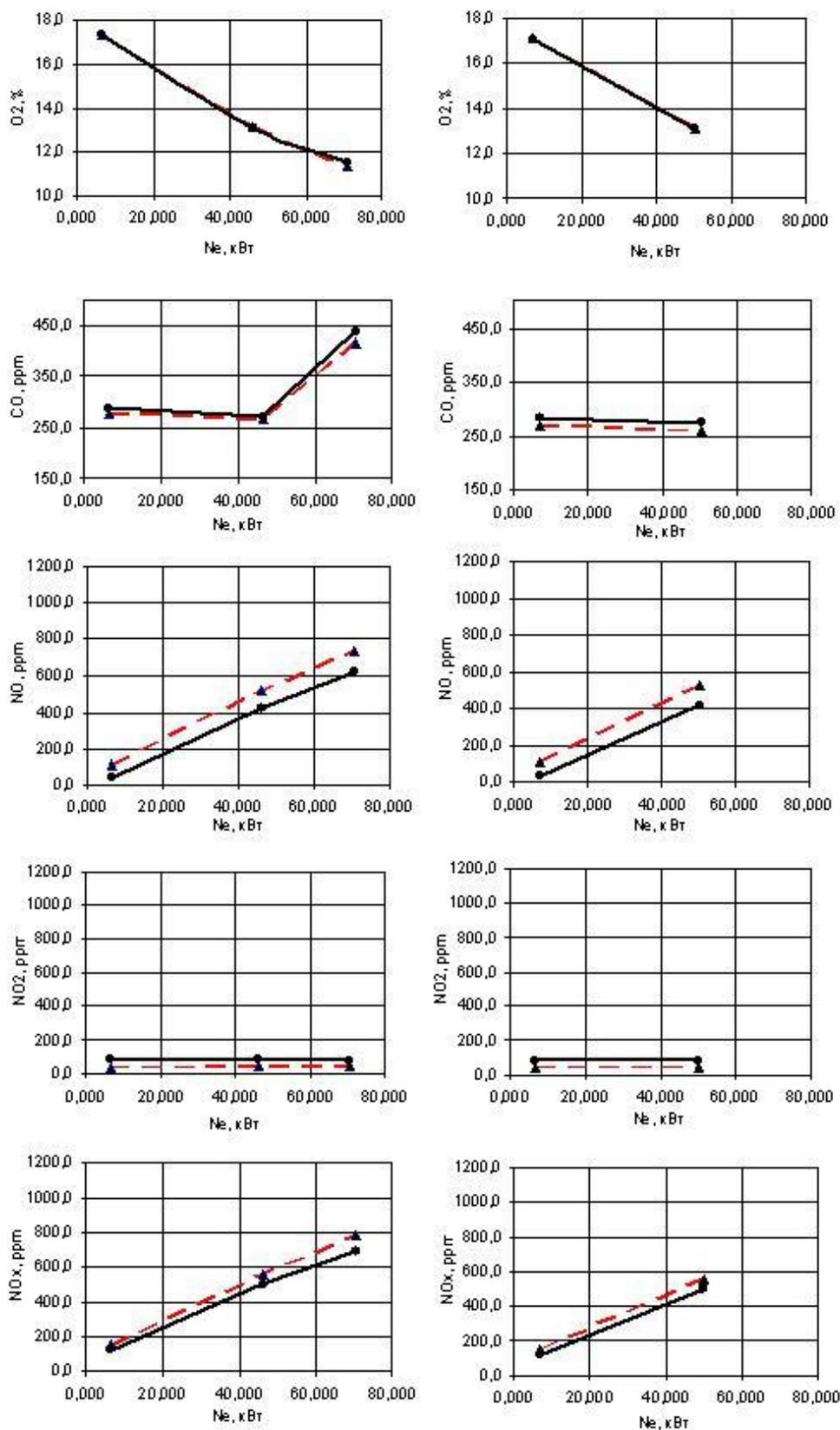
В следующих работах по исследованию влияния ИКР на процессы в двигателях планируется выявить наиболее эффективные режимы работы реактора ИКР в составе выпускной системы дизеля. Предполагается определить влияние расхода ОГ через реактор, мощности ИКР, величины рабочего напряжения реактора, наличия катализаторов на электродах и других факторов на эффективность нейтрализации ОГ, дать теоретическое обоснование полученным эффектам.

Выводы

В работе экспериментально на стенде с дизельным двигателем 4ЧН12/14 показан эффект снижения концентрации NO, а также суммы NO и NO₂ в отработавших газах дизельного двигателя при их обработке импульсным коронным разрядом. Вместе с тем, содержание CO и NO₂ в продуктах сгорания на опробованных режимах ИКР увеличилось.

Литература:

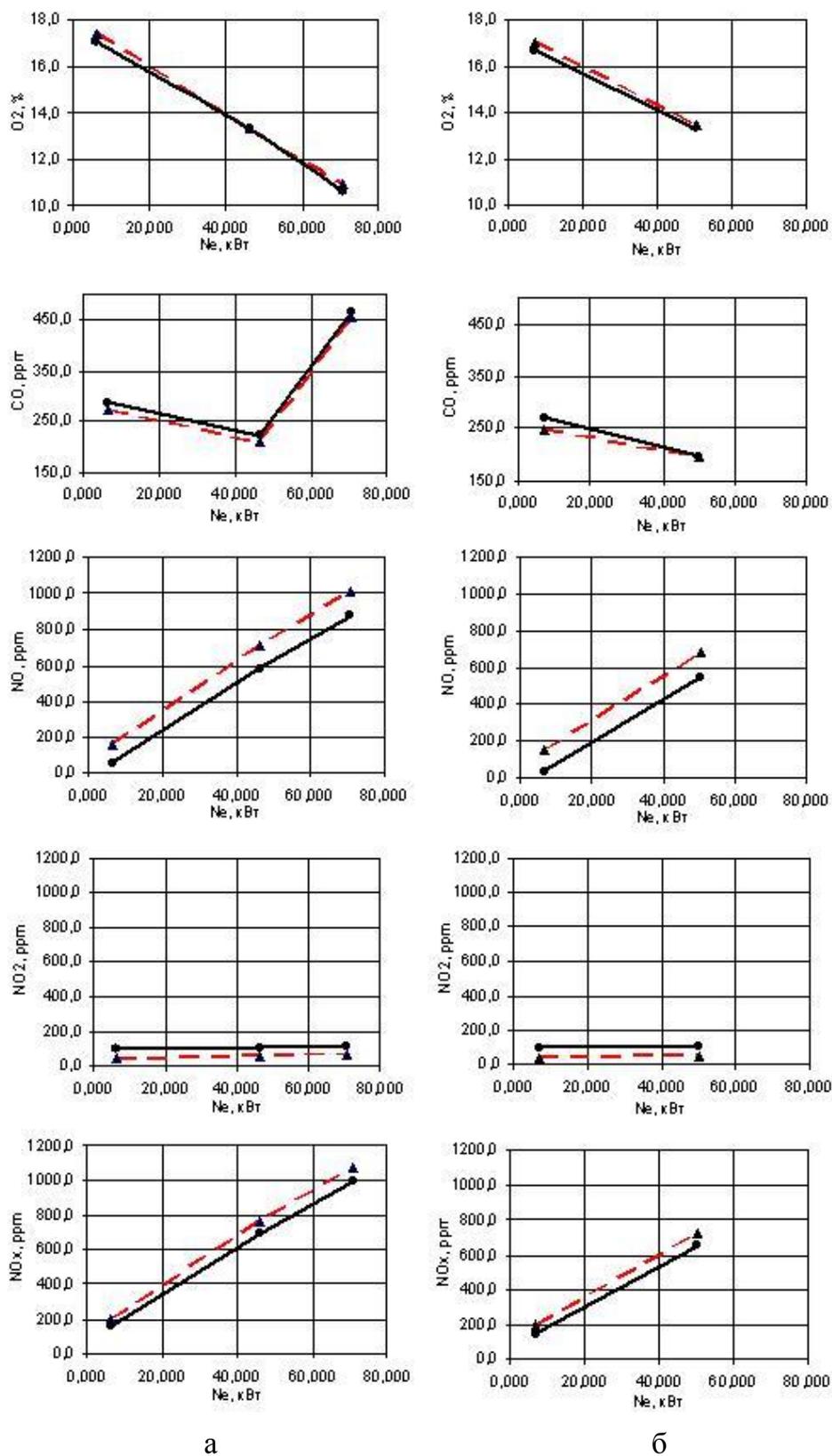
1. Звонов В.А. Токсичность двигателей внутреннего сгорания. -М.: Машиностроение, 1981. - 160 с.
2. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002.- 376 с.



а

б

Рис. 2. Влияние нагрузки на содержание O₂, CO, NO, NO₂ и NO_x в отработавших газах дизеля при установочном угле опережения впрыскивания $\theta = 18$ гр. п.к.в. и частотах вращения коленчатого вала 1750 мин⁻¹ (а) и 1900 мин⁻¹ (б): -▲- - реактор ИКР выключен; —●— - реактор ИКР включен.



а

б

Рис. 3. Влияние нагрузки на содержание O₂, CO, NO, NO₂ и NO_x в отработавших газах дизеля при установочном угле опережения впрыскивания $\theta = 23,5$ гр. п.к.в. и частотах вращения коленчатого вала 1750 мин⁻¹ (а) и 1900 мин⁻¹ (б): -▲- - реактор ИКР выключен; —●— - реактор ИКР включен.

3. Кульчицкий А.Р. – Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. – Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. – 256 с.

4. M. Yamada, Y Ehara, T Ito, NOx removal by using saw tooth-shaped electrodes. – Papers of Techn. Meet. Electr. Disch. Japan. IEE, 1999. – V. Ed.-99. – No. 94-108. – P. 1-6.

5. Чаплинский Р.Ю., Кузьмичёв А.И., Вольпян О.Д., Лещишин А.В., Веремейченко Г.Н. Применение плазменной электроники и фотоники для улучшения экологии дизельных двигателей // Электроника и связь. 3 тематический выпуск «Электроника и нанотехнологии». – 2010. - С.96-100.

6. Бойко Н.И., Борцов А.В., Евдошенко Л.С., Иванов В.М и др. Импульсный коронный разряд с расширенной зоной ионизации: физические основы получения и перспективные области применения // Електротехніка і електромеханіка. – 2004. - № 3. – С. 98-104.

ОБ УЧЁТЕ ОСОБЕННОСТЕЙ ПРОЦЕССА ТЕПЛО ВЫДЕЛЕНИЯ В ДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Авдеев К.А., Агуреев И.Е., Хмелёв Р.Н. (Тульский государственный университет);

Особенностью процесса сгорания в дизельных двигателях, в отличие от бензиновых, является наличие двух максимумов скорости тепловыделения [1]. Поэтому при моделировании рабочего процесса дизельного двигателя внутреннего сгорания (ДВС) применяют известную феноменологическую модель Вибе [2]. При этом кривая тепловыделения разбивается на два участка, для каждого из которых подбираются соответствующие коэффициенты Вибе. Использование подобного подхода позволяет рассчитывать характеристики тепловыделения с удовлетворительной точностью. Однако модель Вибе не позволяет установить в явном виде связь параметров системы топливоподачи с характеристикой тепловыделения и выходными характеристиками двигателя, что ограничивает возможность её практического применения для расчётов рабочего процесса двигателя при его проектировании.

Из изложенного следует целесообразность учёта особенностей процесса тепловыделения в динамической модели дизельного ДВС, что позволит применять её для проведения расчётов рабочего процесса, например, на этапе эскизного проектирования.

Динамическая модель, позволяющая учесть особенности тепловыделения в дизельном двигателе, включает уравнения [3, 4]:

- термодинамической подсистемы:

$$\frac{du_n}{dt} = f_n(u_n, r_n, j_n, w_n, G_{nik}, x); \quad (1)$$

$$\frac{dr_n}{dt} = f_n(u_n, r_n, j_n, w_n, G_{nik}, x); \quad (2)$$

- механической подсистемы:

$$\frac{dw_n}{dt} = f_n(r_n, j_n, w_n, M_n, x); \quad (3)$$

$$\frac{dj_n}{dt} = f_n(r_n, j_n, w_n, M_n, x); \quad (4)$$

- функциональных подмоделей процессов рабочего цикла:

$$G_{nik} = f_{nik}(u_n, r_n, j_n, w_n, G_{nik}, x); \quad (5)$$

где n – номер узла (цилиндр, коленвал и т.п.); i – номер звена n -го узла (впускной клапан, выпускной клапан и т.п.); k – номер процесса рабочего цикла (наполнение, выпуск, горение и т.п.); t – время; u – внутренняя энергия; ρ – плотность; ω – угловая скорость коленвала; φ – угол поворота коленвала; M_n – момент нагрузки на двигатель; G – коэффициенты или компоненты подмодели процесса рабочего цикла; x – параметры двигателя. Для определения скорости тепловыделения в (5), предлагается использовать феноменологическую модель Разлейцев [1,5]:

$$G_{nik} = H_u \times m_{fn} \times \frac{dx_n}{dt}; \quad (6)$$

$$\frac{dx_n}{dt} = \begin{cases} \dot{y}_{0n} P_0^n + y_{1n} P_1^n + P_2^n; & \text{на участке топливоподачи} \\ \dot{A}_{3n} \alpha_{Tn} (1 - D_{Tn} - x_n) x_n; & \text{на участке развитого горения} \end{cases}; \quad (7)$$

где n – номер цилиндра; i – номер звена n -го цилиндра ($i = 0$); k – номер процесса рабочего цикла ($i = 3$); H_u – низшая теплота сгорания топлива; m_f – цикловая подача топлива; x – доля выгоревшего топлива; ψ_0, ψ_1 – коэффициенты полноты выгорания топлива; P_0, P_1, P_2 – функции выгорания паров топлива (образовавшихся за период задержки воспламенения), испаряющегося топлива и догорания топлива соответственно; A_3 – коэффициент пропорциональности; α_T – текущее значение коэффициента избытка воздуха; Δ_T – доля цикловой подачи топлива, не сгоревшая к моменту открытия выпускных клапанов.

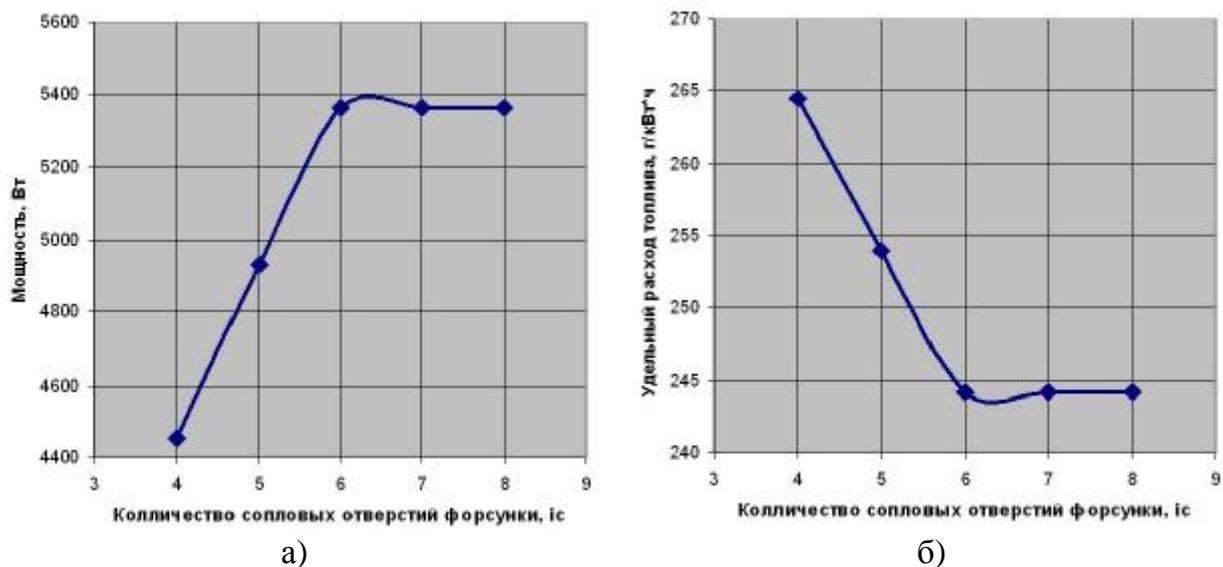


Рис. 1 Влияние числа сопловых отверстий форсунки: а – на максимальную мощность; б – на удельный эффективный расход топлива ($\varphi_{впр}=\text{const}, \varphi_{VOB}=\text{const}$)

Возможности динамической модели дизельного ДВС (1)-(7) проиллюстрированы серией расчётов характеристик двигателя ТМЗ-450Д, а именно: максимальной мощности (N_{max}), среднего эффективного давления (p_e), удельного эффективного расхода топлива (g_e) и эффективного КПД (η_e). В расчётах варьировались следующие параметры системы топливоподачи: число сопловых отверстий форсунки (i_c), продолжительность топливоподачи ($\varphi_{впр}$), угол опережения впрыска (φ_{VOB}). Некоторые результаты расчётов представлены на нижеследующих рисунках.

Приведённые результаты (рис. 1 – рис. 3) свидетельствуют о возможности применения предложенной динамической модели (1)-(7), учитывающей особенности тепловыделения в дизельном двигателе, для исследования влияния основных

параметров системы топливоподачи на показатели эффективности функционирования дизельного двигателя, например, на этапе эскизного проектирования.

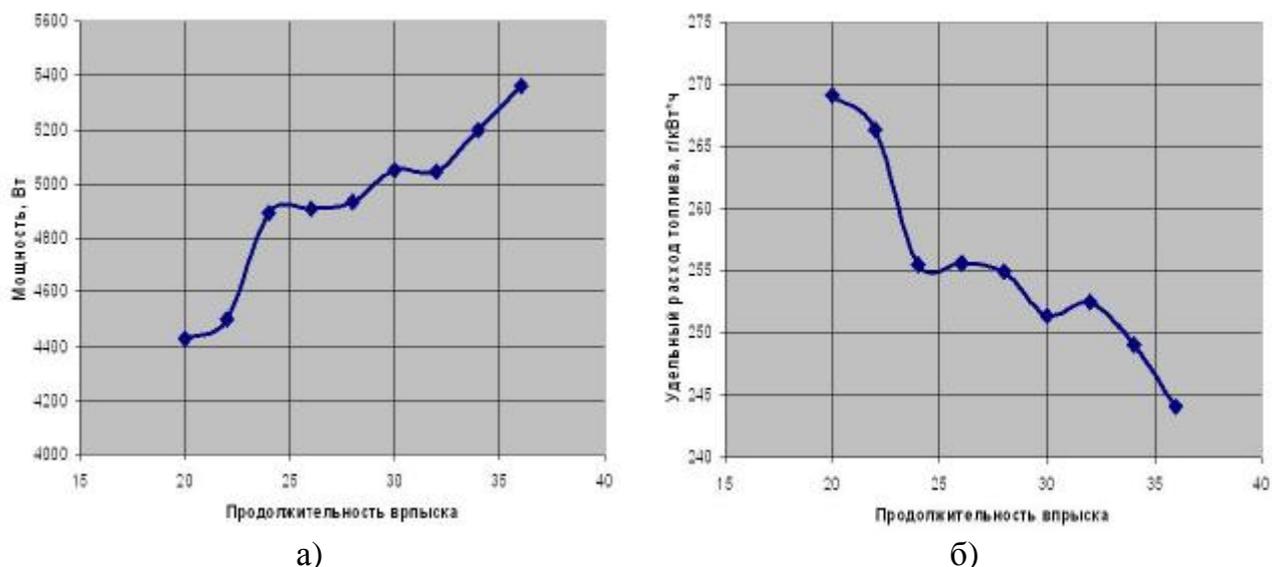


Рис. 2 Влияние продолжительности впрыска топлива: а – на максимальную мощность; б – на удельный эффективный расход топлива ($i_c = \text{const}$, $\varphi_{\text{УОВ}} = \text{const}$)

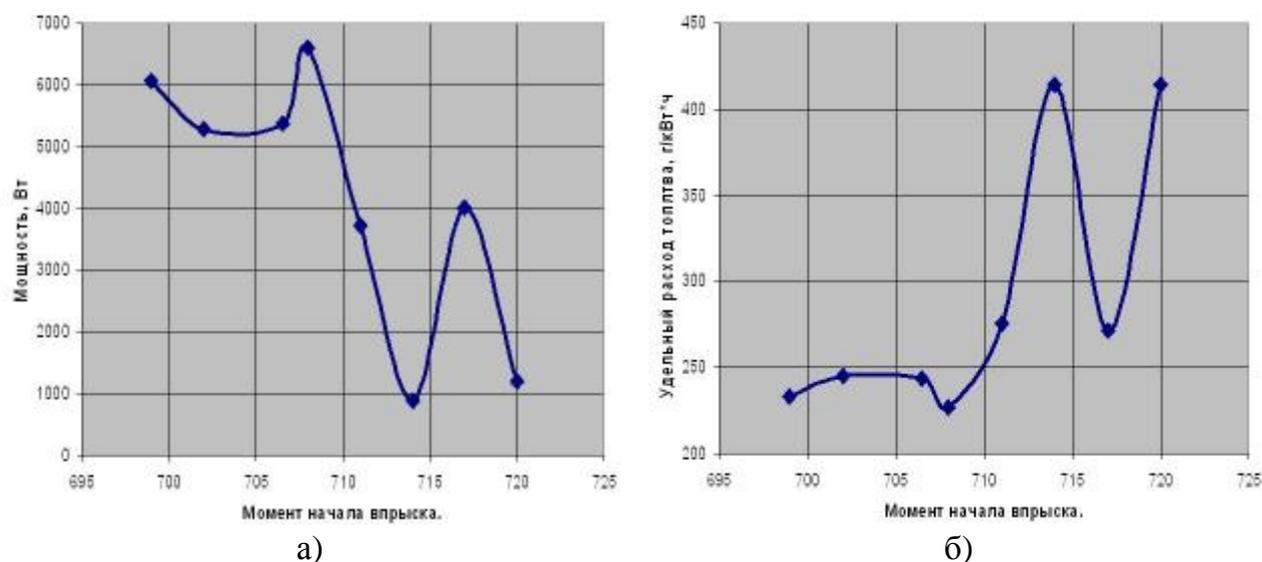


Рис. 3 Влияние угла опережения впрыска топлива: а – на максимальную мощность; б – на удельный эффективный расход топлива ($i_c = \text{const}$, $\varphi_{\text{впр}} = \text{const}$)

Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 год, государственный контракт № П615 от 18.05.2010 г.

Литература:

1. Разлейцев Н.Ф., Филипковский А. И. Математическая модель процесса сгорания в дизеле со струйным смесеобразованием.// Двигателестроение, №7, 1990, – С. 90–95.
2. Вибе И. Н. Новое о рабочем цикле двигателей. М.: МАШГИЗ, 1962. – 268 с.
3. Авдеев К.А., Малиованов М. В. Моделирование типовых фрагментов тестовых режимов функционирования ДВС.// Материалы МНПС "Использование дина-

мических характеристик рабочих процессов тепловых двигателей для проектирования, эксплуатации, диагностики и ремонта", – Казань: КГСХА.

4. Авдеев К.А., Богатырёв М. Ю. Структурно–инвариантный подход к моделированию многоцилиндрового двигателя внутреннего сгорания // Известия ТулГУ/Серия "Автомобильный транспорт". Вып. 6, – Тула: ТулГУ, 2002 г. – С. 93–102.

5. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. – Харьков: Вища школа, 1980. – 169 с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТРЕХМЕРНЫХ ПРОЦЕССОВ ПЕРЕНОСА И ТУРБУЛЕНТНОГО СГОРАНИЯ В ЦИЛИНДРАХ ДИЗЕЛЯ И ГАЗОЖИДКОСТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Зеленцов А.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

1. Введение

Топливо–энергетическая и экологическая ситуация, складывающаяся в мире, свидетельствует о том, что природный газ является реальной альтернативой жидким углеводородным топливам. В связи с переходом на альтернативное топливо особенно актуальным становится вопрос о работоспособности конструктивных элементов двигателя в новых условиях, обусловленных изменившимися тепловыми нагрузками со стороны рабочего тела [1]. В работе проводились численные исследования процессов смесеобразования и сгорания в цилиндре газожидкостного двигателя с целью определения граничных условий III-его рода на поверхности камеры сгорания для дальнейшей оценки теплонапряженного состояния этих поверхностей. По результатам исследования дается заключение о целесообразности конвертирования дизеля в газожидкостный двигатель.

Объектами исследования являлись дизель ЯМЗ-236 с двухклапанной головкой цилиндра и смещенной (относительно оси цилиндра) камерой сгорания в поршне и газожидкостная модификация двигателя на его базе. Исследования проводились на двух основных режимах работы: номинальной мощности и максимального крутящего момента. Форма камеры сгорания была модифицирована для снижения тепловой нагрузки на вытеснитель (рис.1).

2. Математическая модель

Решение предусматривает определение локальных параметров газа во всей расчетной области, которые представляются в виде суммы осредненной и пульсационной составляющей. Такое представление параметров приводит к тому, что система уравнений Навье–Стокса [2] преобразуется в незамкнутую систему уравнений Рейнольдса, для замыкания которой требуется введение дополнительных математических соотношений, называемых моделями турбулентности.

В данном исследовании использовалась AVL HTM (Hybrid Turbulence Model), являющаяся модификацией k - ε модели (k – кинетическая энергия турбулентности, ε – скорость ее диссипации). Отличие заключается в определении одной из констант, c_μ [3]:

$$c_\mu = \left(-\overline{W_i W_j} \frac{\partial W_i}{\partial x_j} \right) / \left(\frac{k}{\varepsilon} S^2 \right), S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (1)$$

где S_{ij} – средняя величина деформации элементарного объема жидкости в единицу времени.

Для корректного моделирования течения жидкости или газа в областях с малыми числами Рейнольдса, характерных для потоков вблизи твердой стенки, используются гибридные пристеночные функции, разработанные М. Роровац, К.Нанжалиц [4]. В отличие от стандартного подхода, для связи вязкого и логарифмического слоев используется универсальное безразмерное выражение для распределения температур в пристеночном пограничном слое (для определенного диапазона числа Прандтля). Наряду с распределением скорости задается изменение средней безразмерной температуры T^+ по толщине пограничного слоя y^+ .

Для описания процесса сгорания топливо - воздушной смеси в цилиндре дизельного двигателя используется модель В.Ф. Магнуссен, В.Н. Нертгер [5]. Согласно данной модели средняя скорость реакции сгорания топлива записывается в следующем виде:

$$\bar{w}_r = \frac{B}{\tau_t} \bar{r} \min \left(\bar{m}_T, \frac{\bar{m}_{O_2}}{L_0}, C \frac{\bar{m}_{np.cz.}}{1 + L_0} \right), \quad (2)$$

где L_0 – массовое стехиометрическое количество воздуха; τ_t – масштаб времени турбулентного перемешивания; $\bar{m}_T, \bar{m}_{O_2}, \bar{m}_{np.cz.}$ – массы топлива, кислорода и продуктов сгорания. В общем случае значения эмпирических коэффициентов B и C уточняются путем сравнения индикаторных диаграмм, полученных из эксперимента с результатами математического моделирования. Так, для проведенных расчетов коэффициенты B и C в случае работы двигателя в дизельном режиме составляют 3 и 0,5 соответственно. Для описания процессов в газожидкостном двигателе использовалась модель когерентного пламени (ECFM) в сочетании с моделью зажигания ТВС в цилиндре газового двигателя за счет впрыска дизельного топлива. В модель вводится дополнительное дифференциальное уравнение переноса плотности фронта пламени, записываемое относительно Σ – площади фронта пламени на единицу объема. Данное уравнение имеет вид [3]:

$$\frac{\partial \Sigma}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\bar{W}_j \Sigma) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\frac{n_t}{Pr_{td}} \frac{\partial \Sigma}{\partial x_j} \right) + S_\Sigma, \quad (3)$$

Численная реализация модели осуществляется программным комплексом FIRE, разработанным фирмой AVL List GmbH (Австрия) [3]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE [2,3].

На первом этапе камера сгорания разбивается на конечное число контрольных объемов (в данном случае 26580), деформируемых в направлении оси цилиндра. На рис.1 представлено разбиение расчетной области (камеры сгорания двигателя ЯМЗ-236) по контрольным объемам при положении поршня в верхней мертвой точке. На рис. 2 показаны зоны, на которые разбивается огневое днище поршня, для определения на них граничных условий III-его рода.

3. Результаты численных экспериментов

Численное моделирование проводилось с использованием гибридной модели турбулентности, в сочетании с гибридными пристеночными функциями и стандартной моделью теплообмена. Расчетные индикаторные диаграммы газожидкостного двигателя на соответствующих режимах представлены на рис. 3. Для сравнения в тех же координатах выведены индикаторные диаграммы дизеля. При работе газожидкостного двигателя на номинальном режиме максимальное давление достигается практически при том же значении угла ПКВ, что и для дизеля, а на режиме максимального крутящего момента происходит некоторое смещение угла ПКВ,

соответствующего максимальному давлению, по отношению к работе на чистом дизельном топливе (для $n = 1300 \text{ мин}^{-1}$ смещение составляет 2° ПКВ). Данное обстоятельство приводит к более высокому значению полезной работы в газожидкостном процессе, чем в дизельном при одинаковом уровне максимального давления в цилиндре.

Максимальные значения температур газожидкостного цикла (рис. 4) значительно выше соответствующих циклов работы дизеля и составляют $T_z = 2139\text{К}$ при $\varphi = 370^\circ$ ПКВ для режима номинальной мощности и $T_z = 2057\text{К}$ при $\varphi = 373^\circ$ ПКВ на режиме максимального крутящего момента (для дизеля соответствующие значения составляют 1759К при $\varphi = 375^\circ$ ПКВ и 1936К при $\varphi = 376^\circ$ ПКВ).

Сравнение рис. 5 (а, б) дает представление о различиях развития процессов сгорания в дизеле и его газожидкостном аналоге, в котором запальная доза вводится в цилиндр только с целью воспламенения предварительно подготовленной смеси газа и воздуха. Поэтому если в дизеле процессы тепловыделения (при данном угле ПКВ) протекают в непосредственной близости к струям топлива, в газожидкостном двигателе в этот момент времени горит уже значительный объем ТВС вблизи огневого нища поршня. Плотность теплового потока в стенку камеры сгорания для газожидкостного двигателя при $\varphi = 367^\circ$ ПКВ оказывается несколько ниже, чем для дизеля (рис. 6), а его распределение по поверхности камеры сгорания в поршня – более равномерным, что объясняется большей однородностью ТВС в объеме цилиндра такого двигателя. На заключительном этапе определяется работоспособность рассматриваемой конструкции деталей двигателя при переходе на газожидкостный процесс. Равномерное распределение тепловой нагрузки на огневом днище поршня в совокупности с более низкими значениями коэффициента теплоотдачи приводит к снижению максимальных значений термических напряжений в характерных зонах камеры сгорания в поршне. Необходимо отметить, что при работе двигателя в газожидкостном режиме происходит заметное снижение уровня максимальных температур (с 600К для дизеля до 559К для газожидкостного двигателя на номинальном режиме, и с 555К для дизеля до 531К для газожидкостного двигателя на режиме максимального крутящего момента).

4. Заключение

1. Сравнительное моделирование процессов турбулентного сгорания и переноса в цилиндрах дизеля и газожидкостного двигателя на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента показало значительное различие в характере протекания рабочего процесса. Данное различие приводит к повышению максимальных значений осредненной по объему камеры сгорания температуры в цилиндре газожидкостного двигателя по сравнению с дизелем, при одновременном снижении максимальных значений коэффициента теплоотдачи.

2. При использовании полученных граничных условий произведен расчет теплонапряженных состояний поршней исследуемых двигателей. Зафиксировано снижение максимальных температур, а следовательно, и максимальной термической нагрузки на поршне газожидкостного двигателя по сравнению с его дизельным прототипом.

Результаты расчетов теплового и напряженного состояния поршня показали, что при переходе на газожидкостный режим работы конструкция поршня остается работоспособной, что подтверждается наличием достаточных коэффициентов запаса по напряжениям.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №08-08-00348а).

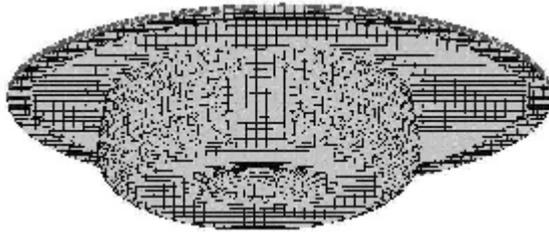


Рис. 1. Представление расчетной области в виде конечного числа контрольных объемов

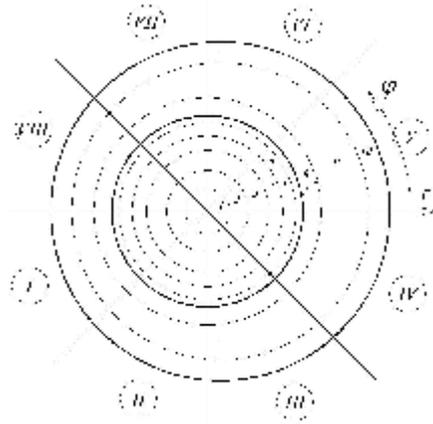


Рис. 2. Сегментизация тепловоспринимающей поверхности поршня

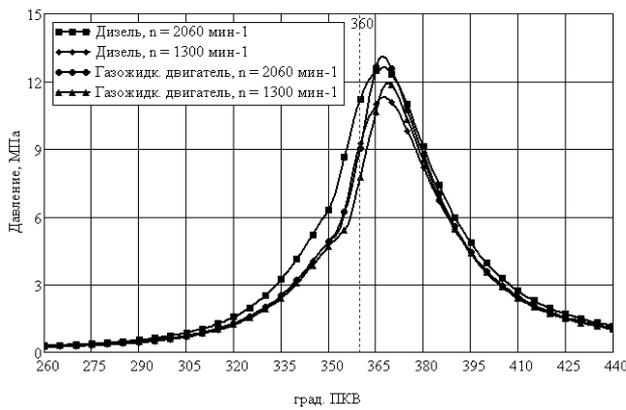


Рис. 3. Индикаторные диаграммы исследуемых двигателей на различных режимах работы

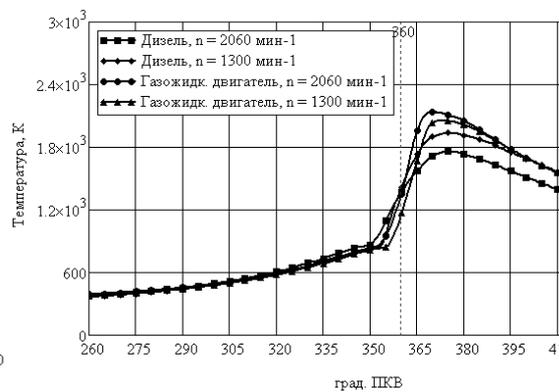


Рис. 4. Зависимость температуры рабочего тела исследуемых двигателей на различных режимах работы от угла ПКВ

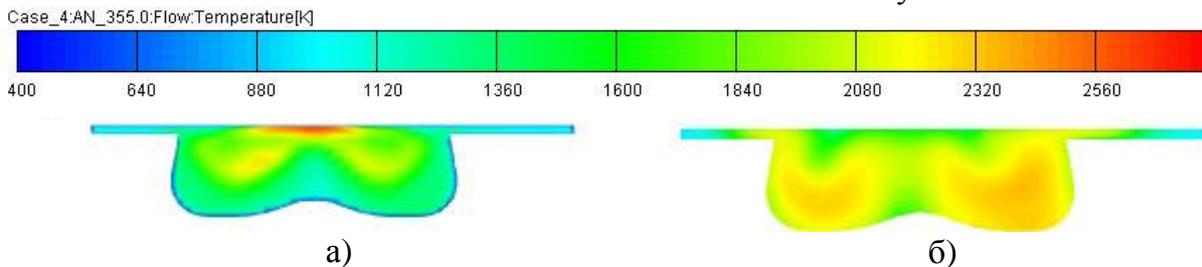


Рис. 5. Поля температур, определенные при $n=2060 \text{ мин}^{-1}$ и $\varphi = 367^\circ \text{ ПКВ}$ для: а) дизеля; б) газожидкостного двигателя

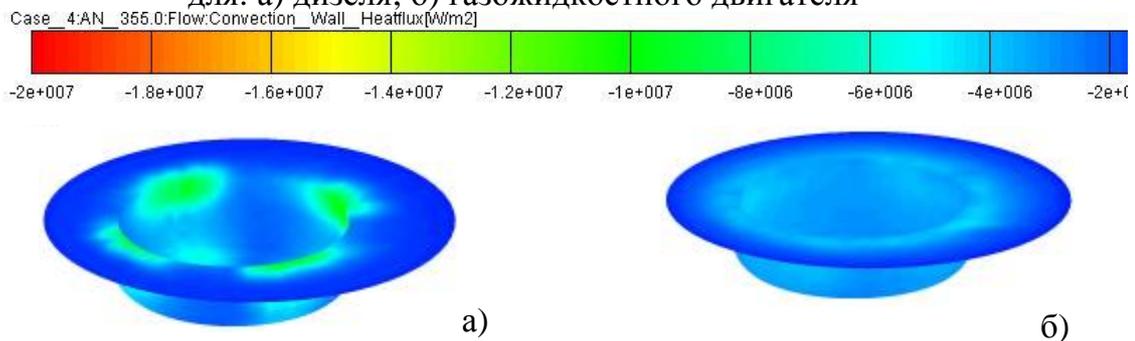


Рис. 6. Тепловой поток в стенку камеры сгорания, определенный при $n=2060 \text{ мин}^{-1}$ и $\varphi = 367^\circ \text{ ПКВ}$ для: а) дизеля; б) газожидкостного двигателя

Литература

1. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472с.
2. Андерсен Д., Таннехил Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен (в двух томах). М.: Изд-во «Мир», Т.1. 1990. 384 с. Т.2. 1990. 392 с.
3. FIRE. Users Manual Version 2009. AVL List GmbH Graz, Austria, 2010.
4. Popovac M., Hanjalic K. Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flow // Proc. 3rd M.I.T. Conference, Boston, USA, 2005. – pp. 1 – 28.
5. Magnussen B.F., Hjertager V.H. On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. 16-th International Symposium on Combustion. Cambridge, 1976. P. 719-729.

ПОВЫШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПУТЁМ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ СИЛОВОЙ ГАЗОВОЙ ТУРБИНЫ

Васильев А.В., (Волгоградский государственный технический университет);
Дивинский Е.А. (Волгоградский филиал ООО «ГСКБ по гусеничным и колёсным машинам»)

В данной статье приведены результаты экспериментальных и расчётных исследований, направленных на повышение экономичности дизеля для промышленного трактора путём использования силовой газовой турбины (СТ), установленной после турбин турбокомпрессоров (ТКР) по ходу газов.

Экспериментальное исследование дизеля 8ЧВН 15/16 осуществлялось с использованием имитаторов СТ, представляющих собой поворотные заслонки, установленные в двух выпускных трассах за турбинами ТКР. Эксперимент проведен методом снятия регулировочных характеристик с изменением противодавления p_r за турбинами ТКР для трёх частот вращения коленчатого вала: 1500, 1700, 1850 мин⁻¹, соответствующих частотному диапазону основных режимов работы дизеля на промышленном тракторе Т-330. Измерения выполнялись для трёх значений цикловой подачи топлива: 50%, 75% и 100% от номинальной. Величина номинальной приведенной мощности устанавливалась равной $N_e = 305 \pm 2$ кВт. Эксперимент проведен для двух значений минимального проходного сечения турбины ТКР: $F_{T0} = 25$ см² и $F_{T0} = 22$ см². Максимальные значения противодавления (избыточного) составили 0,042 МПа и выбраны из условия ограничения по температуре характерных точек головки цилиндра: межклапанной перемычки (598°К) и клапанно-форсуночной перемычки (613°К).

Для каждого режима выполнялось индицирование высоких и низких давлений в цилиндре, измерение значений давления во впускном канале головки цилиндра и выпускном коллекторе, а также перемещения впускных и выпускных клапанов с помощью цифрового анализатора и датчиков фирмы AVL. При этом на каждом режиме рассчитывались среднее индикаторное давление p_i и среднее давление насосных ходов $p_{нх}$.

В ходе эксперимента получены следующие количественные зависимости. При повышении противодавления на выпуске падают показатели системы воздухо-снабжения: давление наддува p_k (рис. 1), расход воздуха G_v , коэффициент избытка воздуха α , коэффициент наполнения η_v .

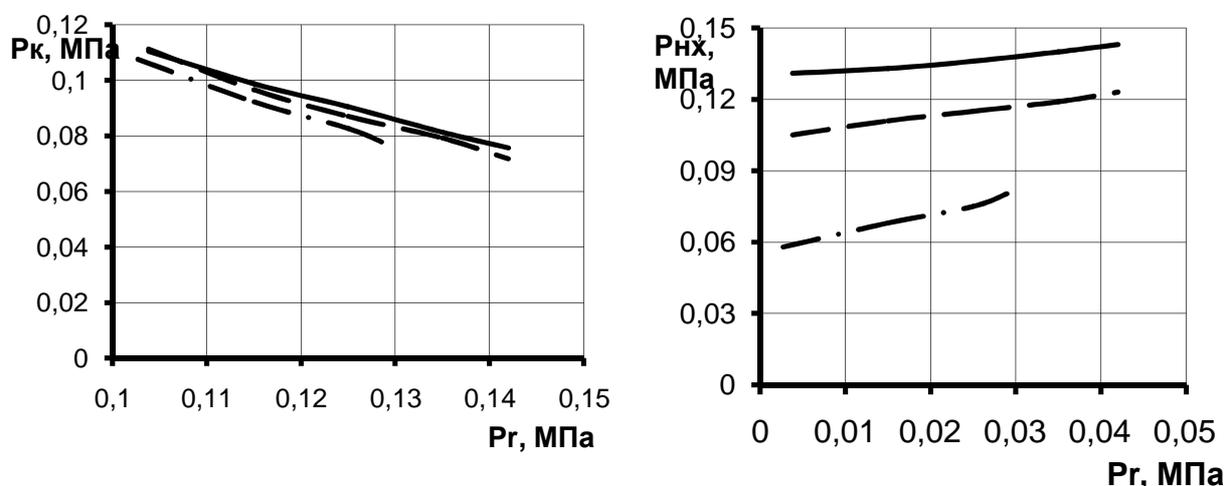


Рис. 1. Зависимость давления наддува (избыточного) p_k и среднего давления насосных потерь $p_{нк}$ от избыточного противодавления на выпуске p_r при полной подаче топлива: штрих-пунктирная линия - $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; пунктирная линия - $n=1700 \text{ мин}^{-1}$; сплошная линия - $n=1850 \text{ мин}^{-1}$

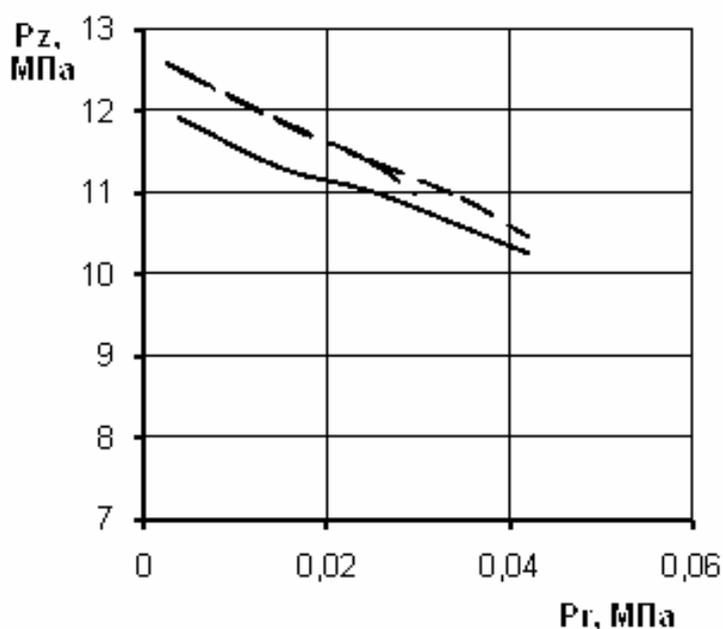


Рис. 2. Зависимость максимального давления сгорания от избыточного противодавления на выпуске: штрих-пунктирная линия - $n=1500 \text{ мин}^{-1}$; пунктирная линия - $n=1700 \text{ мин}^{-1}$; сплошная линия - $n=1850 \text{ мин}^{-1}$

Снижаются также индикаторный КПД η_i и среднее индикаторное давление p_i , повышается теплонапряжённость деталей дизеля, растут среднее давление насосных потерь $p_{нк}$ (рис. 1) и удельный эффективный расход топлива двигателя g_e . Кроме того, при повышении противодавления на выпуске уменьшается максимальное давление сгорания p_z (рис. 2).

С целью исследования протекания процессов газообмена в период перекрытия клапанов сняты диаграммы перемещений впускных и выпускных клапанов были совмещены с диаграммами давлений в цилиндре, во впускном канале головки цилиндра и выпускном коллекторе на тактах выпуска и впуска. При этом выявлено, что с повышением противодавления на выпуске увеличиваются перепады давления, обуславливающие возможность обратных течений в период перекрытия фаз открытия впускного и выпускного клапанов, который составляет 35° угла поворота коленчатого вала. Например, перепад давления между цилиндром и впускным каналом при $n=1850 \text{ мин}^{-1}$ при противодавлении $p_r=0,042 \text{ МПа}$ составляет $0,11 \text{ МПа}$ в момент нахождения поршня в верхней мёртвой точке.

По результатам замеров параметров отработавших газов на выходе из турбин ТКР рассчитывалась предполагаемая мощность СТ с учётом её КПД, а также мощность, передаваемая потребителю, с учётом КПД соответствующего редуктора.

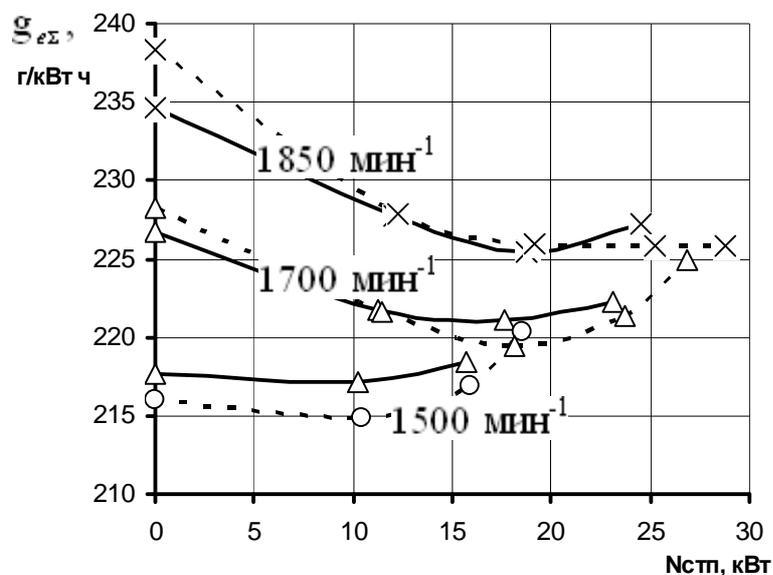


Рис. 3. Суммарный удельный эффективный расход топлива $g_{\epsilon\Sigma}$ турбокомпаундного дизеля при полной нагрузке в зависимости от мощности силовой турбины при значениях её КПД 0,8 и КПД редуктора 0,95 для двух значений минимального проходного сечения турбины ТКР: $F_{T0}=25\text{см}^2$ (сплошные линии), $F_{T0}=22\text{см}^2$ (пунктирные линии)

Расчет параметров рабочего тела в цилиндрах двигателя и других элементах его газоздушного тракта осуществлялся на основе гипотезы квазистационарности. В разработанной математической модели учтена возможность забросов продуктов сгорания из цилиндра во впускной коллектор и из выпускных коллекторов в цилиндры, что оказывает влияние на коэффициенты наполнения и избытка воздуха. Это особенно важно для работы дизелей с СТ при повышенном противодавлении на выпуске из турбины ТКР, так как давление на впуске в цилиндр может оказаться меньше, чем на выпуске из него.

Для расчета параметров газообмена принято, что течение через клапанную щель квазистационарно, энергоизолировано и происходит из той полости (цилиндр, трубопровод), в которой давление больше. Предусмотрена возможность использования гипотезы возвращения в цилиндре газа, поступившего отсюда во впускной канал в ходе кратковременного обратного течения. В каждый момент времени в цилиндре двигателя в течение всего цикла определяется состав газа, что необходимо для расчета его газовой постоянной и теплоемкостей, последующей оценки качества процесса газообмена, а также определения индикаторных показателей двигателя.

При расчете турбокомпрессоров в рамках данной модели выполнялся расчет массо- и энергообмена в сопряженных элементах, определялся баланс мощностей турбин и компрессоров. При этом использовались стандартные экспериментальные характеристики турбины и компрессора. Для расчета мощности СТ в рамках

Из графика на рис. 3 видно, что выигрыш от применения СТ зависит как от частоты вращения, так и от минимального проходного сечения турбины ТКР. Наибольший эффект до 7...9 г/(кВт·ч) достигается при частоте вращения 1850 мин⁻¹, при 1700 мин⁻¹ – до 5...7 г/(кВт·ч). При 1500 мин⁻¹ эффект незначителен, даже при высоких КПД СТ и редуктора. Необходимо отметить наличие минимумов $g_{\epsilon\Sigma}$ в диапазоне $N_{СТП}=15...20$ кВт.

Математическое моделирование рабочего процесса двигателя осуществлялось на основе обобщенного численного метода [1], доработанного авторами для случая нали-

данной модели использованы обобщенные характеристики, разработанные в МАДИ [2]. Они позволяют с достаточной степенью достоверности определить характеристики турбин конкретных конструкций.

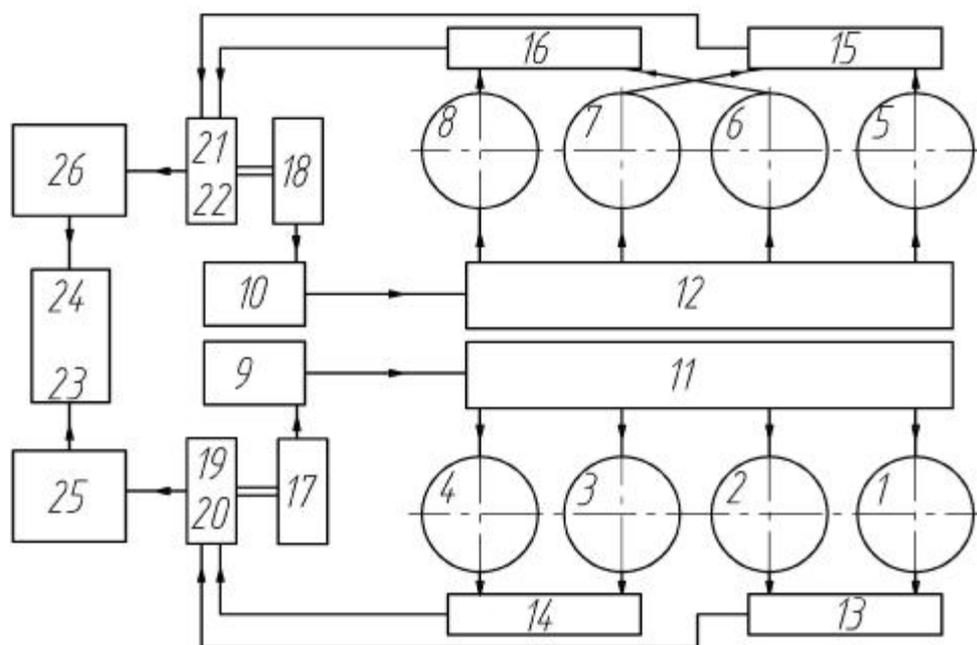


Рис. 4. Квази-стационарная расчётная схема газоздушного тракта двигателя 8ЧВН15/16 с СТ

Расчетная схема исследуемого дизеля воздушного охлаждения представлена на рис. 4. Здесь элементы с первого по восьмой соответствуют цилиндрам, девятый и десятый - охладителю наддувочного воздуха, одиннадцатый и двенадцатый - впускным коллекторам, с тринадцатого по шестнадцатый - выпускным коллекторам, семнадцатый и восемнадцатый - каналам компрессоров в составе турбокомпрессоров, с девятнадцатого по двадцать второй - каналам турбин в составе турбокомпрессоров, двадцать третий и двадцать четвёртый - каналам силовой турбины, двадцать пятый и двадцать шестой - коллекторам.

На основании хорошего совпадения расчетных и экспериментальных данных был сделан вывод об адекватности представленной математической модели. При этом сравнение осуществлялось для одинаковых в расчёте и эксперименте значений противодавления на выпуске из турбины ТКР, которое, главным образом, определяет мощность СТ. В расчётах противодавление создавалось изменением минимального проходного сечения СТ.

Целью расчётного анализа с использованием данной математической модели явилось комплексное исследование влияния параметров дизеля, таких, как фазы газораспределения и характеристики турбин ТКР, а также параметров СТ, на экономичность турбокомпаундного дизеля. В результате были выработаны рекомендации по оптимальному выбору значений этих параметров.

Литература:

1. Григорьев Е.А., Васильев А.В. Математическое моделирование рабочего процесса двигателя 8ЧВН15/16 с целью оптимизации фаз газораспределения и законов движения клапанов // Наземные транспортные системы: Межвуз. сб. науч. тр. / ВолгГТУ. - Волгоград, 2000. - С. 7 - 12.

2. Синявский В.В. Упрощенная методика и некоторые результаты расчета совместной работы автомобильного дизеля с турбокомпрессором // Рабочие процес-

ДИНАМИКА ИЗМЕНЕНИЯ СКОРОСТИ ПОТОКА И РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПРОЦЕССА ВЫПУСКА В ПОРШНЕВОМ ДВС

Жилкин Б.П., Плотников Л.В. (ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина»)

Сведения о динамике изменения скорости потока и расходных характеристиках в выпускной системе поршневого ДВС в реальных условиях (пульсирующий поток) весьма ограничены. Основными целями представляемой работы было получение дополнительных данных о свойствах процесса выпуска поршневого двигателя, поиск факторов наиболее сильно влияющих на газодинамику и расход в выпускной системе двигателя, а также определение направления поиска способов лучшей очистки цилиндра от отработавших газов.

Для экспериментального исследования использовалась натурная установка размерности 8,2/7,1 (рис. 1), механизм газораспределения которой заимствован от двигателя автомобиля ВАЗ-11113 (ВАЗ-ОКА). Фазы газораспределения и подъем клапанов установки соответствовали таковым для двигателя ВАЗ-ОКА. Привод распределительного вала осуществлялся через ременную передачу с помощью асинхронного электродвигателя 11, частота вращения которого регулировалась преобразователем частоты Altivar 31 фирмы Shneider Electric в диапазоне $n = 300 - 1500 \text{ мин}^{-1}$ (с точностью $\pm 0,1 \%$), что соответствует частоте вращения коленчатого вала от 600 до 3000 мин^{-1} .

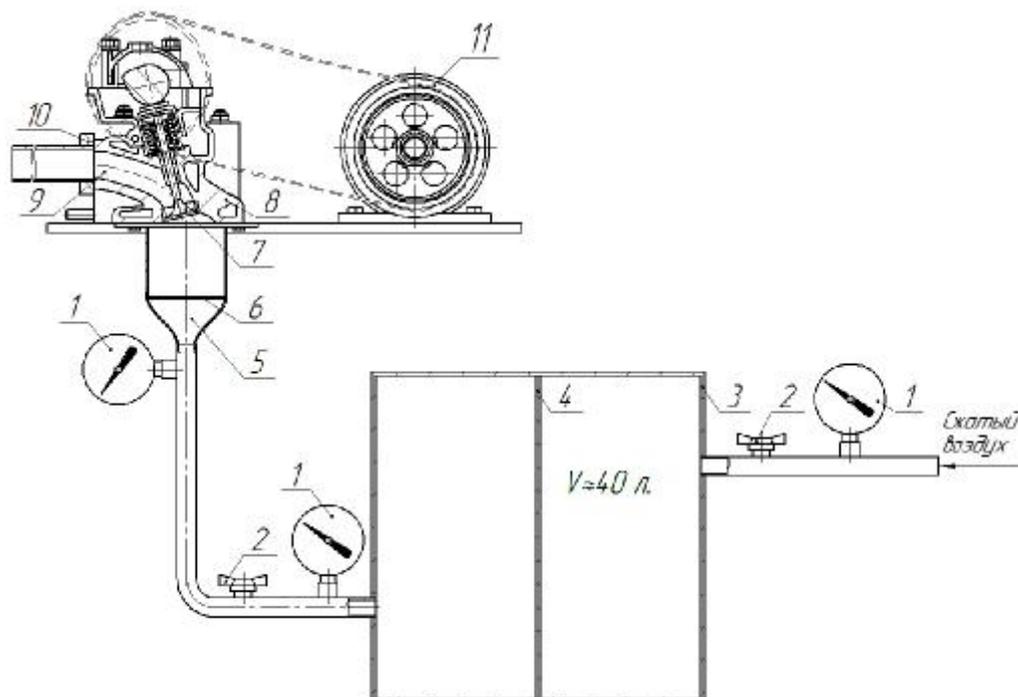


Рис. 1. Схема экспериментальной установки: 1 – манометр; 2 – кран; 3 – бак-ресивер; 4 – выравнивающая решетка; 5 – цилиндр - дутьевая камера; 6 – хоней-комб; 7 – выпускной клапан; 8 – головка цилиндров; 9 – выпускной канал в головке цилиндров; 10 – опытная выпускная труба; 11 – асинхронный электродвигатель

На рис. 2 более подробно показана конфигурация выпускного тракта экспериментальной установки и места установки датчиков для измерения мгновенных значений средней скорости потока воздуха. В связи ограниченным количеством качественной информации по газодинамике процесса выпуска за основу был выбран классический прямой канал с круглым поперечным сечением: к головке цилиндра 2 пристыкована на шпильках выпускная труба 4 длиной $L = 400$ мм и диаметром $d = 30$ мм. В трубе имеется три отверстия для установки датчиков термоанемометра 5 на расстояниях L_1 , L_2 и L_3 соответственно 20, 140 и 340 мм от выпускного окна в головке блока (контрольные сечения).

Для осуществления необходимых замеров на базе аналого-цифрового преобразователя фирмы L-Card была создана автоматизированная система сбора данных, передающая оцифрованные сигналы в персональный компьютер. В ней для определения средней по сечению скорости потока воздуха w_x использовался термоанемометр постоянной температуры.

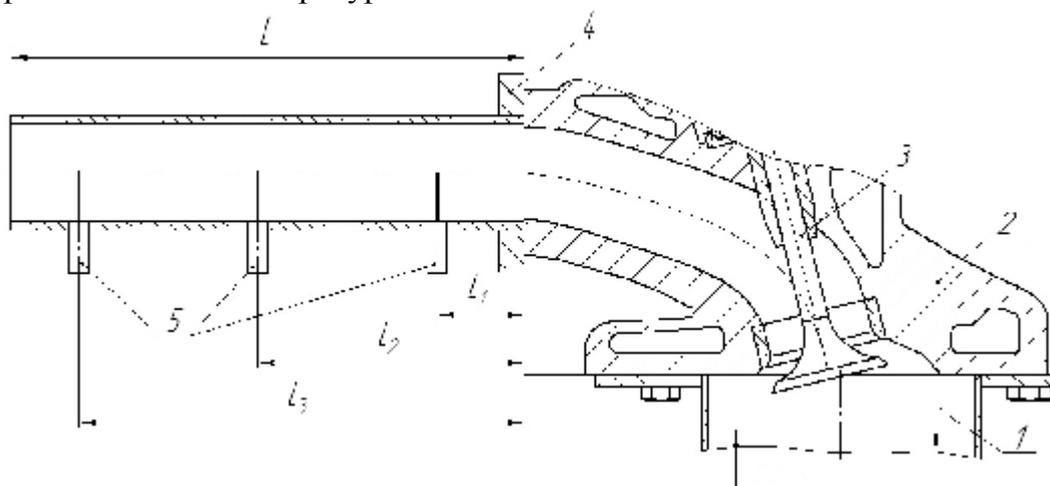
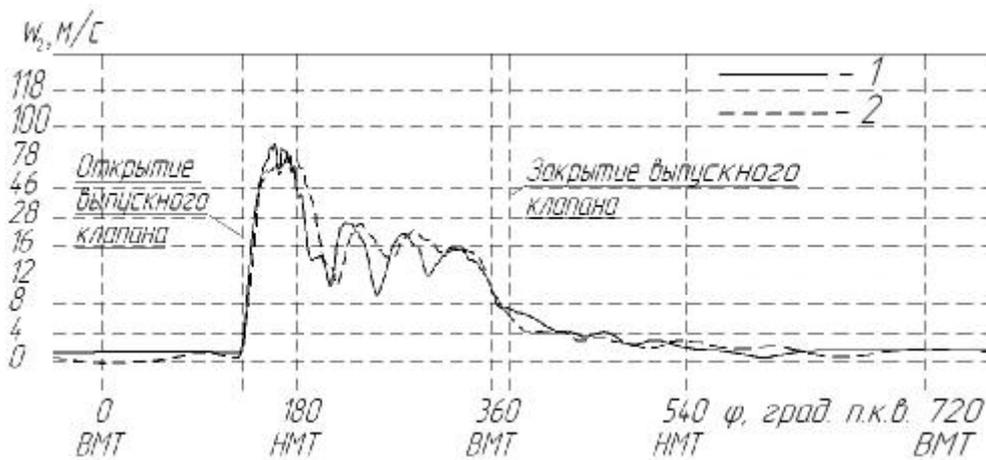


Рис. 2. Конфигурация выпускного тракта экспериментальной установки: 1 – цилиндр-камера; 2 – головка цилиндров; 3 – выпускной клапан; 4 – рабочий участок – выпускная труба; 5 – датчики термоанемометра L – длина выпускной трубы; L_{1-3} – расстояния до мест установки датчиков термоанемометра от выпускного окна

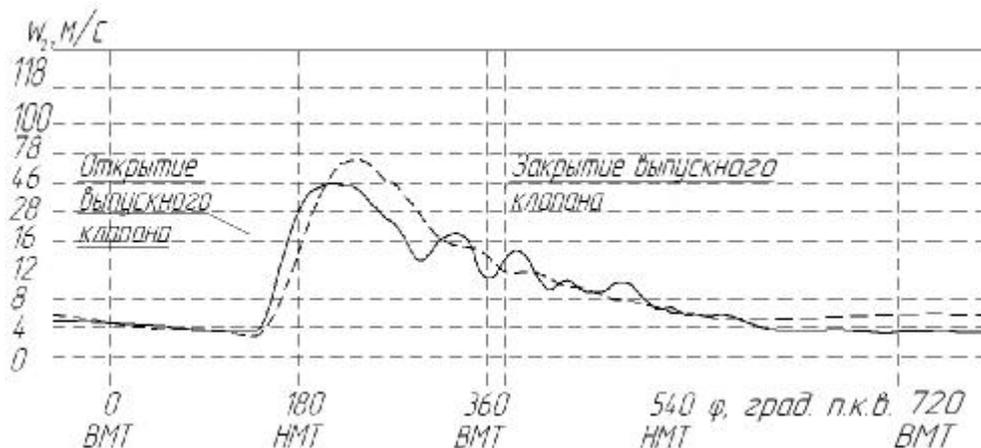
Чувствительным элементом датчиков термоанемометра служила нихромовая нить диаметром 5 мкм и длиной 5 мм. Замер частоты вращения и индикация положения распределительного вала производились тахометром, состоящим из закрепленного на валу зубчатого диска и индуктивного датчика. По этим данным определялось условное положение коленчатого вала, в частности, прохождение поршнем ВМТ и НМТ.

Исследования проводились для различных частот вращения коленчатого вала (от 600 до 3000 мин^{-1}) при разных избыточных давлениях на выпуске (от 0,5 до 2,0 бар) без использования глушителя шума. Результаты определения функции w_x от угла поворота коленчатого вала j при разных частотах вращения в контрольном сечении на расстоянии L_2 показаны на рис. 3. Применение неравномерной шкалы на рисунке обусловлено нелинейной тарировочной кривой термоанемометра.

Оказалось, что пульсации скорости потока воздуха наиболее выражены при низких частотах вращения коленчатого вала при всех значениях избыточного давления. Следует отметить, что противоположный эффект наблюдается в процессе выпуска в поршневом ДВС [1], где динамика процесса усложняется (фиксируются более выраженные пульсации скорости потока воздуха) по мере увеличения частоты вращения коленчатого вала.



а)



б)

Рис. 3. Зависимость скорости потока воздуха w_2 в выпускном канале ($L_2=140$ мм) от угла поворота коленчатого вала j при разных частотах вращения коленчатого вала n : а) 600 мин^{-1} ; б) 3000 мин^{-1} ; 1 – избыточное давление на выпуске $p_e = 0,5$ бар; 2 – избыточное давление на выпуске $p_e = 2,0$ бар

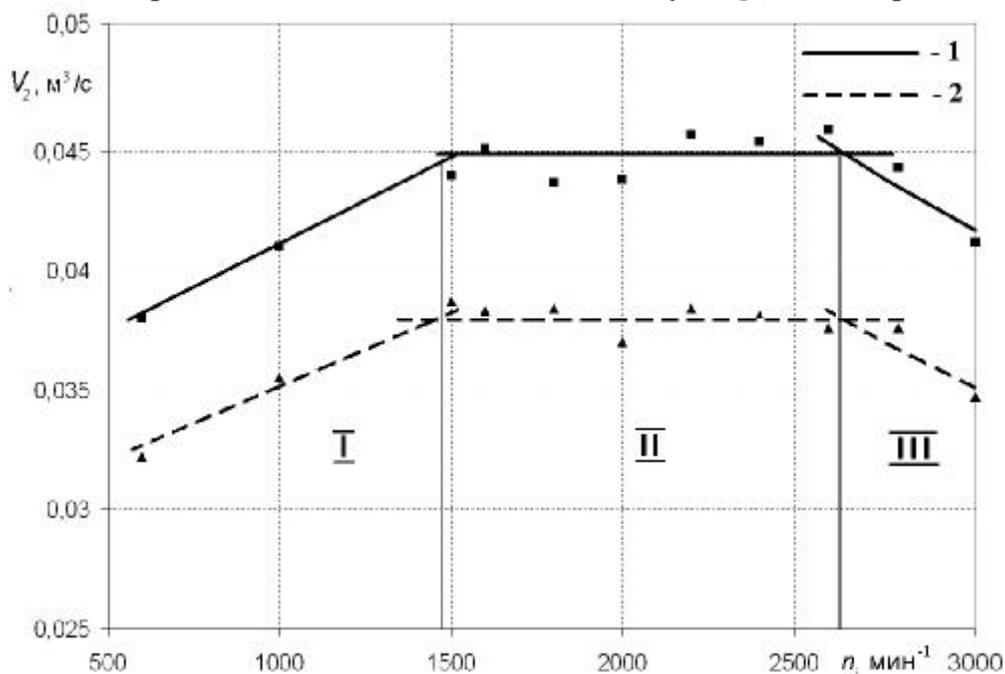


Рис. 4. Расход воздуха V_2 через выпускной канал в зависимости от частоты вращения коленчатого вала n 1 – избыточное давление 2,0 бар; 2 – избыточное давление 1,0 бар

При высоких значениях частоты вращения коленчатого вала (рис. 3, б) пульсации скорости потока более сглажены. Примечательно, что после закрытия выпускного клапана скорость потока воздуха не становится равной нулю и наблюдаются некоторые флуктуации скорости. Схожий эффект наблюдался и для процесса впуска [1], где скорость потока воздуха после закрытия впускного клапана также не обращалась в нуль.

Путем обработки графиков изменения скорости потока за отдельный такт были получены зависимости местного объемного расхода V_2 через выпускной канал. На рис. 4 показаны опытные точки зависимости расхода воздуха V_2 от частоты вращения коленчатого вала n для различных постоянных избыточных давлений p_b перед клапаном, которые аппроксимированы линейными функциями.

В результате аппроксимации в условиях постоянного давления p_b проявились три режимных участка: I – участок увеличения расхода (от 600 до 1500 мин⁻¹); II – зона постоянного расхода (от 1500 до 2600 мин⁻¹); III – участок его спада (от 2600 мин⁻¹). Обнаруженное снижение расхода воздуха при высоких частотах вращения коленчатого вала, возможно, связано с образованием на этих режимах застойных зон в канале и соответствующим уменьшением проходного сечения. Следует отметить, что в реальном двигателе и при расчете в ДИЗЕЛЬ-РК расход газа через выпускные органы монотонно возрастает с увеличением частоты вращения. Такой непрерывный прирост, по-видимому, объясняется увеличением внутрициклового давления на выпуске, приводящего к снижению удельной работы.

В целом, можно сделать следующие выводы: наблюдаются значительные пульсации скорости потока воздуха в процессе выпуска, что наиболее ярко выражено при низких частотах вращения коленчатого вала. Расход воздуха через выпускной канал увеличивается с ростом давления в системе. При этом в условиях постоянного давления в цилиндре имеются режимы постоянного расхода (от 1500 до 2500 мин⁻¹), после которых происходит его снижение.

Таким образом, проведенное исследование позволило определить следующие направления совершенствования процесса выпуска: сглаживание пульсаций, что может привести к более полной очистке цилиндра от отработавших газов, и разработке как пассивных, так и активных методов, которые могут привести к увеличению расхода газа за процесс выпуска при высоких оборотах.

Литература

1. Экспериментальное исследование газодинамических процессов в системе впуска поршневого ДВС/ Б.П. Жилкин, Л.В. Плотников, С.А. Корж, И.Д. Ларионов// Двигателестроение. – 2009. – №1. – С. 24-27.

УЧЕТ ЛОКАЛЬНЫХ ТЕМПЕРАТУР КАМЕРЫ СГОРАНИЯ ПРИ МОДЕЛИРОВАНИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ

Барченко Ф.Б. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В настоящее время во всем мире проектирование и доводка ДВС не мыслится без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации. Расчет рабочего процесса в цилиндре ДВС является важной и сложной задачей. Термодинамические модели расчета рабочего процесса в ДВС не требуют мощностей суперкомпьютеров и все без исключения используют большое количество эмпирических и полуэмпирических формул для описания смесеобразования и сгорания. Набор таких математических моделей (ММ) весьма широк. Среди них сле-

дует особо выделить две модели: Хироюсу (Hiroyasu) [1-3] и Разлейцева [4]. Обе модели были разработаны независимо друг от друга в начале 80-ых годов 20-ого века. Модель Хироюсу за границей принята как негласный стандарт, и включена в профессиональные программы [5-7] GT-POWER (Gamma Technologies), AVL-BOOST (AVL), WAVE (Ricardo software). Однако, последние 10-15 лет в печати нет сообщений о дальнейшем развитии этой ММ. С конца 80-ых годов модель Н.Ф. Разлейцева продолжает свое развитие в руках Кулешова А.С. И в настоящее время претерпела ряд серьезных изменений. Большинство изменений ММ можно найти в трудах, опубликованных, как на русском [8, 9], так и на иностранном [10, 11] языках. Математическая модель цилиндра представляет собой открытую термодинамическую систему, обменивающуюся массой и энергией с окружающей средой. Модели впускной и выпускной систем двигателя используются для корректного описания наполнения и очистки рабочего цилиндра. Для расчета смесеобразования и сгорания используется ММ, разработанная Н.Ф. Разлейцевым. Струя топлива представлена зонной моделью, каждая из зон имеет свои параметры смесеобразования и сгорания. Данная ММ легла в основу программного комплекса Дизель-РК, разработанного Кулешовым А.С.

В данной работе описывается модель расчета теплового состояния деталей, образующих камеру сгорания (КС). Локальные температуры КС используются в модели Дизель-РК на следующих этапах расчета:

- при расчете скорости испарения топлива по уравнению:

$$\frac{ds_{ui}}{dt} = \left[1 - (1 - b_{ui} t_{ui})^{3/2} \right] \frac{s_{zi}}{t_{ui}},$$

где $K_{ui} = 4 \times 10^6 Nu_D D_p p_s / r_f$ - константа испарения;

$D_p = D_{po} (T_k / T_o) (p_o / p)$ - коэффициент диффузии;

i - номер зоны;

τ_{ui} - время нахождения (испарения) топлива в i -ой зоне;

σ_{zi} - доля топлива в i -ой зоне;

d_{32} - средний массовый диаметр капель (диаметр Заутера);

K_{ui} - константа испарения, является функцией характерной температуры T_k [8-11]:

$$T_k = \begin{cases} 550 & \text{if } T_{wi} \leq 400 \\ aT_{wi}^3 + bT_{wi}^2 + cT_{wi} + d & \text{if } 400 < T_{wi} < 700 \\ 700 & \text{if } 700 \leq T_{wi} \end{cases}$$

T_{wi} - локальная температура поверхности КС под данной зоной струи, величина коэффициентов a, b, c, d подбирается во время идентификации математической модели;

- при расчете скорости тепловыделения, по выражениям:

в период выгорания паров топлива: $dx/dt = f_0 P_0 + f_1 P_1$;

во время впрыска: $dx/dt = f_1 P_1 + f_2 P_2$;

после окончания впрыска: $dx/dt = f_3 A_3 K_T (1-x)(x_b a - x)$.

Подробное описание всех коэффициентов и способа их расчета можно найти в работах [8-11], здесь более интересно значение коэффициентов f_0, f_1, f_2 , которые являются функцией температуры и описываются выражением:

$$f = 1 - \frac{A_1}{x_b a - x} \left\{ r_V + \sum_{i=1}^{m_W} \left[300 r_{Wi} \exp\left(\frac{-16000}{2500 + T_{Wi}}\right) \right] \right\} \frac{dx}{dt};$$

где T_{Wi} – температура стенок в соответствующих зонах, остальные коэффициенты можно найти в работе [8].

- при расчете теплообмена рабочего тела со стенками камеры сгорания, по формуле Ньютона-Рихмана.

До сих пор в ММ программы Дизель-РК расчет температур стенок велся следующим образом (см. рис. 1). Для крышки цилиндра решалась одномерная задача теплопроводности для многослойной стенки, и определялась температура огневой поверхности крышки $T_{w.k}$. Температура поршня находилась по формуле [13]:

$$T_{w.n} = C \cdot T_{w.k}, \quad (1)$$

где $T_{w.n}$ – температура огневой поверхности поршня, К;
 C – коэффициент пропорциональности, см. таблицу 1;
 $T_{w.k}$ – температура огневой поверхности головки, К.

Таблица 1. Коэффициент пропорциональности в формуле (1)

Материал поршня	Материал крышки		
	Сталь	Чугун	Алюминий
Сталь	1,08	1,10	1,15
Чугун	1,035	1,08	1,13
Алюминий	0,83	0,85	1,08

Температура втулки цилиндра ($T_{w.в}$) задавалась в явном виде, на основе экспериментальных данных или исходя из опыта исследователя. На рис. 2 представлена предлагаемая математическая модель расчета теплового состояния КС.

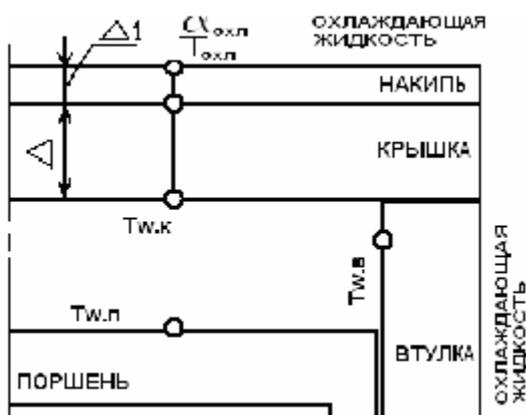


Рис. 1. Расчетная схема температур КС в программе Дизель-РК.

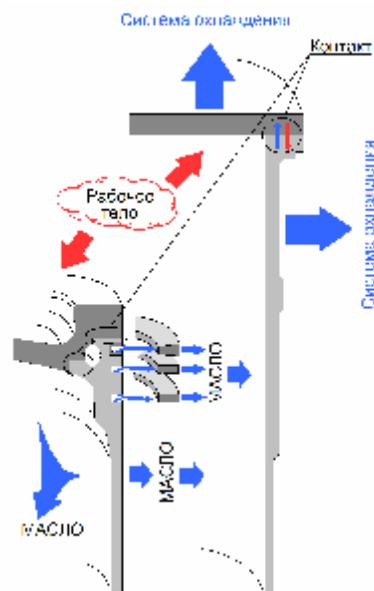


Рис. 2. Расчетная схема предлагаемой модели теплового состояния КС.

Как известно из многочисленных экспериментов и расчетов, температуру поверхностей КС в большинстве случаев нельзя охарактеризовать всего тремя значениями [14,15]. Поэтому для расчета теплового состояния необходимо использовать более сложную постановку задачи теплопроводности. В данной работе использовалось решение стационарной, двухмерной, осесимметричной задачи теплопро-

водности с помощью метода конечных элементов (МКЭ). Данная постановка задачи уже была использована в работах Иващенко Н.А., Петрухина Н.В., Майорова А.В. В работах Иващенко Н.А. и Петрухина Н.В. использовалась модель сгорания Вибе И.И., и не учитывалось взаимное влияние теплового состояния на рабочий процесс. Кроме того в работе не было согласования теплового состояния деталей КС, а граничные условия по теплообмену между поршнем, кольцами и втулкой задаются на основе экспериментальных данных. В работе Майорова А.В. рабочий процесс используется как входные данные, а цель его работы это создание согласованного расчета теплового состояния поршня, втулки, крышки, для уточненного расчета теплового и напряженно-деформированного состояния деталей цилиндро-поршневой группы (ЦПГ). В данной работе используется метод согласования температурных полей деталей ЦПГ, при применении более совершенной модели сгорания.

Для решения задачи используются граничные условия 3-его рода. Со стороны КС находится среднее за цикл значение коэффициента теплоотдачи, и среднее эквивалентное значение температуры рабочих газов. Коэффициент теплоотдачи в КС, в зависимости от угла поворота коленчатого вала, вычисляется по формуле Г.Вошни.

Так как тепловой поток в поршень и крышку, в зависимости от радиуса цилиндра, распределяется не равномерно, то для этого используется профиль коэффициента теплоотдачи, который может быть найден для характерных конструкций КС в опубликованных работах.

Граничные условия для расчета теплообмена с системой охлаждения поршня, крышки цилиндра, втулки цилиндра задаются в явном виде.

Теплообмен с кольцами рассчитывается по методам, изложенным в работах Петриченко Р.М. В зонах контактного соединения (например, крышка-прокладка-втулка или залитые вставки в поршни) используются две модели: модель идеального контакта (залитые вставки) и модель контактного теплообмена, описанная в работе [16], и нашедшая широкое применение при моделировании двигателя [17].

Данная модель сложного теплообмена была включена в расчетный комплекс Дизель-РК. Для чего была написана компьютерная программа на языке ФОРТРАН, и оформлена как DLL (динамически подключаемая библиотека). На рис. 3 приведен пример расчета с помощью данной программы теплового состояния и характеристик тепловыделения с учетом локальных температур и без их учета. Расчет проведен для судового двигателя с высокой форсировкой $P_e = 23$ бар. На выносных линиях указаны температуры, полученные в результате термометрирования.

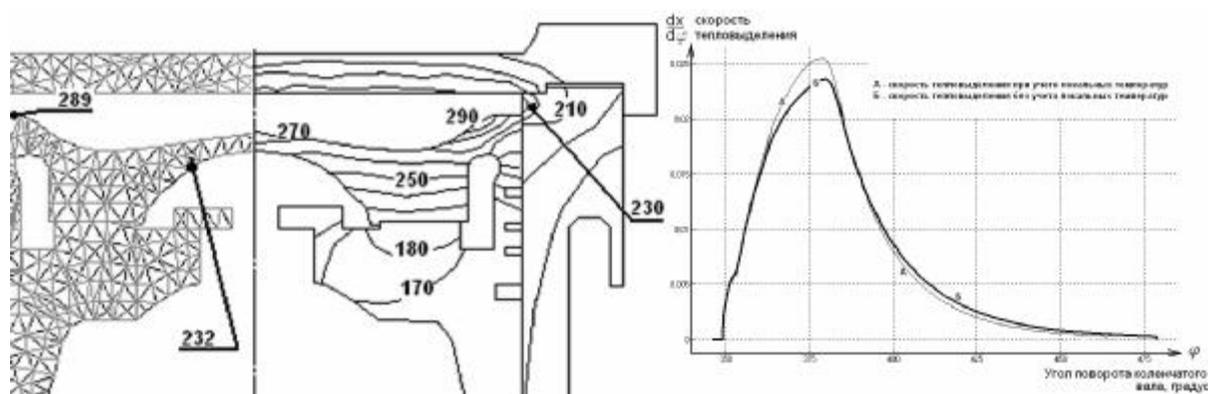


Рис. 3. Тепловое состояние КС двигателя типа ЧН 26/26 и характеристики тепловыделения с учетом и без учета локальных температур КС.

Литература:

1. Hiroyuki Hiroyasu, Toshikazu Kadota and Masataka Arai. Development and Use of a Spray Combustion Modeling to Predict Diesel Engine Efficiency and Pollutant Emissions // Paper 214-12, Bull. JSME, 1983, V. 26, N 214, P. 576-583.
2. Takuo Yoshizaki, Keiichiro Yuzaki, Keiya Nishida, Hiroyuki Hiroyasu, Hideo Yamashita, Kazufumi Kaneda. Experiments and Modeling on Spray Distributions in the Combustion Chamber of a Direct Injection Diesel Engine // SAE Tech. Pap. Ser. – 1996. – N 961820. – P. 1 - 15.
3. Takuo Yoshizaki, Keiya Nishida, Hiroyuki Hiroyasu, Kyu-Keun Song Three-Dimensional Spray Distributions in a Direct Injection Diesel Engine // SAE Tech. Pap. Ser. – 1994. – N 941693. – P. 45 - 56.
4. Процессы в перспективных дизелях. Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. – 352 с.
5. AVL BOOST: [Электронный ресурс]. (<http://www.avl.com>). Проверено 12.09.2008.
6. Ricardo Software: [Электронный ресурс]. (<http://www.software.ricardo.com>). Проверено 12.09.2008.
7. Gamma Technologies Inc.: [Электронный ресурс]. (<http://www.gtisoft.com>). Проверено 12.09.2008.
8. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 18 - 31.
9. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. Расчет скорости тепловыделения при многократном впрыске // Вестник МГТУ. Машиностроение. – 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 32 - 45.
10. Kuleshov A.S. Model for predicting air-fuel mixing, combustion and emissions in DI diesel engines over whole operating range // SAE Tech. Pap. Ser. – 2005. – N 2005-01-2119. – P. 1-16.
11. Kuleshov A.S. Use of Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Simulation and Optimization of Performance and Emissions of Engines with Multiple Injection // SAE Tech. Pap. Ser. – 2006. – N 2006-01-1385. – P. 1-17.
12. Кулешов А.С. Расчетно-экспериментальный выбор параметров рабочего процесса 4-х тактного среднеоборотного комбинированного ДВС. Дисс. ...канд. техн. наук. М.: МВТУ, 1986. – 124 с.
13. Кулешов. А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания Дизель-2/4т. Руководство пользователя. Москва, 2001.
14. Woschni G. Experimentelle Untersuchung des Warmeflusses in Kolben und Zylinderbuchse eines schnellaufenden Dieselmotors // MTZ. – 1979. – Bd.39, №12. – S.575 – 579.
15. Иванченко Н.Н., Красовский О.Г., Соколов. С.С. Высокий наддув дизелей. – Л.: Машиностроение, 1983. – 201 с.
16. Попов В.М. Теплообмен в зоне контакта разъемных и неразъемных соединений. – М.: Энергия, 1971. – 271 с.
17. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. – Л.: ЛГУ, 1983. – 224с.

УЛУЧШЕНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ ПРИ ДВОЙНОЙ ПОДАЧЕ ТОПЛИВА

Свистула А.Е., Матиевский Г.Д. (Алтайский государственный технический университет им. И.И.Ползунова)

При двойной подаче топлива в дизеле предусматривается разделение цикловой порции на две части по количеству и по времени подачи. Одна из них – основная, большого объема, подается в цилиндр в районе верхней мертвой точки (ВМТ) в такте сжатия. Вторая – предварительная, первичная или запальная меньшего объема, предшествует основной и подается в систему впуска или в цилиндр на тактах впуска, сжатия или в конце выпуска.

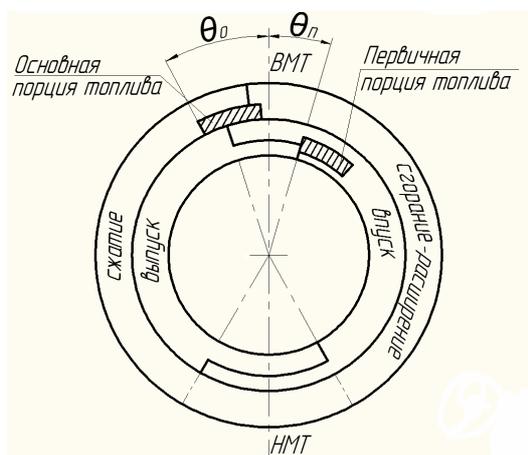


Рис. 1. Диаграмма фаз двойной топливоподдачи

Двойная подача топлива осуществлена на экспериментальной одноцилиндровой установке размерностью 13/14 производства ПО АМЗ. Впрыск топлива осуществлялся специальной форсункой, к двум входным штуцерам которой топливо подводится в отдельности от каждой насосной секции по своим трубкам высокого давления, а затем и по каналам в форсунке (основному и дополнительному) через обратные клапаны непосредственно в полость под иглой распылителя [1].

Подача запальной порции производилась в такте впуска после ВМТ сразу же после закрытия выпускного клапана, а основная – как обычно, в конце такта сжатия (рис. 1).

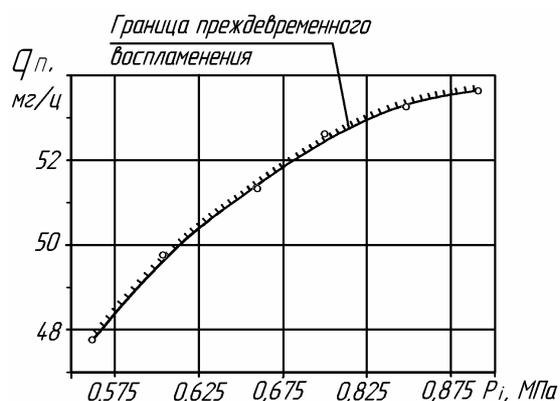


Рис. 2. Граница преждевременного воспламенения: $n=1750 \text{ мин}^{-1}$, 4-сопловый распылитель

Обобщающий график изменения границы преждевременного воспламенения предварительной порции $q_{п}^B$ в функции исходной индикаторной нагрузки представлен на рис. 2.

Испытания по выбору угла опережения начала подачи основной порции топлива θ_0 подтверждают слабое влияние угла θ_0 на индикаторный КПД и существенное на максимальное давление и скорость нарастания давления в диапазоне изменения угла $\theta_0 = 24 - 31^\circ$ до ВМТ. За оптимальный принят угол в 26° до ВМТ, при значении которого снята характеристика влияния количества предварительной подачи топлива на показатели работы дизеля (рис. 3).

Для достижения наибольшего увеличения индикаторного КПД (на 5 %) и пренебрежения эффектом уменьшения динамики цикла, дымности и токсичности в сравнении с исходным режимом необходимо назначать оптимальное значение $q_{п} = 15 \text{ мг/ц}$.

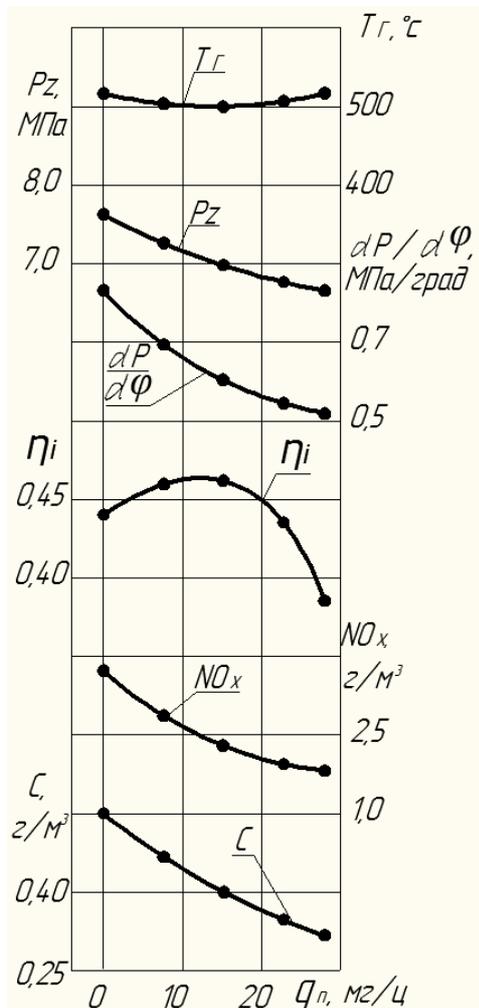


Рис. 3. Влияние предварительной порции топлива на показатели дизеля:
 $n=1750 \text{ мин}^{-1}$; $P_i=0,875 \text{ МПа}$; $q_{п} + q_o = q_{\text{цикл}} = \text{const}$; 4-сопловый распылитель

вытекающего топлива и увеличением длины пролета струи к моменту встречи с поверхностями. Эти факторы уменьшают количество топлива, отраженного от поверхностей, частично попадающего на стенку цилиндра и снижающего механические потери. Соответственно величина $q_{п}^M$ сдвигается в область более высоких значений.

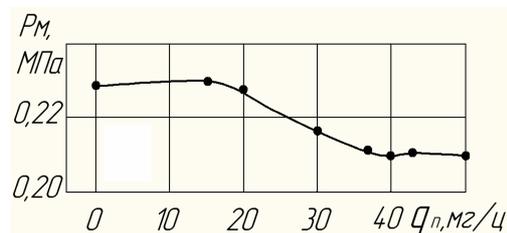


Рис. 4. Влияние предварительной порции топлива на P_m :
 $n=1750 \text{ мин}^{-1}$; $P_i=0,875 \text{ МПа}$;
 $q_{п} + q_o = q_{\text{цикл}} = \text{const}$; 4-сопловый распылитель

Итак, при подаче первичной дозы топлива на такте впуска (после завершения выпуска) и выявленном оптимальном значении первичной дозы в 20 % от номинальной цикловой подачи и угле начала подачи основной порции в 27 градусов до ВМТ достигнуто увеличение индикаторного КПД на 4 %, снижение максимальные

Для получения большего эффекта в снижении максимального давления, жесткости сгорания и содержания в ОГ окислов азота следует принимать $q_{п} = 20 \text{ мг/ц}$.

На рис. 4 приведена зависимость среднего давления механических потерь P_m от величины предварительной подачи $q_{п}$, полученного методом «прокрутки», в расширенном диапазоне изменения $q_{п}$. Начиная с подачи $q_{п}^M$, несколько большей 20 мг/ц, четко прослеживается снижение давления механических потерь на 10 % от величины P_m в исходном режиме работы дизеля при $q_{п} = 0$. Причиной такого снижения давления P_m является попадание части предварительной порции топлива в масляную пленку зеркала цилиндра и ее разжижение, несмотря на ориентацию топливных струй в камеру сгорания.

Результаты испытаний с односопловым (центральное положение), четырех- и пятисопловым распылителями показывают увеличение $q_{п}^M$ при переходе от односоплового распылителя к пятисопловому и с ростом угла запаздывания впрыска первичной дозы топлива после ВМТ (рис.5).

Наиболее вероятной причиной получения лучших результатов в случаях пятисоплового распылителя при более поздних углах $\theta_{п}$ следует считать снижение кинетической энергии топливной струи при контакте с поверхностями камеры сгорания и днища поршня, обусловленное меньшими массой и скоростью

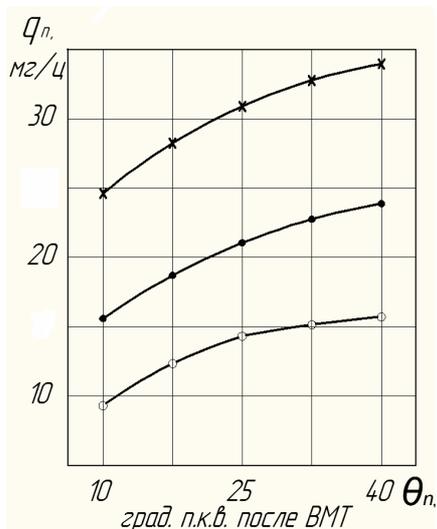


Рис. 5. Параметры предварительной порции топлива q_n^M :
 o – 1-сопловый распылитель;
 • – 4-сопловый распылитель;
 x – 5-сопловый распылитель

оптимизацией параметров впрыскивания, позволяющей уменьшить кинетическую энергию топливной струи, взаимодействующей с поверхностями камеры сгорания и днища поршня.

Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Литература:

Патент на полезную модель 42073 Российская Федерация, МПК⁷ F 02 M 25/022. Система питания дизеля. / А.Е. Свистула, Д.Д. Матиевский, Е.М. Калужный, А. Тактак (РФ) - № 2004121938/22; заявл. 19.07.2004; опубл. 20.11.04, бюл. № 32.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ В ДВИГАТЕЛЯХ С ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ ОТ СЖАТИЯ ПРИ НЕСТАЦИОНАРНОМ ТЕПЛО- И МАССООБМЕНЕ

Камалтдинов В.Г., Драгунов Г.Д. (Южно-Уральский государственный университет), **Марков В.А.** (МГТУ им. Н.Э. Баумана).

Методика расчета процесса сгорания топлива в двигателях с воспламенением от сжатия при нестационарном тепло- и массообмене базируется на моделях основных процессов нестационарного горения и тепло- и массообмена рабочего тела переменной массы в камере сгорания (КС) ДВС.

Модель процесса горения имеет следующие основные положения.

1. Процесс горения рассматривается как совокупность последовательных реакций окисления до диоксида углерода и воды групп активных молекул топлива, протекающих по закону Аррениуса и имеющих энергию, больше условной энергии активации при данной температуре.

2. Количество активных молекул топлива в группе, вступающих в реакцию, зависит от общего количества молекул топлива, текущей температуры смеси и ус-

ловной энергии активации, изменяющейся в зависимости от доли выгоревшего топлива.

3. Условная продолжительность окисления этой группы активных молекул принимается зависящей не только от общего количества молекул топлива, но и от других важных для процесса горения параметров: объема КС, количества молекул кислорода, количества молекул инертных компонентов (азота, диоксида углерода и др.) и турбулентности внутри КС.

4. Теплота, выделяющаяся при окислении каждой группы активных молекул топлива, определяется через низшую теплотворную способность топлива и расходуется на повышение температуры смеси в зоне горения.

5. В процессе расчета постоянно корректируется количество молекул всех веществ в результате выгорания топлива, расходования на это кислорода, образования диоксида углерода и воды, образования оксида углерода и кислорода при диссоциации, последующего окисления оксида углерода.

Особенностью модели является введение нового параметра, учитывающего фактор времени на молекулярном уровне, – условной продолжительности реакции окисления молекулы топлива. В качестве временного фактора обычно используется угол поворота коленчатого вала. Но при анализе процесса сгорания, когда угол поворота коленчатого вала привязан не только ко времени, но и величине объема сжатия, эта замена не всегда корректна. Изменение объема сжатия однозначно приводит к изменению температуры в цилиндре и концентрации реагирующих веществ и, следовательно, скорости реакции окисления. В этом случае не представляется возможным однозначно определить причину изменения скорости сгорания: либо это происходит в результате изменения температуры и концентрации, либо – просто с течением времени.

Выражение для определения условной продолжительности реакции окисления группы активных молекул топлива имеет вид:

$$t_y = \frac{Z_T}{const \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot V \cdot C_T^p \cdot C_{O_2}^q} = \frac{V}{const \cdot K_1 \cdot K_2 \cdot Z_T^{p-1} \cdot Z_{O_2}^q},$$

где Z_T – общее количество молекул топлива в рассматриваемом объеме V цилиндра двигателя; $const$ – константа, учитывающая количество активных соударений молекул реагирующих веществ в единицу времени в единице объема; K_1 – коэффициент, учитывающий влияние инертных составляющих рабочего тела и продуктов сгорания; K_2 – коэффициент, учитывающий турбулентность внутри КС, $K_2 \geq 1$; $C_T = Z_T/V$ и $C_{O_2} = Z_{O_2}/V$ – концентрации всех молекул топлива Z_T и кислорода Z_{O_2} в объеме V соответственно; p, q – показатели степени, причем $p+q=n$ – кинетический порядок реакции, $n=2$.

Модель процессов сжатия-расширения включает уравнение для определения изменения давления в цилиндре рабочего тела переменной массы в условиях нестационарного тепло- и массообмена, в котором учитываются кроме общепринятых процессов (тепловыделение при сгорании топлива, теплоотдача в стенки цилиндра по закону Ньютона-Рихмана, изменение объема цилиндра) утечки через цилиндропоршневой зазор и подача дополнительного рабочего тела, а также затраты энергии на нагрев и испарение топлива и диссоциацию диоксида углерода [1].

$$dp = \frac{\frac{dQ_{\bar{n}\bar{a}} - dQ_{\bar{o}\bar{i}\bar{i}} - dQ_{\bar{a}\bar{e}\bar{n}}}{m} - pdv \frac{k}{k-1} - (i - i_{\bar{a}\bar{i}}) \frac{dm_{\bar{a}\bar{i}}}{m}}{\frac{v}{k-1}},$$

где dQ_{c2} , $dQ_{m.o.}$, dQ_{disc} – теплоты, выделившаяся при сгорании топлива, отведенная от рабочего тела (теплообмен со стенками, при нагреве и испарении топлива и другие) и расходуемая на диссоциацию продуктов сгорания, соответственно; p , v и dv – давление, удельный объем рабочего тела в цилиндре и его изменение, соответственно; $k=C_p/C_v$ – показатель адиабаты; i , i_{en} – удельные энтальпии рабочего тела, находящегося в цилиндре, массой m и дополнительно входящего компонента массой dm_{en} .

Для уточненного определения температуры в зоне горения в модели предусмотрено определение текущей теплоемкости рабочего тела в зависимости от его молекулярного состава, которая задается для каждого компонента в функции температуры по рекомендациям А.А. Равделя [2].

Модель обратимого процесса диссоциации диоксида углерода, образовавшегося при сгорании топлива в цилиндре ДВС в условиях нестационарного тепло- и массообмена, включает уравнения для определения степени диссоциации для квазиравновесного состояния по рекомендациям В.В. Померанцева [3], количества молекул диоксида углерода, распавшихся на оксид углерода и кислород, а также затрат энергии на этот процесс. При снижении температуры в зоне горения принимается, что процесс диссоциации идет в обратную сторону с выделением теплоты за счет окисления оксида углерода. Степень диссоциации α вычисляется при решении кубического уравнения:

$$a^3 + a^2 \frac{2b}{1 - K_p^2 \delta} + a \frac{(-3 - 4b)}{1 - K_p^2 \delta} + \frac{2 + 2b}{1 - K_p^2 \delta} = 0,$$

где p – давление в цилиндре; K_p – константа равновесия реакции; $b = \frac{N_{N_2} + N_{H_2O}}{N_{CO_2}}$ – отношение суммарного числа молей азота N_{N_2} и воды N_{H_2O} к суммарному числу молей углекислого газа N_{CO_2} .

Потери теплоты на диссоциацию молекул CO_2 внутри КС ДВС определяются в виде:

$$dQ_{дисс} = E_d \cdot \mu_{CO_2} \cdot A_0 \cdot \alpha \cdot dZ_{CO_2},$$

где E_d – энергия, затрачиваемая на диссоциацию 1 кг углекислого газа; μ_{CO_2} – молярная масса углекислого газа; dZ_{CO_2} – изменение количества молекул CO_2 за интервал времени dt .

Предложенная методика позволяет моделировать рабочий процесс ДВС с воспламенением гомогенного заряда от сжатия, работающего отдельно на диметиловом эфире (ДМЭ), метане и пропане. При верификации программы расчета рабочего цикла «HCCI combustion», построенной на основании указанных моделей, получено хорошее совпадение расчетных давлений в цилиндре ДВС с экспериментальными данными работы [4], в широком диапазоне коэффициентов избытка воздуха ДМЭ (от 4 до 10) [5].

Для моделирования процесса сгорания двухкомпонентного топлива методика дополнена моделью разделения реагирующей смеси на два условно отдельных объема для каждого из топлив (ДМЭ и метана), но с общими давлениями и температурами [6]. Полученные расчетные кривые давления хорошо согласуются с экспериментальными данными, полученными для двигателя Yanmar Co. Ltd при различном составе топлива [7], как по углу начала сгорания, так и по величине и скорости нарастания давления (рис. 1) в исследованном диапазоне изменения коэффициентов избытка воздуха ДМЭ и природного газа ($\alpha_{ДМЭ} = 6,5 \dots 15,5$ и $\alpha_{ПГ} = 4 \dots 7,1$) (см. таблицу).

Таблица. Коэффициенты избытка воздуха на экспериментальных режимах работы ДВС с самовоспламенением гомогенного заряда от сжатия при работе на смеси природного газа и ДМЭ

№ режима работы	$\alpha_{\text{ДМЭ}}$	$\alpha_{\text{пр.г}}$
1	6,5	7,1
2	10,3	7,1
3	14,7	7,1
4	11,9	4,0
5	14,3	4,0
6	15,5	4,0

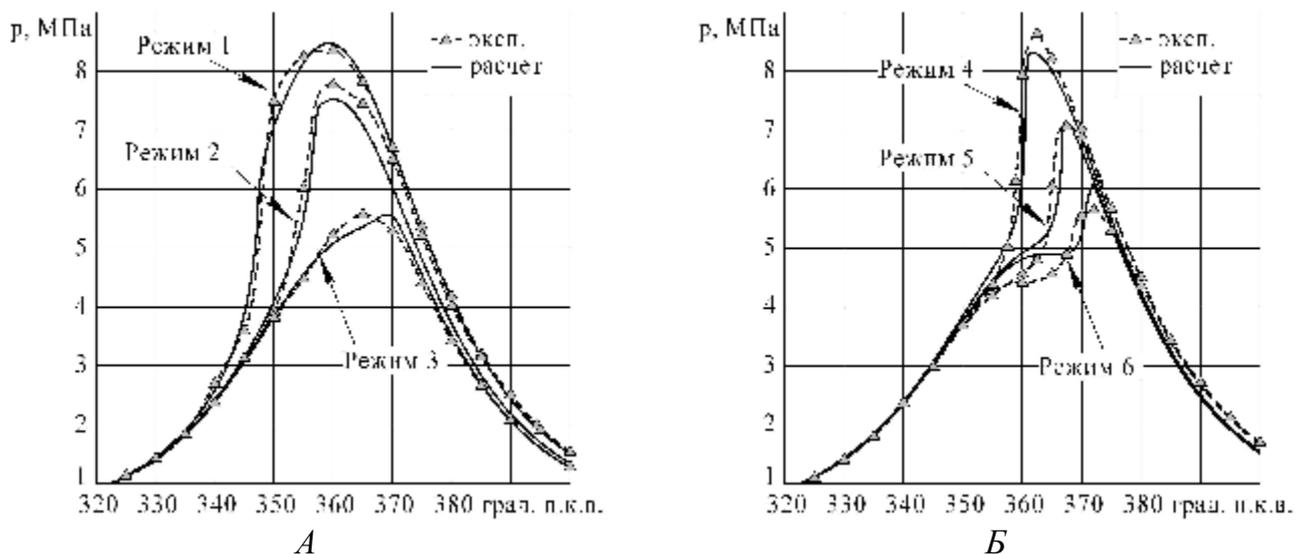


Рис. 1. Экспериментальные данные работы [7] и расчетные кривые давления в цилиндре НССИ двигателя производства Yanmar Co. Ltd на соответствующих режимах (коэффициенты избытка воздуха на экспериментальных режимах работы ДВС соответствуют данным таблицы)

При анализе влияния состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания установлено, что для удовлетворительного воспроизведения особенностей диаграммы давления при меньшей доле ДМЭ в смесевом топливе приходится увеличивать условную энергию активации ДМЭ, чтобы смоделировать снижение способности к самовоспламенению ДМЭ в присутствии метана. В результате флегматизирующее влияние метана описано графической зависимостью начальной условной энергии активации ДМЭ ($E_{\text{АН ДМЭ}}$) от массовой доли ДМЭ ($\varphi_{\text{ДМЭ}}$) в смесевом топливе (рис. 2).

На основании выполненных работ можно сделать следующие выводы:

- в разработанных моделях учитываются не только основные физико-химические свойства топлива, кислорода, но и инертных компонентов (азота, диоксида углерода и др.), условная энергия активации, которая в процессе сгорания увеличивается в степенной функции, а также затраты энергии на диссоциацию продуктов сгорания, тепло- и массообмен в течение всего цикла;
- качественное согласование результатов расчетного моделирования рабочего цикла двигателей с воспламенением от сжатия с известными теоретическими и экспериментальными данными доказывает, что методика хорошо описывает сгорание различных топливно-воздушных смесей;

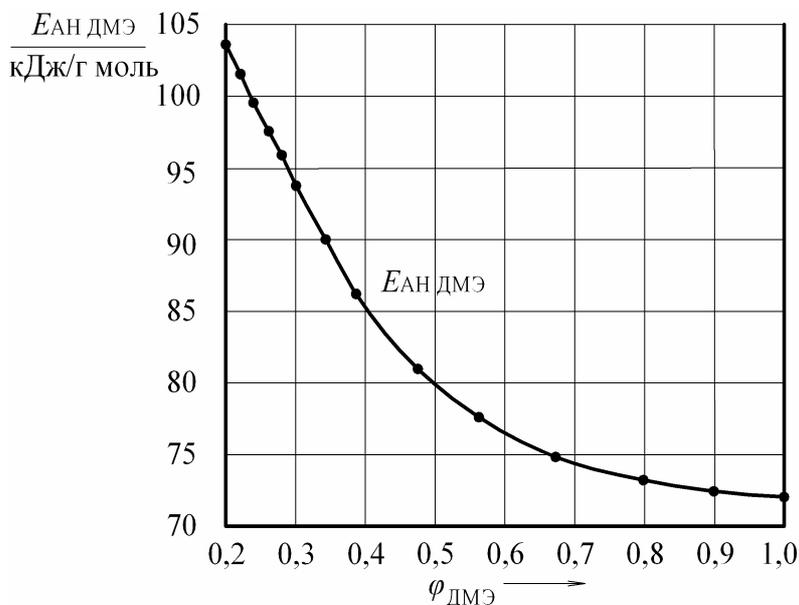


Рис. 2. Зависимость величины условной начальной энергии активации ДМЭ от массовой доли ДМЭ в смеси топлива

– разработанные модели и методика расчета процесса сгорания в двигателях с воспламенением от сжатия при нестационарном тепло- и массообмене позволяют производить поисковые исследования рабочего цикла НСЦИ двигателей при работе на двухкомпонентном топливе, состоящем из ДМЭ и природного газа, и рабочих процессов других двигателей с воспламенением от сжатия.

Литература:

1. Камалтдинов В.Г. Уточненная методика расчета параметров рабочего тела на пусковых режимах дизеля // Двигателестроение. 2008. №2. С. 31–34.
2. Краткий справочник физико-химических величин / под ред. А.А. Равделя и А.М. Пономаревой. Л.: Химия, 1983. 232 с.
3. Основы практической теории горения: Учебное пособие / Под ред. В.В. Померанцева. Л.: Энергия, 1973. 263с.
4. HCCI Combustion: Analysis and Experiments / S.M. Aceves, D. Flowers, J. Martinez-Frias et al. // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-2077. P. 1-10.
5. Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В., Терехов А.С. Моделирование процесса сгорания в двигателях внутреннего сгорания с воспламенением гомогенного заряда от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Машиностроение. 2007. Вып. 10. № 25. С. 44–47.
6. Камалтдинов В.Г., Абелиович Е.В. Влияние состава двухкомпонентного топлива на процесс сгорания в двигателе с объемным самовоспламенением от сжатия // Вестник ЮУрГУ. Машиностроение. 2008. Вып. 12. № 23. С. 46–53.
7. Chen Z., Konno M., Oguma M. et al. Experimental Study of CI Natural-Gas / DME Homogeneous Charge Engine // SAE Technical Paper Series. 2000. № 2000-01-0329. P. 1-10.

МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССОВ РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Марков В.А., Стремяков А.В., Мизев К.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
Девянин С.Н. (МГАУ им. В.П. Горячкина), Поздняков Е.Ф. (НЗТА)

Удовлетворение современных жестких требований к показателям топливной экономичности и токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей невозможно без дальнейшего совершенствования процессов распыливания топлива и последующе-

го смесеобразования [1,2]. В ряде работ показано, что для повышения качества этих процессов желательно обеспечить высокую турбулизацию потока топлива в проточной части распылителя форсунки [3,4]. Это особенно важно при адаптации дизелей к работе на биотопливах на основе растительных масел, которые по своим физико-химическим свойствам отличаются от свойств стандартного дизельного топлива (ДТ) [5,6]. Одним из способов турбулизации потока топлива в проточной части распылителя форсунки является выполнение дополнительных гидравлических сопротивлений на носке иглы распылителя форсунки. Такими гидравлическими сопротивлениями являются резкие сужения и расширения потока топлива в щели между запорными конусами иглы и седла распылителя, канавки, проточки и уступы, выполненные на носке распылителя. Авторами предложено несколько вариантов выполнения таких местных гидравлических сопротивлений, представленных на рис. 1.

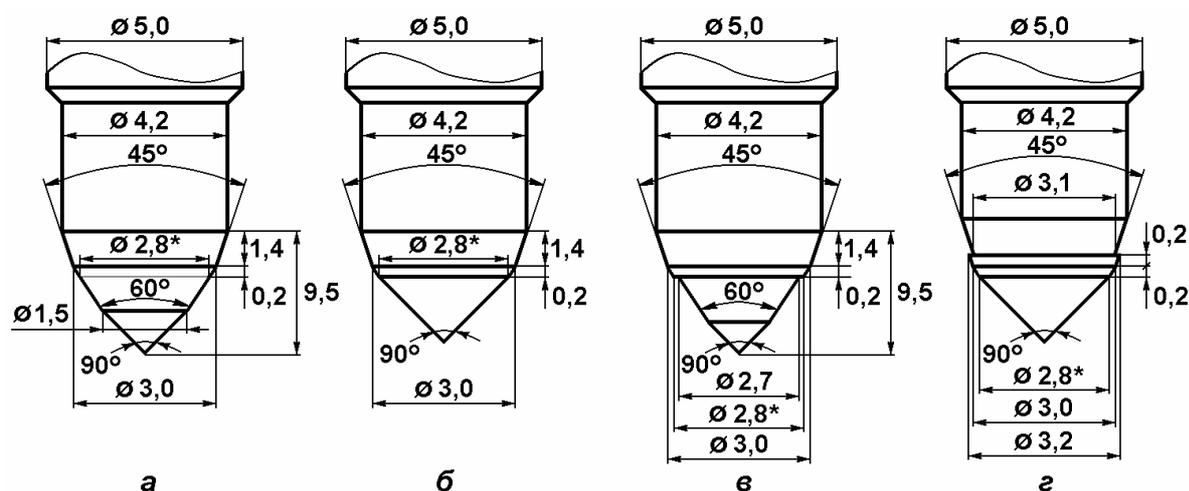


Рис. 1. Конструктивные схемы носка иглы распылителя: *a* – серийный распылитель типа 145; *б* - опытный распылитель по варианту 1; *в* – опытный распылитель по варианту 2; *г* – опытный распылитель по варианту 3

В качестве базового варианта топливоподающей аппаратуры использована серийная аппаратура дизеля типа Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5), включающая форсунку ФДМ-22. В этой форсунке используется распылитель типа 145 производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). Серийный распылитель типа 145 выполнен с пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_p=0,32$ мм, входные кромки которых расположены в колодце распылителя диаметром $d_k=1,2$ мм. Диаметр распыливающих отверстий равен $d_p=0,32$ мм, а суммарная эффективная площадь распылителя в сборе – $\mu_p f_p=0,278$ мм². Конструктивная схема носка иглы серийного распылителя представлена на рис. 1, *a*. Распылитель имеет иглу с диаметром $d_{и}=5,0$ мм (по направляющей) и максимальным ходом $h_{и}=0,26$ мм. Хвостовик распылителя имеет три конусных участка с различными углами этих конусов, равными 45, 60 и 90°. Посадка иглы на седло распылителя осуществляется по диаметру $d_{и}=2,8$ мм, расположенному на участке с углом конуса 60° (на рис. 1 этот диаметр обозначен звездочкой «*»).

Для создания в проточной части распылителя форсунки местных гидравлических сопротивлений изготовлено три комплекта опытных распылителей. В опытном распылителе по варианту № 1 (рис. 1, *б*) произведена подрезка части хвостовика иглы серийного распылителя, расположенной ниже посадочного диаметра $d_{и}=2,8$ мм, под углом конуса 90°. Такая подрезка носка распылителя приводит к

тому, что топливо, протекающее через дросселирующее сечение $\mu_{\text{ш}}f_{\text{ш}}$, далее расширяется более интенсивно, чем в серийном распылителе, в котором ниже посадочного диаметра $d_{\text{п}}=2,8$ мм хвостовик имеет конусную часть с углом конуса 60° .

В опытном распылителе по варианту № 2 (рис. 1, в) конусная часть хвостовика иглы серийного распылителя с углом конуса 60° сточена на 0,1 мм (по диаметру) ниже посадочного диаметра $d_{\text{п}}=2,8$ мм с таким же углом конуса (60°). В результате такой дообработки на хвостовике иглы образуется горизонтальный кольцевой уступ, имеющий наружный и внутренним диаметры 2,8 и 2,7 мм. Опытный распылитель по варианту № 3 (рис. 1, з) получен в результате дообработки опытного распылителя по варианту 1 (рис. 1, б). Эта дообработка заключалась в том, что конусная часть хвостовика иглы с углом конуса 45° сточена на 0,1 мм (по диаметру) выше диаметра $d=3,2$ мм с таким же углом конуса (45°). В результате указанной дообработки на хвостовике иглы образуется горизонтальный кольцевой уступ, имеющий наружный и внутренним диаметры 3,2 и 3,1 мм.

Предварительные безмоторные испытания распылителей на установке единичного впрыскивания показали, что наиболее объемные струи топлива обеспечивает опытный распылитель по варианту № 3.

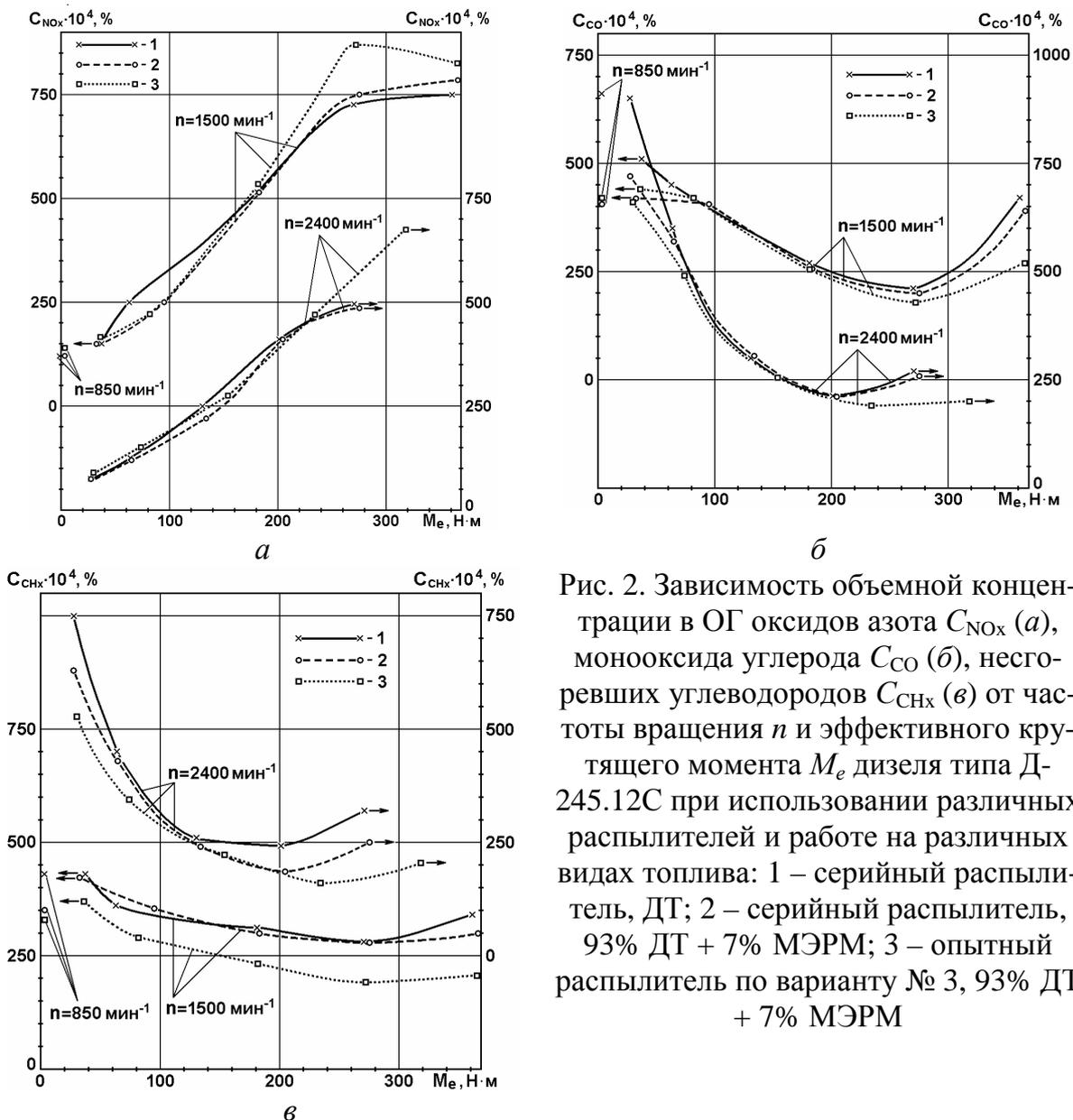


Рис. 2. Зависимость объемной концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} (а), монооксида углерода C_{CO} (б), несгоревших углеводородов $C_{СНх}$ (в) от частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e дизеля типа Д-245.12С при использовании различных распылителей и работе на различных видах топлива: 1 – серийный распылитель, ДТ; 2 – серийный распылитель, 93% ДТ + 7% МЭРМ; 3 – опытный распылитель по варианту № 3, 93% ДТ + 7% МЭРМ

Для оценки эффективности использования рассмотренных опытных распылителей проведены экспериментальные моторные исследования дизеля типа Д-245.12С. Дизель исследован с установочным углом опережения впрыскивания топлива $\theta=13^\circ$ поворота коленчатого вала до ВМТ и неизменным положением упора дозирующей рейки (упора максимальной подачи топлива). На первом предварительном этапе исследований дизеля типа Д-245.12С с различными распылителями использовалось ДТ, а на втором этапе исследований дизель работал на смеси 93% (объемные доли) ДТ и 7% метилового эфира рапсового масла (МЭРМ).

Испытания показали, что оснащение дизеля типа Д-245.12С опытными распылителями по варианту № 3 и использование смеси 93% ДТ и 7% МЭРМ позволили заметно снизить дымность ОГ по сравнению с базовым вариантом (серийные распылители и работа на ДТ) на всех режимах внешней скоростной характеристики. По результатам экспериментальных исследований дизеля на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла, представленных на рис. 2, рассчитаны интегральные удельные массовые выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла ЕСЕ R49, представленные в таблице. Там же приведены данные по условным (интегральным на режимах указанного цикла) удельному эффективному расходу топлива $g_{\text{усл}}$ и эффективному КПД $\eta_{\text{усл}}$

Таблица. Значения параметров работы дизеля типа Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла при установке различных распылителей и работе на ДТ и смеси 93% ДТ и 7% МЭРМ

Тип распылителя, вид топлива	Условный удельный эффективный расход топлива $g_{\text{усл}}$, г/(кВт·ч)	Условный удельный эффективный КПД $\eta_{\text{усл}}$	Удельные массовые выбросы токсичных компонентов ОГ, г/(кВт·ч)		
			e_{NOx}	e_{CO}	e_{CHx}
Серийный распылитель, ДТ	248,12	0,341	6,610	3,612	1,638
Серийный распылитель, смесь 93% ДТ + 7% МЭРМ	241,98	0,353	6,470	3,027	1,409
Опытный распылитель № 1, смесь 93% ДТ + 7% МЭРМ	246,45	0,346	6,961	2,775	1,110
Опытный распылитель № 2, смесь 93% ДТ + 7% МЭРМ	246,71	0,346	6,310	2,853	1,181
Опытный распылитель № 3, смесь 93% ДТ + 7% МЭРМ	242,70	0,352	7,121	2,522	1,083

Данные, приведенные в таблице, свидетельствуют о том, что одновременная установка опытных распылителей по варианту № 3 и использование смесового биотоплива, содержащего 93% ДТ и 7% МЭРМ, позволяет значительно улучшить

показатели токсичности ОГ. Так, удельный массовый выброс монооксида углерода e_{CO} снижается с 3,612 г/(кВт·ч) в базовом двигателе до 2,522 г/(кВт·ч) в дизеле с опытными распылителями № 3, работающем на смесевом биотопливе, т.е. на 30,2%. При этом удельный массовый выброс несгоревших углеводородов e_{CH_x} уменьшается от 1,638 до 1,083 г/(кВт·ч), т.е. на 33,9%. Дымность ОГ на режиме максимальной мощности при $n=2400$ мин⁻¹ снижается с 16 до 10% по шкале Хартриджа (на 37,5%), а на режиме максимального крутящего момента при $n=1500$ мин⁻¹ – с 28,0 до 24,5% по шкале Хартриджа (на 12,5%). Условный средний на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла эффективный КПД дизеля увеличивается $\eta_{еусл}$ с 0,341 до 0,352 (на 3,2%). И лишь выброс оксидов азота e_{NO_x} возрастает с 6,610 до 7,121 г/(кВт·ч), т.е. на 7,7%. Однако, такое увеличение эмиссии оксидов азота может быть легко компенсировано оптимизацией (уменьшением) угла опережения впрыскивания топлива.

В целом, проведенные исследования показали эффективность использования опытных распылителей по варианту № 3 в дизеле, работающем на смесевом биотопливе (смеси 93% ДТ и 7% МЭРМ).

Литература:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для ВУЗов. Второе издание. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 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. Марков В.А., Девянин С.Н., Мальчук В.И. Впрыскивание и распыливание топлива в дизелях. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. 360 с.
4. Кутовой В.А. Впрыск топлива в дизелях. М.: Машиностроение, 1981. 119 с.
5. Работа дизелей на нетрадиционных топливах: Учебное пособие // В.А. Марков, А.И. Гайворонский, Л.В. Грехов и др. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2008. 464 с.
6. Девянин С.Н., Марков В.А., Семенов В.Г. Растительные масла и топлива на их основе для дизельных двигателей. М.: Издательский центр ФГОУ ВПО МГАУ, 2008. 340 с.

ДИНАМИКА НАПОЛНЕНИЯ И ОБРАЗОВАНИЯ РАБОЧЕЙ СМЕСИ В ПРОЦЕССЕ ГАЗООБМЕНА

Матюхин Л.М. (МАДИ (ГТУ))

Анализ соотношений парциальных объемов компонентов *рабочей* смеси позволяет проследить динамику изменения состава этой смеси в процессе наполнения, а также оценить влияние фаз газообмена на величину коэффициента наполнения.

Парциальные объемы и соответствующие им значения объемных долей остаточных газов (ОГ) и газов рециркуляционных (РГ), а также воздуха и газообразного топлива определяются формулами, приведенными в табл.1 (на основании [1] и [2]). В таблице индексы при параметрах относятся к соответствующим точкам индикаторной диаграммы.

Фигурирующий в формулах коэффициент $A = \frac{\mu_T \alpha L_0}{(\mu_T \alpha L_0 + 1)}$ есть некий «коэффициент вытеснения воздуха», учитывающий влияние на наполнение цилиндра мо-

лекулярной массы и коэффициента избытка воздуха образующейся во впускном тракте горючей смеси. Под $R'_c = \frac{N^R}{N_b + N_T + N^R} = \sigma'^R$ подразумевается степень рециркуляции, представляющая собой мольную (объемную) долю рециркуляционных газов в свежем заряде (СЗ).

Таблица 1.

	Парциальный объем	Объемная доля
Воздух	$V_b = V_c \frac{\epsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_s}{p_a T_r} A \cdot (1 - R'_c)$	$\sigma_b = \frac{\epsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_s}{\epsilon p_a T_r} A (1 - R'_c)$
Газообр. топливо	$V_T = V_c \frac{\epsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_s}{p_a T_r} \times \frac{A}{\mu_T \alpha L_0} \cdot (1 - R'_c)$	$\sigma_T = \frac{\epsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_s}{\epsilon p_a T_r} \frac{(1 - R'_c)}{(\mu_T \alpha L_0 + 1)}$
Свежий заряд	$V_{c3} = V_c \frac{\epsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_s}{p_a T_r}$	$\sigma_{c3} = \frac{\epsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_s}{\epsilon p_a T_r}$
ОГ	$V_r = V_c \frac{p_r T_a \phi_s}{p_a T_r}$	$\sigma_r = \frac{p_r T_a \phi_s}{\epsilon p_a T_r}$
Рецирк. газы	$V^R = V_c \frac{R'_c (\epsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_s)}{p_a T_r}$	$\sigma^R = \frac{R'_c (\epsilon p_a T_r - p_r T_a \phi_s)}{\epsilon p_a T_r}$ или $\sigma^R = \frac{R'_c \sigma_b}{A(1 - R'_c)}$

Реальное значение объема цилиндра, соответствующее любому углу поворота коленчатого вала, можно определить посредством величины изменения объема цилиндра как $V_i = V_c + \Delta V_i$, где $\Delta V_i = \pi r^2 \Delta S$ и $\Delta S_i = r[(1 - \cos \varphi) + (\lambda/4)(1 - \cos 2\varphi)]$. Обозначив стоящее в квадратных скобках выражение через B , можем записать:

$$V_i = V_c + \pi r^2 \frac{2r}{2} B_i = V_c + \frac{V_h}{2} B_i = V_c + \frac{V_a - V_c}{2} B_i, \text{ откуда окончательно}$$

$$V_i = V_c \cdot \left(\frac{2 + (\epsilon - 1) \cdot B_i}{2} \right) \quad (1)$$

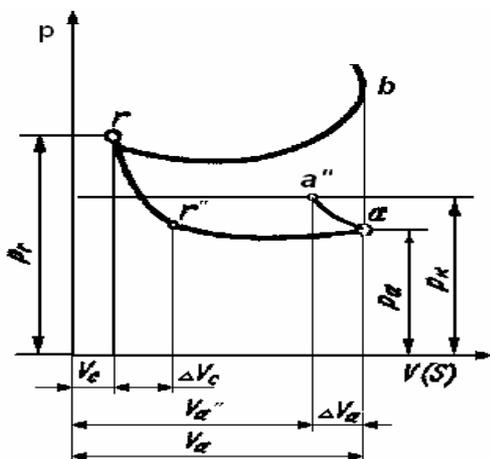


Рис. 1. Диаграмма процессов газообмена

При закрытии выпускного клапана в ВМТ парциальный объем остаточных газов при параметрах точки a'' (рис. 1) определится как

$$V_r = V_c \frac{p_r T_{a''}}{p_{a''} T_r}. \quad (2)$$

Для нахождения текущего значения объемной доли ОГ в образующейся в процессе наполнения рабочей смеси воспользуемся выражением $\sigma_r = \frac{V_r}{V_i}$. В этом слу-

чае $V_r = V_c \frac{p_r T_{a''}}{p_{a''} T_r}$ и при определяемом формулой (1) текущем объеме получаем

$$\sigma_r^i = \frac{2}{2 + (\varepsilon - 1)V_i} \cdot \frac{p_r}{p_{a_i}} \cdot \frac{T_{a_i}}{T_r}. \quad (3)$$

Парциальный объем свежего заряда (СЗ) для каждого угла поворота коленчатого вала (КВ) можно найти как разность текущего значения объема цилиндра и парциального объема ОГ

$$V_{c3}^i = V_i - V_r \quad \text{или} \quad V_{c3}^i = V_c \left(\frac{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r - 2p_r T_{a_i}}{2p_a T_r} \right) \quad (4)$$

После деления (4) на текущее значение объема цилиндра получаем

$$\sigma_{c3}^i = \left(\frac{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r - 2p_r T_{a_i}}{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r} \right) \quad (5)$$

В дизелях и бензиновых ДВС без рециркуляции этой же формулой определяется доля воздуха в рабочей смеси.

Но свежий заряд в общем случае состоит из воздуха, (газообразного) топлива и рециркуляционных газов

$$\sigma_{c3}^i = \sigma_b^i + \sigma_t^i + \sigma_R^i = \left\{ \frac{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r - 2p_r T_{a_i}}{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r} \right\}.$$

Имея в виду, что $\sigma_b + \sigma_t = \frac{\sigma_b}{A}$ (так как $\sigma_t = \frac{\sigma_b}{\alpha \cdot \mu_t \cdot L_0}$) и доля рециркуляционных газов $\sigma_R = \frac{R'_c \sigma_b}{A(1 - R'_c)}$, получаем окончательно

$$\sigma_b^i = \frac{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r - 2p_r T_{a_i}}{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r} A(1 - R'_c). \quad (6)$$

В случае дизелей и бензиновых двигателей без использования рециркуляции $\sigma_b \approx \sigma_{c3}$.

Поскольку $\sigma_t = \frac{\sigma_b}{\mu_t \alpha L_0}$, текущее значение доли газообразного топлива определится выражением

$$\sigma_t^i = \frac{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r - 2p_r T_{a_i}}{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r} \cdot \frac{1 - R'_c}{\mu_t \alpha L_0 + 1}. \quad (7)$$

Используя формулу $\sigma_R = \frac{R'_c \sigma_b}{A(1 - R'_c)}$, получаем

$$\sigma_R^i = \frac{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r - 2p_r T_{a_i}}{[2 + (\varepsilon - 1)V_i] p_a T_r} \cdot R'_c \quad (8)$$

Полученные выражения для нахождения парциальных объемов ОГ и свежего заряда позволяют определить и традиционно используемые для расчетов значения коэффициентов остаточных газов и наполнения.

В соответствии с формулой (4) при закрытии впускного клапана после НМТ в точке a'' объем свежего заряда определится выражением

$$V_{c3}^{a''} = V_c \left(\frac{[2 + (\varepsilon - 1)B_{a''}]p_{a''}T_r - 2p_r T_{a''}}{2p_{a''}T_r} \right).$$

Поскольку $\gamma_r = \frac{V_r}{V_{c3}}$, приводя парциальные объемы к параметрам точки a'' , с использованием формулы (2) получаем

$$\gamma_r = \frac{2p_r T_{a''}}{[2 + (\varepsilon - 1)B_{a''}]p_{a''}T_r - 2p_r T_{a''}}$$

Для определения коэффициента наполнения необходимо привести к параметрам точки « a'' » индикаторной диаграммы объем V_e^m , который мог бы занимать воздух, находящийся в рабочем объеме цилиндра V_h при параметрах на входе (p_k и T_k). Из соотношения $\frac{p_k V_h}{T_k} = \frac{p_{a''} V_B^T}{T_{a''}}$ получаем $V_B^T = V_h \frac{p_k}{p_{a''}} \frac{T_{a''}}{T_k}$.

Соответственно текущее значение изменяющегося «рабочего объема» может быть найдено из выражения $V_h^i = (V^i - V_c) \frac{p_k}{p_a} \frac{T_{a_i}}{T_k}$, где давление остается постоянным и равным p_a , а температура изменяется в результате смешения ОГ и свежего заряда.

Но $\eta_v = \frac{V_B^{a''}}{V_B^T}$ и тогда, используя формулу (4) получаем

$$\eta_v = \frac{[2 + (\varepsilon - 1)B_{a''}]p_{a''}T_r - 2p_r T_{a''}}{2(\varepsilon - 1)T_r p_k} \frac{T_k}{T_{a''}}$$

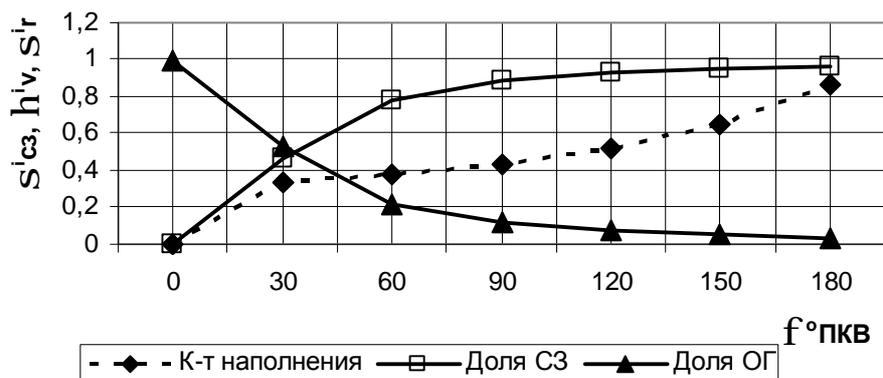


Рис. 2 Пример изменения текущих значений долей компонентов рабочей смеси и коэффициента η_v в процессе наполнения

Для газового двигателя с рециркуляцией в соответствии с [2] эта формула переписывается следующим образом:

$$\eta_v = \left\{ \frac{[2 + (\varepsilon - 1)B_{a''}]p_{a''}T_r - 2p_r T_{a''}}{2(\varepsilon - 1)T_r p_k} \right\} \cdot \frac{T_k}{T_{a''}} \cdot A \cdot (1 - R'_c)$$

Динамику процесса наполнения можно проследить, используя величину текущего «коэффициента наполнения» $\eta_v^i = \frac{V_B^i}{V_B^{T_i}}$. В знаменателе этой формулы находится величина приведенного к параметрам рабочей смеси «текущего рабочего объема» $V_B^{T_i} = (V^i - V_c) \frac{p_k T_{a_i}}{p_a T_k}$. Тогда $V_B^{T_i} = V_c \cdot \frac{(\epsilon - 1) \cdot V_i p_k T_{a_i}}{2 p_a T_k}$. Применяя формулу

(4), находим текущее значение коэффициента наполнения

$$\eta_v^i = \left(\frac{[2 + (\epsilon - 1)V_i] p_a T_r - 2 p_r T_{a_i}}{(\epsilon - 1) V_i p_k T_r} \right) T_k T_{a_i}^{-1}$$

Пример изменения текущих значений долей свежего заряда, остаточных газов и коэффициента наполнения представлен на рис. 2. Расчеты проводились при произвольно взятых монотонно понижающихся значениях температуры образующейся рабочей смеси T_{a_i} .

Если же соотносить текущее значение парциального объема воздуха с неизменным значением приведенного рабочего объема $V_{c3}^T = V_h \frac{p_k T_a}{p_a T_k}$, вышеприведенная формула примет вид

$$\eta_v^i = \left(\frac{[2 + (\epsilon - 1)V_i] p_a T_r - 2 p_r T_a}{2(\epsilon - 1) p_k T_r} \right) T_k T_a^{-1}$$

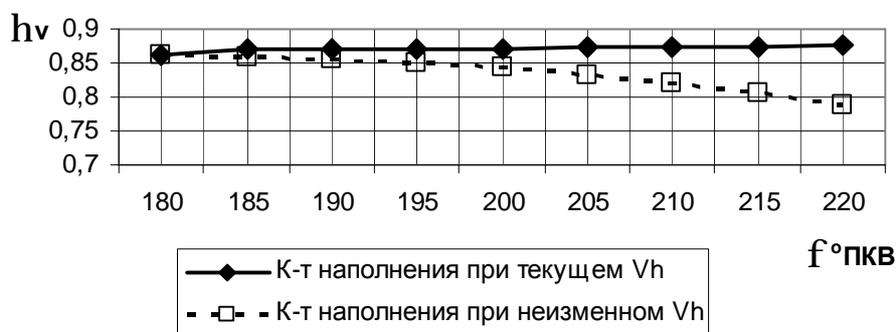


Рис. 3. Влияние момента закрытия впускного клапана на величину коэффициента наполнения при неизменных значениях p_a и T_a .

Влияние на коэффициент наполнения запаздывания закрытия впускного клапана показано на рис. 3 (при неизменных значениях давления и температуры в конце процесса наполнения).

Из графика следует, что если объем воздуха соотносить с его теоретическим объемом в V_h , то величина коэффициента наполнения будет понижаться, а если его делить на уменьшающийся текущий объем $V_h^i = (V^i - V_c) \frac{p_k T_{a_i}}{p_a T_k}$ – незначительно возрастать.

Таким образом, использование в расчетах объемных долей – это не только удобный способ оценки качества процессов газообмена, но и новые возможности для определения состава получаемой в результате смесеобразования рабочей сме-

си, в том числе – в газовых двигателях, а также в случае применения рециркуляции.

Литература:

1. Матюхин, Л.М. Альтернатива коэффициенту наполнения / Матюхин Л.М. // Сб. науч. тр. по материалам Междунар. Конф. «Двигатель-2007», посв. 100-летию МГТУ им. Н.Э.Баумана – М., 2007. – С. 80-85.

2. Матюхин, Л.М. Универсальная формула коэффициента наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания / Л.М. Матюхин // Вестн. МАДИ (ГТУ). – 2010. – Вып. 3 (22) – С. 39 – 43.

ПАРАМЕТРИЧЕСКАЯ ИДЕНТИФИКАЦИЯ ОДНОМЕРНОЙ МОДЕЛИ ГАЗООБМЕНА В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Михайлов В.С. (Уфимский государственный авиационный технический университет);

На сегодняшний день трудно назвать область науки и техники где бы не использовалось математическое моделирование. Изучение процессов протекающих в системе газозоообменного тракта 2-тактного двигателя является непростой задачей, и в практику инженерных расчетов за последние два десятилетия широко внедрилось моделирование этих процессов.

Для оперативного моделирования таких процессов привлекаются быстросчетные модели невысокой пространственной детализации (одномерные модели) [1], так как применение детальных трехмерных моделей на порядки увеличивает время, затрачиваемое на моделирование. Используемые быстросчетные модели, хоть и позволяют быстро оценить предлагаемую конструкцию, но часто не удовлетворяют требуемой точности моделирования показателей исследуемого объекта. Для уменьшения величины отклонения требуется создание методики, способной повысить точность прогнозирования моделируемых показателей. С учетом вышесказанного использование методики параметрической идентификации модели процессов газозообмена в ГВТ 2-тактного ДВС представляется актуальной.

В настоящем исследовании предложена и реализована методика параметрической идентификации, построенная на использовании одномерной модели, при помощи которой предсказываются интегральные показатели 2-тактных двигателей. Разработанная методика является уточняющим дополнением к рациональной одномерной модели процессов в ГВТ 2-тактных ДВС. Применяемая одномерная модель имеет невысокую степень детализации и поэтому требует замыкающих соотношений. В качестве таких соотношений используются зависимости вида критериальных уравнений (продувочная характеристика (ПХ), характеристики потерь на граничном сечении, характеристики выгорания), полученные натурным или вычислительным экспериментом и необходимые для адекватного описания процессов в органах системы газозообмена.

Из всевозможных моделей применительно к процессам в ГВТ ДВС рациональными будут такие, что получены на основе законов сохранения, «огрубленных» вследствие принятых гипотез об одномерных пространственных распределениях. При этом для замыкания уравнений такой модели не сделано заметных дополнительных допущений. Применяемая модель должна быть замкнута без привлечения не свойственных ей допущений. Например, то, что параметры потока на гранич-

ных сечениях ГВТ связаны квазистационарными уравнениями, есть прямое следствие изначального округления. При этом, как универсального вида характеристики, так и указанные выше следствия являются составными частями замкнутой рациональной модели.

Предлагаемую методику удобно представить в виде нескольких этапов, где первоначально осуществляется оценка исходной предсказывающей силы применяемой одномерной модели. На этом этапе выполняется прямой расчет по исходным данным с применением характеристик разветвлений в нестационарном потоке, характеристик граничных сечений газоздушного тракта, закона выгорания и ПХ рабочей камеры. Эти характеристики получают путем измерения в статических условиях, либо вычисляются по специальным методикам.

На втором этапе методики производится параметрическая идентификация модели по условию соответствия полному набору данных об объекте. Осуществляется обоснованный выбор свободных параметров идентификации. Для 2-тактного двигателя на этом этапе для параметрической идентификации необходимо выбрать такие параметры модели, которые бы позволили получить близкое соответствие.

В силу рациональности применяемой модели «свободными» параметрами могут быть только такие, что определяют протекание зависимостей служащих для замыкания моделей элементов ГВТ. Использование в качестве параметра идентификации характеристик моделей граничных сечений не допустимо. Модель выгорания же сама может быть «откалибрована» путем параметрической идентификации, так что если процесс газообмена смоделировать в точности, итоговая модель процессов в ГВТ будет выдавать весьма близкую к измеренной индикаторную мощность. Поэтому в случае 2-тактного двигателя для использования в качестве «свободных» остаются параметры модели продувки, а именно – зависимости, замыкающей двухзонную модель, способную точнее предсказать как массовое наполнение, так и потери свежей смеси (СС) при продувке рабочей камеры. Поэтому именно данная зависимость – ПХ рабочей камеры была выбрана для решения обратной задачи подбора «свободных» параметров. В качестве таковых, были приняты семь параметров ПХ: x_0 – точка отрыва (предельный относительный объем зоны СС, при котором из выпускных окон истекает газовая смесь только из зоны продуктов сгорания), и координаты трех промежуточных точек кривой для интерполяции ПХ полиномом. Предполагается, что такое сочетание параметров ПХ обеспечит большое разнообразие вариантов ее протекания. Также два параметра идеализированной модели обратного пластинчатого клапана $F_{\text{ОПК}}(n)$, первый из которых описывает максимально открытое (на величину сечения канала), а второй полностью закрытое положение. Такой клапан считается полностью открытым при «прямом» перепаде давлений нестационарного торможения, и полностью закрытым при «обратном» перепаде давлений.

Протекание ПХ определялось путем идентификации по результатам измерений на двигателе в условиях стенда.

В качестве целевой функции (1) взяты суммы квадратов относительных разностей расчетных и экспериментальных значений N_i и G_B в точках внешней скоростной характеристики (ВСХ):

$$f = \sum_{i=12}^{16} \left[\left(\frac{N_{ip} - N_{iэ}}{N_{iэ}} \right)^2 + \left(\frac{G_{Bp} - G_{Bэ}}{G_{Bэ}} \right)^2 \right]. \quad (1)$$

Решение задачи выполняется процедурой многопараметрической оптимизации, которая позволяет найти такое сочетание значений параметров идентификации, которое доставляет экстремум целевой функции.

Следующий этап методики это верификация модели – сопоставление расчетных показателей двигателя с показателями на двигателе с другой выпускной системой (в частности, «настроенной» на иной диапазон оборотов). Решение этой задачи представляет собой определение достоверности результатов, даваемых идентифицированной моделью.

Предлагаемую методику параметрической идентификации модели газообмена было решено проверить на двух объектах, представляющих собой 2-тактные двигатели с волновыми явлениями на выпуске – это АПД-800 – двигатель с принудительным воспламенением и внешним смесеобразованием разработки Уфимского моторостроительного производственного объединения (УМПО), и ЯАЗ-М204А – двигатель с воспламенением от сжатия и внутренним смесеобразованием, выпускавшийся на Ярославском моторном заводе.

При выполнении подготовительных мероприятий рассчитываются характеристики граничных сечений газоздушного тракта с использованием средств вычислительной гидрогазодинамики (пакет *FIRE*), при этом также вычислительным экспериментом получают ПХ. Для двигателя АПД-800 была рассчитана нестационарная газодинамическая характеристика тройника, имеющегося в выпускной системе, по методике, изложенной в [2]. Поведены измерения показателей выбранных объектов исследования работающих по ВСХ, с различными вариантами конструкции выпускного тракта.

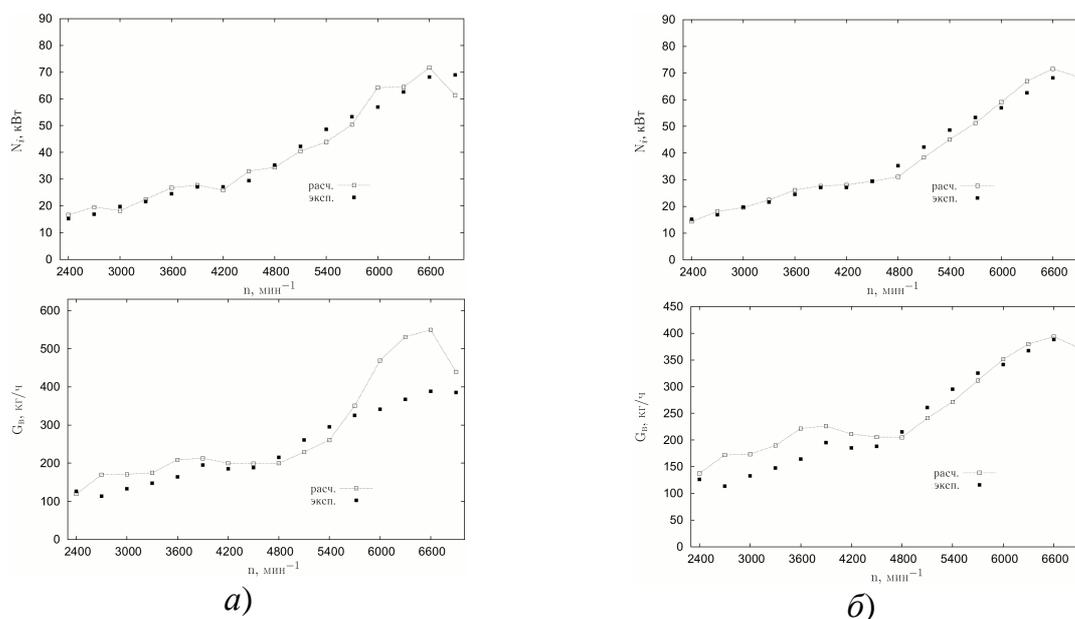


Рис. 1. Расчетные и экспериментальные значения индикаторной мощности и расхода воздуха по ВСХ: а) расчет без идентификации модели; б) расчет с идентификацией модели.

Структурные схемы («сборки») модели ГВТ каждого из двигателей создавались в графической среде системы имитационного моделирования (СИМ) *Horsepower Lab 1D* [3] с учетом их основных особенностей, и задавались исходные данные, включая характеристики элементов ГВТ. Данная СИМ была использована и для всех численных расчетов процессов в ГВТ.

Проводился расчет по одномерной рациональной модели идентифицированной по закону выгорания, но без идентификации по ПХ. Полученные из расчета показатели исследуемого двигателя (рис. 1а) сравниваются с показателями, рассчитанными по методике параметрической идентификации.

После этого выполнялись расчеты по идентификации модели ГВТ выбранных объектов исследования, при этом были использованы результаты измерений с двигателя, установленного на стенд в варианте, когда он был укомплектован выпускной системой используемой для идентификации модели. Полученные зависимости представлены на рис. 1, б.

Для верификации модели ГВТ проводился расчет по идентифицированной модели. Для оценки величины отклонения моделирования, показатели ДВС по результатам этих расчетов сравниваются с показателями, измеренными на двигателе с другой выпускной системой (рис. 2).

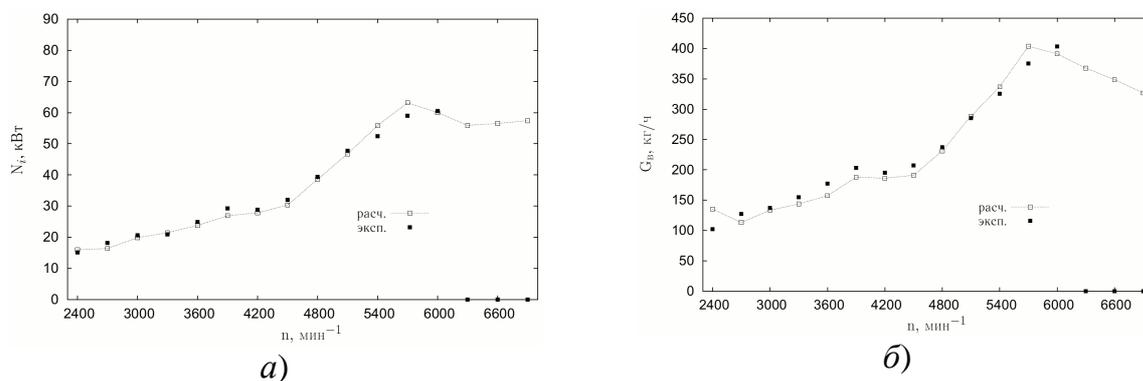


Рис. 2. Расчетные и экспериментальные значения интегральных показателей на этапе верификации модели:
а) индикаторная мощность; б) расход воздуха.

В результате проведенного расчетно-экспериментального исследования получено, что применение методики параметрической идентификации для 2-тактных двигателей помогает повысить точность прогнозируемых параметров ДВС, в частности, для выбранного объекта исследования точность увеличена в три раза (см. рис. 1). При этом величина отклонения моделируемых интегральных показателей (при изменении условий однозначности, в частности с другой выпускной системой) относительно измеренных в условиях стенда не превышает 10 %.

Представленные результаты позволяют сделать вывод о том, что применение предлагаемой методики параметрической идентификации модели процессов газообмена позволяет повысить точность прогнозируемых показателей исследуемых 2-тактных ДВС, благодаря чему существенно улучшается качество и производительность выполняемых конструкторских задач, как при разработке новых вариантов выпускной системы, так и при проведении мероприятий по доводке двигателя.

Литература:

1. Основы численного моделирования рабочих процессов тепловых двигателей: учеб. пособие / А.А. Черноусов; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т. – Уфа: УГАТУ, 2008. – 265 с.
2. Экспериментальная проверка модели взаимодействия волн конечной амплитуды с разветвлением канала / А.А. Черноусов // Ползуновский Вестник, Барнаул, АлтГТУ, 2006 г., №4. – с. 182 –186.

3. Свид. об офиц. рег. программы для ЭВМ № 201063235. Программа для ЭВМ Horsepower Lab 1D для численного моделирования газообмена и рабочего процесса ДВС / А.А. Черноусов. М. : Роспатент, 2010. Зарег. 17.05.2010 г.

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ РЕЖИМОВ ПУСКОВ-РАЗГОНОВ ДИЗЕЛЯ 4Ч 11/12,5 ДОБАВКОЙ ЛЕГКО ВОСПЛАМЕНЯЮЩЕЙСЯ ЖИДКОСТИ К ТОПЛИВУ

Патрахальцев Н.Н., Соловьёв Д.Е., Казаков С.А. (Российский университет дружбы народов)

Важнейшими режимами транспортных ДВС являются разгоны, в том числе разгон с места, сразу после пуска. Экстремальным режимом является пуск – разгон холодного дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха. Для оценки качества протекания неустановившихся режимов (НУР) разгонов предложены различные показатели [1]. Однако применимость их для случаев разгонов холодного дизеля в области низких частот вращения, начиная от пусковой, не подтверждена, а количественные показатели качества отсутствуют. Для повышения эффективности работы дизеля при НУР, известно применение метода регулирования рабочего процесса изменением физико – химических свойств топлива [2] (метода «физико – химического» регулирования – ФХР). Однако, информация, подтверждающая эффективность такого метода для низких, от пусковых, частот вращения при экстремально низких тепловых состояниях дизеля, практически отсутствует.

Целью работы являлась разработка и исследование метода повышения эффективности режимов пусков - разгонов, в том числе холодного дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха, в широком диапазоне частот вращения, начиная от пусковой, методом ФХР [3], добавкой к основному топливу легко воспламеняющейся жидкости (ЛВЖ).

Целесообразность применения ЛВЖ в качестве добавки к дизельному топливу определяется как повышенной воспламеняемостью добавки, так и возможностью снижения дымности ОГ. Форсирование дизеля по мощности может быть достигнуто форсировкой по составу смеси до уровня, при котором достигается предел дымления.

Показатели качества протекания неустановившихся режимов работы (НУР) дизеля основаны на сравнении показателей при НУР и при установившихся режимах (УР), которые протекают при одинаковых частотах вращения и положениях регулирующего органа. К ним относятся следующие. Коэффициент загрузки двигателя по мощности (или моменту):

$$K_{3Ne} = \bar{N}_{e\zeta} / N_{eH}, \quad (1)$$

где $\bar{N}_{e\zeta}$ — средняя за технологический цикл потребителя энергии мощность потребителя; N_{eH} — номинальная мощность двигателя. Длительность переходного процесса разгона, иначе, время приёмности ($t_{np.}$).

Относительный выигрыш во времени выполнения операции:

$$\Delta t = 1 - (t_{np.} / t_{np.г.}), \quad (2)$$

где $t_{np.г.}$ - время приёмности генеральное, реальное, принятое за базу для последующих сравнений, определения эффективности методов совершенствования НУР и т. д.

Относительный показатель качества НУР по моменту (мощности и т.д.):

$$K_{M_e} = M_e^{нур} / M_e^{ур}. \quad (3)$$

Относительные степени отклонения показателей при НУР от УР.

$$\Delta K_{M_e} = \frac{M_e^{нур} - M_e^{ур}}{M_e^{ур}}. \quad (4)$$

Средние за переходный процесс (*n. n.*) относительные показатели.

$$P_{M_e} = \frac{\overline{M_{en}^{нур}}}{\overline{M_{en}^{ур}}} = \frac{\int_0^{t_n} M_{en}^{нур}(t) dt}{\int_0^{t_n} M_{en}^{ур}(t) dt}. \quad (5)$$

Относительное отклонение средних за *n.n.* показателей от соответствующих их значений по статической характеристике.

$$\Delta P_{M_e} = \frac{\overline{M_{en}^{нур}}}{\overline{M_{en}^{ур}}} - 1. \quad (6)$$

Для моделирования НУР при допущении квазистатического его протекания целесообразно воспользоваться методом представления внешних скоростных характеристик (ВСХ) двигателя в виде аппроксимирующих зависимостей, которые используются в уравнении динамического равновесия - движения системы двигатель – потребитель.

$$M_e = A + B \cdot n + C \cdot n^2 + D \cdot n^3 + E \cdot n^4. \quad (7)$$

Тогда, задавая шаг расчёта Dt , изменение частоты вращения вала при разгоне определим по соотношению:

$$n_i = n_{i-1} + \frac{\Delta t}{I} \cdot \frac{30}{\pi} \{ [A + B \cdot n_{i-1} + C \cdot (n_{i-1})^2 + D \cdot (n_{i-1})^3 + E \cdot (n_{i-1})^4] \}. \quad (8)$$

Для учёта *n.n.* в системах требуется экспериментальное определение динамических внешних скоростных характеристик (ДВСХ), т.е. на режимах разгонов. Имея ДВСХ дизеля, аппроксимируя их полиномиальными зависимостями, можно моделировать другие, близкие к используемым в расчёте, разгоны с последующей корректировкой результатов. Методика определения ДВСХ содержит статистическую обработку результатов экспериментальных многократных разгонов, определение достоверной характеристики разгона с заданным доверительным интервалом, обработку достоверной характеристики и проверку сходимости результатов счёта с экспериментом.

Возможность реализации метода ФХР при НУР появилась, по существу, с появлением систем топливоподачи с регулированием начального давления топлива (РНД) [6]. С помощью клапанов РНД различные добавки могут вводиться в линии высокого давления (ЛВД) топливных систем в максимальной близости к форсунке, где они смешиваются с основным топливом, а затем впрыскиваются штатной форсункой обычным порядком в виде смесей, растворов, эмульсий в цилиндры двигателя.

Исследования разгонов дизеля после пусков проведены в морозильной камере НТЦ Минского моторного завода в условиях пониженных (-20 °С) температур ок-

ружающей среды и без предварительной подготовки дизеля (т. е. холодного, причём, первые вспышки обеспечивались подачей ограниченного количества ЛВЖ на всасывании).

В работе исследовались разгоны холодного или горячего дизеля или дизеля с потребителем, но без нагрузки (т. е. при разных моментах инерции). Разгоны проводились в диапазонах частот от пусковой 100 мин^{-1} или от минимально устойчивой 700 мин^{-1} до 2200 мин^{-1} .

Показано, что приёмистость установки естественно снижается из-за повышенного момента инерции, а холодное состояние приводит к ещё более существенному росту времени приёмистости. Видно существенное снижение показателей качества НУР двигателя в холодном состоянии (рис. 1).

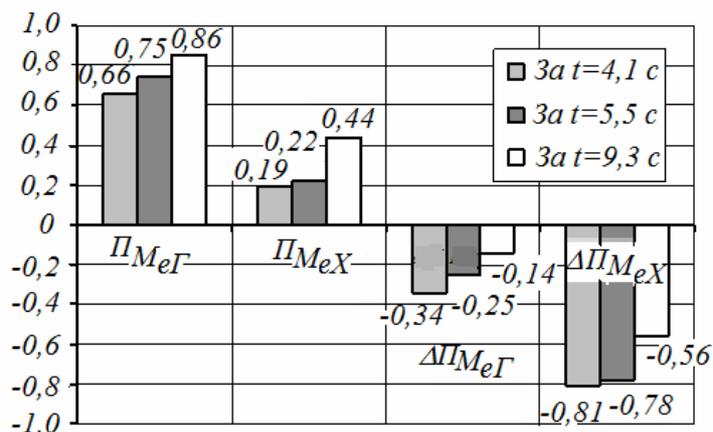


Рис. 1. Изменения средних (за время t разгона от 100 мин^{-1} плюс некоторое время работы при конечном УР) относительных показателей качества НУР (P_{Me}), а также изменения относительных отклонений (ΔP_{Me}) за *n.n.* разгонов горячего (Г) или холодного (Х) двигателей.

Изменение отклонений средних моментов достигает у холодного двигателя 80% в коротком разгоне и 60% - в более длительном, а следовательно более прогревом к концу разгона. Коэффициенты загрузки холодного двигателя в коротких разгонах снижаются до 20%, в то время как для горячего – лишь до 70%.

Таблица 1. Снижение (%%) коэффициента загрузки $K_{s,Me}$ горячего (Г) и холодного (Х) двигателя для разных t_{np} и разгонах от 100 мин^{-1}

	$t_{np} = 4,1 \text{ с.}$	$t_{np} = 5,5 \text{ с.}$	$t_{np} = 9,3 \text{ с.}$
Дв. Г	30	24	14
Дв. Х	81	77	57

При этом чем длительнее рассматриваемый режим, тем меньше снижение коэффициента загрузки. Так, увеличение времени приёмистости почти в два раза приводит к уменьшению потери коэффициента загрузки холодного двигателя с 80 до почти 60%. У горячего же двигателя эта потеря снижается в два раза. Показатели качества НУР по моменту близки к коэффициентам загрузки двигателя по моменту. Показатели качества по мощности могут существенно отличаться от коэффициентов загрузки по мощности из-за влияния текущей частоты вращения.

Таблица 2. Показатели качества и изменения относительных отклонений средних моментов при разгонах установки

Двигатель горячий (Г), холодный (Х), время работы $t = 12,5 \text{ с}$				
	$P_{Mycm} (\Gamma)$	$P_{Mycm} (X)$	$\Delta P_{Mycm} (\Gamma)$	$\Delta P_{Mycm} (X)$
от 100 мин^{-1}	0,86	0,47	-0,14	-0,53

Для оценки эффективности метода ФХР приведены результаты определения динамических внешних скоростных характеристик по достоверным экспериментальным разгонам (рис. 2).

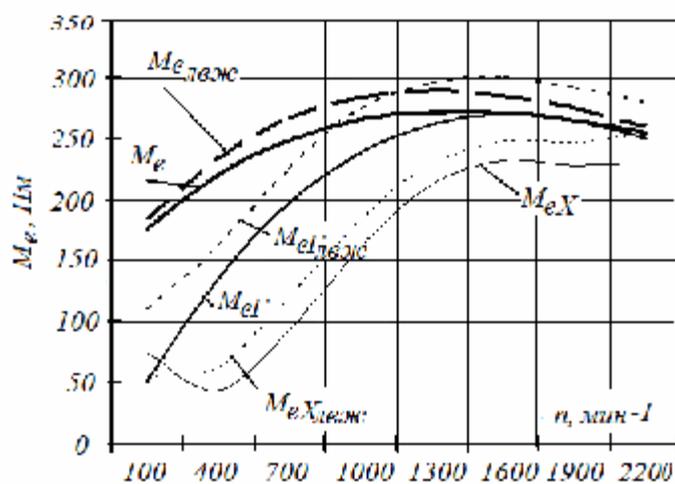


Рис. 2. Динамические ВСХ дизеля Д-240 (ДВСХ) в горячем (G), а также и холодном (X) состояниях и последующих разгонах и вводе ЛВЖ через РНД и сравнение их с ВСХ штатного дизеля (M_e) и ВСХ при подаче ЛВЖ через РНД ($M_{e,лвж}$): $M_{e,(G)}$ – крутящий момент горячего дизеля после обычного пуска и разгона, $M_{e,(X)}$ – крутящий момент дизеля в холодном пуске (после кратковременного ввода ЛВЖ на всасывании); $M_{e,(G)лвж}$ и $M_{e,(X)лвж}$ – соответственно крутящие моменты при разгонах горячего и холодного дизеля с подачей ЛВЖ через клапан РНД; (во всех случаях разгонов и ВСХ рейка ТНВД имеет положение 100%).

Коэффициенты загрузки по мощности ($K_{з,Ne}$) при разгонах в диапазонах 700 – 2200 мин⁻¹ и 100 – 2200 мин⁻¹ при квазистатическом представлении НУР составляют соответственно 0,8 и 0,74, для горячего двигателя 0,76 и 0,6, а для холодного – 0,49 и 0,26. Добавка ЛВЖ повышает показатели качества НУР и коэффициенты загрузки. При этом коэффициент загрузки по мощности также значительно отличается от показателя качества такого НУР. Применение ФХР повышает показатели качества НУР горячего двигателя на 20- 40 % , а холодного – на 17 – 20 % при разгонах от 100 мин⁻¹. При более коротких разгонах от 700 мин⁻¹, эти цифры составляют 12 – 17 % и 12 – 16 % соответственно для горячего и холодного состояний.

В конечном итоге показано, что в среднем, условно, улучшение динамических качеств дизеля применением ФХР достигает для дизеля горячего 24 – 12,3 % и 17,8 – 13 % для холодного при разгонах от пусковой или минимальной частоты соответственно. Для установки эти цифры составляют соответственно 26,9 – 11,9 % и 15,6 – 15,1 %.

Таким образом, в исследовании показаны возможности повышения эффективности неустановившихся режимов (НУР) разгонов в широких диапазонах частот вращения и тепловых состояний дизеля 4Ч11/12,5 путём изменения физико - химических свойств топлива (метод «физико – химического регулирования» - ФХР) добавкой легко воспламеняющейся жидкости (ЛВЖ) к основному топливу. Метод реализуется вводом ЛВЖ вблизи форсунок через клапаны регулирования начального давления (РНД) во время выполнения режимов пусков - разгонов. При применении метода во время разгонов двигателя или установки с ним от минимальной частоты вращения до номинальной, выигрыши во времени приёмистости, в величинах средних за режим крутящих моментов и развиваемой мощности, коэффициентах загрузки дизеля по моменту и мощности составляют порядка 12 % для горячего и 13 – 15 % для холодного дизеля. Аналогичные выигрыши при реализации разгонов двигателя или установки от пусковой частоты вращения составляют 24 – 27 % для прогретого двигателя и 16 – 18 % для холодного.

Литература:

1. Костин А. К., Пугачёв Б. П., Кочинев Ю. Ю. Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник. Под. Ред. А. К. Костина. – Л.: Машиностроением. Ленингр. отд., 1989. 284 с. С. 17–36.
2. Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Казаков С.А. Совершенствование пусковых и динамических характеристик дизеля в условиях низких температур окружающего воздуха // Двигателестроение. 2009, № 3 (237). С. 32 – 36.
3. Патрахальцев Н.Н., Соболев И.А., Силин Е.Л. Повышение динамических качеств дизеля изменением физико – химических свойств топлива // Автомобильная промышленность, 2008, № 7. С. 10 – 13.
4. Патрахальцев Н.Н., Санчес Л.В., Шкаликова В.П. О возможности расширения ресурса дизельных топлив и регулирования рабочего процесса дизеля изменением свойств топлива // ДВС. Республик. межвед. науч. - техн. сб. Харьков. Вища школа. 1988. Вып. 48. С. 73 – 79.
5. Патрахальцев Н. Н. Дизельные системы топливоподачи с регулированием начального давления // Двигателестроение. 1980, № 10. С. 33–37.

ПОКАЗАТЕЛЬ ПОЛИТРОПЫ ПРОЦЕССА СЖАТИЯ В СУДОВОМ МАЛООБОРОТНОМ ДИЗЕЛЕ СО СРЕДНИМ ИНДИКАТОРНЫМ ДАВЛЕНИЕМ 20 БАР

Обозов А.А. (ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод»), **Рогалев В.В., Клочков А.В.** (Брянский государственный технический университет)

В настоящее время судовые малооборотные дизели типа ДКРН, выпускаемые на Брянском машиностроительном заводе по лицензии фирмы MAN- Diesel A/S, достигли высокого уровня среднего индикаторного давления – величины 20 бар. Двигатель 6S50MC-C (6ДКРН 50/200-14) на режиме спецификационной максимальной длительной мощности (СМДМ) имеет следующие параметры: эффективная мощность 9480 кВт при частоте вращения коленчатого вала 127 мин⁻¹; максимальное давление цикла 151 бар; давление надувочного воздуха 3,65 бар; среднее индикаторное давление 20,3 бар. Двигатель является крейцкопфным, сверхдлинноходовым (имеет отношение диаметра цилиндра к ходу поршня S/D = 4), характеризуется высоким значением максимального давления цикла и предельно высоким для одноступенчатых схем наддува давлением надувочного воздуха. Выполнение расчета рабочего процесса этого дизеля с использованием методики Гриневецкого–Мазинга при выборе рекомендуемых значений показателя политропы $n_{pol} = 1,32 \dots 1,39$ приводит к значительной погрешности в определении важнейших характеристик дизеля, сильно отличающихся от экспериментальных значений. На необходимость усовершенствования методики традиционного расчета рабочего цикла дизеля путем правильного описания процесса сжатия указывает ряд публикаций [2].

Исходной информацией при изучении термодинамических процессов в машинах является индикаторная диаграмма в координатах $p - v$ (давление – объём цилиндра). Известно, что небольшие отрезки любых кривых линий могут быть аналитически выражены уравнениями степенного вида [4]. В частности, всегда можно выбрать такое число n , при котором уравнение $pv^{n_{pol}} = const$ достаточно близко воспроизводит разнообразные встречающиеся в практике линии индикаторных диаграмм. Если вся заданная кривая не может быть выражена единым уравнением,

ее можно разбить на несколько интервалов, каждый из которых характеризуется своим показателем n_{pol} .

Таблица. Влияние показателя политропы на давление конца сжатия

Параметры		ДБ-44	ДБ-46	ДБ-54	ДБ-60	ДБ-62	ДБ-70
		6ДКРН 35/105-10	6ДКРН 60/229-12	6ДКРН 42/136-11	5ДКРН 42/136-11	6ДКРН 50/200-14	7ДКРН 50/200-15
P_k	МПа	0,31	0,32	0,346	0,334	0,362	0,365
e	-	12,85	12,5	12,29	12,43	12,07	11,92
$P_c = P_k e^{1,37}$ (расчетное при $n = 1,37$)	МПа	10,2	10,1	10,75	10,54	10,98	10,88
P_c (измеренное)	МПа	10,8	11,0	13,1	13,0	13,2	13,2
m	-	1,058	1,089	1,218	1,233	1,202	1,213

На рис. 1. показаны процессы сжатия в цилиндре исследуемого дизеля, полученные из индикаторных диаграмм при проведении стендовых испытаний на четырех режимах винтовой характеристики (50,75,100 и 110%СМДМ). Экспериментальные индикаторные диаграммы регистрировались с помощью комплекса испытательной аппаратуры «PMI-System» (MAN- Diesel A/S).

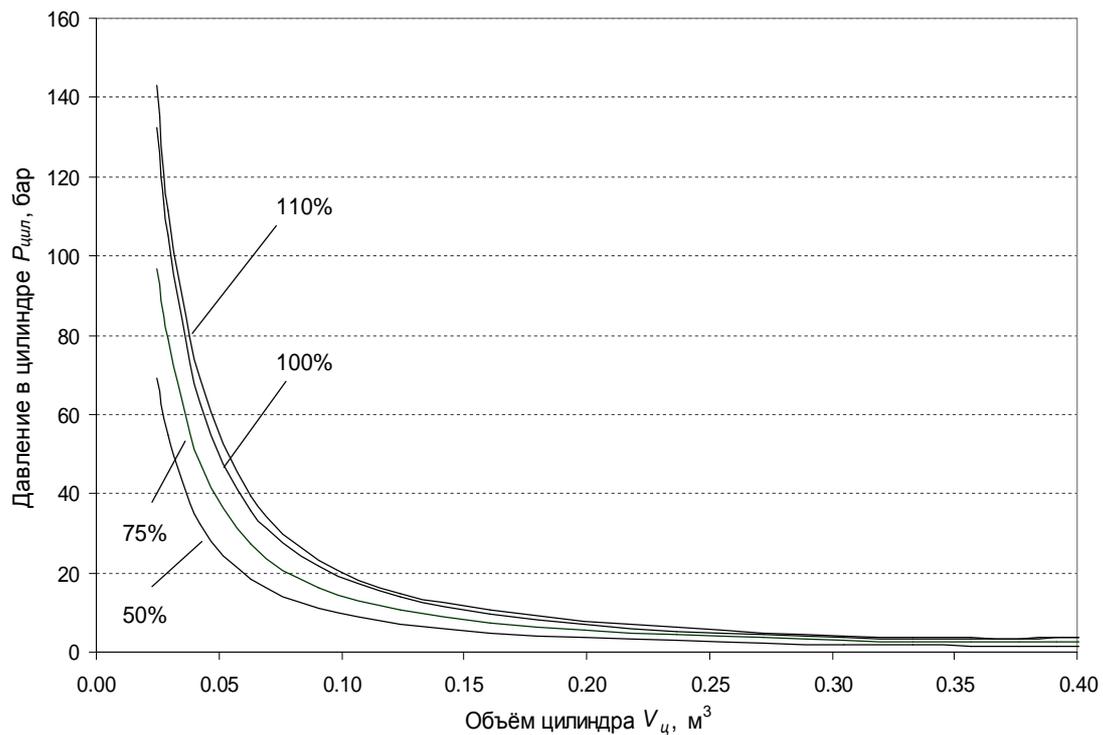


Рис.1 Процессы сжатия в цилиндре судового малооборотного дизеля 6S50MC-C

На рис.2. приведена логарифмическая анаморфоза полученных из индикаторных диаграмм процессов сжатия (т.е. преобразование функциональной зависимости к виду $y=f(x)$, где $y=\lg(p_ц)$; $x=\lg(v_ц)$), по которой определены значения n на всех режимах.

На рис. 3 приведено семейство полученных функций $n_{pol}(x)$, соответствующих процессам сжатия для режимов винтовой характеристики. Жирной линией обозначена функция, соответствующая режиму 100%СМДМ (осредненный результат обработки четырех индикаторных диаграмм).

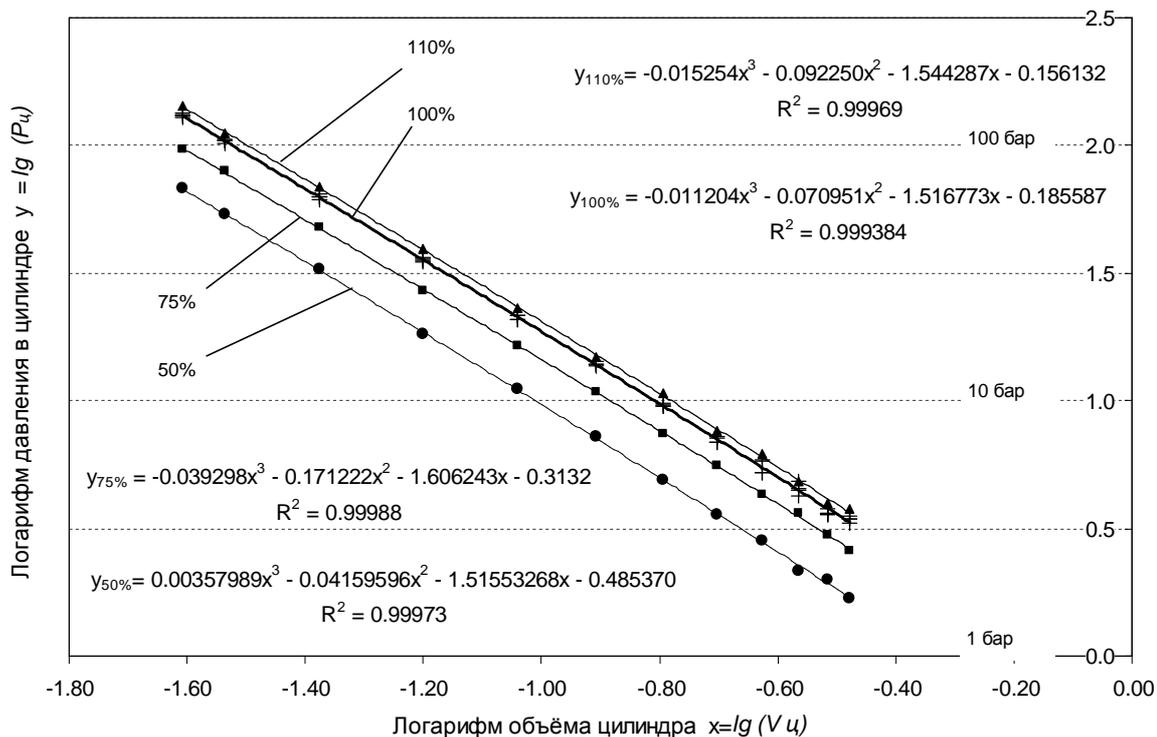


Рис.2. Отображение процессов сжатия в цилиндре судового малооборотного дизеля 6S50MC-C в логарифмических координатах

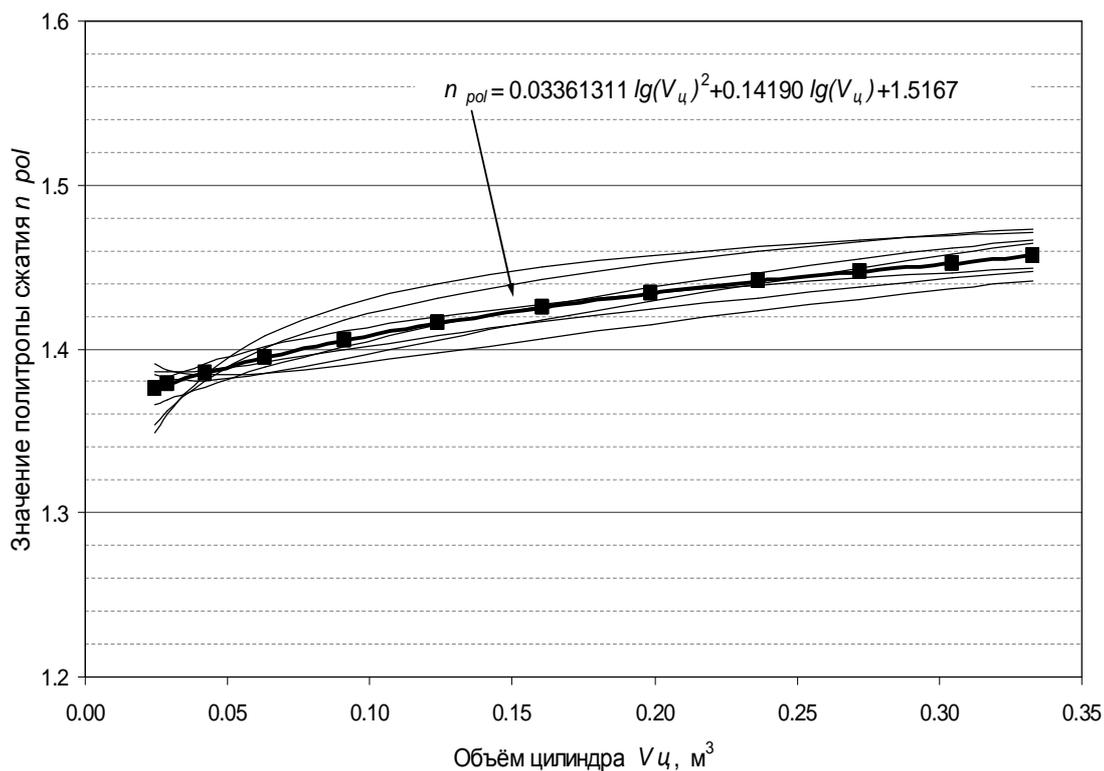


Рис.3 Функции изменения показателя политропы сжатия судового малооборотного дизеля

Из рис.3 видно, что практически на всем протяжении процесса сжатия показатель политропы имеет значения выше 1,4. Средняя величина n_{pol} составляет $n_{pol} = 1,409$; максимальное значение показателя политропы $n_{pol} = 1,46$ имеет место в начале процесса сжатия, когда холодное рабочее тело поступает в цилиндр и наиболее интенсивно подогревается. Только непосредственно вблизи верхней мертвой точки (ВМТ) показатель политропы сжатия снижается до величины $n_{pol} = 1,36$.

Такая тенденция изменения показателя политропы сжатия наблюдается во всех режимах работы судового дизеля. На режиме 50% СМДМ средняя величина n_{pol} составляет $n_{pol} = 1,417$; максимальное значение показателя политропы достигает $n_{pol} = 1,473$. Вблизи мёртвой точки величина показателя политропы снижается до уровня $n_{pol} = 1,35$. Следовательно, на режиме 50% СМДМ рабочее тело подогревается больше, чем на номинальном режиме работы дизеля (режиме 100% СМДМ). Это объясняется тем, что частота вращения коленчатого вала снижается (со 127 мин^{-1} до $100,8 \text{ мин}^{-1}$) и, соответственно, увеличивается время контакта рабочего тела с горячими деталями камеры сгорания.

Значения давления в конце процесса сжатия p_{comp} могут быть рассчитаны по известной зависимости $p_{comp} = p_a e^n$ (e - степень сжатия; p_a - давление в цилиндре в момент закрытия выпускного клапана). При расчете давления конца сжатия можно использовать формулу $p_{comp} = p_{scav} e^n$ (p_{scav} - давление продувочного воздуха в ресивере, т.к. судовых двухтактных малооборотных дизелей продувка происходит через окна втулки). Для исследуемого двигателя для режима 100% СМДМ вполне очевидно получаем давление конца процесса сжатия равное

$$p_{comp} = p_{scav} e^n = 3,65 \cdot 12,80^{1,4088} = 132,4 \text{ бар}.$$

Если же воспользоваться рекомендуемым в литературе значением среднего показателя политропы сжатия, равным 1,370, то в результате расчета мы получим значение давления сжатия равное $p_{comp} = 120,2$ бар, т.е. на 8% ниже экспериментального значения для данного параметра.

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей./Д.Н Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.
2. Коптев К.Н. Усовершенствованная методика традиционного расчета рабочего цикла дизеля. Двигателестроение, № 4, 1997. – с. 21 – 24.
3. Обозов А.А., Рогалев В.В., Ключков А.В. Исследование процесса сжатия в судовом малооборотном двигателе со средним индикаторным давлением 20 бар. Двигателестроение, № 1, 2009. – с. 10 – 14.
4. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. М.: Энергия, 1968. - 496 с.

МЕТОДИКА ОЦЕНКИ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ВЫБОРЕ ОРГАНОВ ВЫПУСКА ПОДСИСТЕМЫ ГАЗООБМЕНА

Захаров Л.А., Сеземин А.В., Захаров И.Л. (Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева); Лимонов А.К. (ОАО «РУМО»)

Поршневые и комбинированные двигатели используют практически во всех областях человеческой деятельности. В связи с этим продолжает оставаться актуальной проблема повышения их экономических и энергетических показателей. Одним из важнейших путей улучшения характеристик комбинированных поршневых ДВС являются работы по уменьшению уровня механических потерь [2, 3], позволяющие повысить тепловую экономичность и увеличить эффективный КПД двигателя.

Мощность механических потерь (19...34% индикаторной мощности теряемых непосредственно в конструкции двигателя) обычно полагают состоящей из потерь на трение между движущимися деталями, потерь на газообмен, потерь на привод вспомогательных агрегатов и на привод компрессора. Потери энергии в конструкции поршневого двигателя на 58-78% определяются трением КШМ. Необходимость обеспечения приемлемого уровня теплонапряженности поршня, его кинематики движения и режима гидродинамической смазки позволяют характеризовать этот главный механизм сложным в проектировании и перспективным для исследования и оптимизации.

Несмотря на многочисленные работы ведущих высших учебных заведений, научно-исследовательских институтов, моторостроительных предприятий и отдельных исследователей посвященные проблеме снижения механических потерь и в том числе потерям на трение в КШМ, уровень механических потерь снижается крайне медленно. Сложность проблемы объясняется отсутствием целостного многообразия факторов, влияющих на структурные составляющие суммарной мощности механических потерь.

Современные судовые ДВС оцениваются термодинамическими, индикаторными, *механическими* и эффективными показателями [2, 3]. В качестве объекта исследования выбран судовой дизельный комбинированный двигатель внутреннего сгорания ОАО «РУМО» модели 8ЧН 22/28 (8С22Д2) (рис. 1) с подсистемой газообмена транспортного средства, позволяющий получить показатели, максимально приближенных к реальным условиям эксплуатации двигателя.



Рис. 1. Комбинированный поршневой дизельный двигатель 8ЧН 22/28

Двигатель ОАО «РУМО» мод. 8ЧН 22/28 [1] имеет эффективную мощность 940 кВт, механический КПД 0,794 при частоте вращения 750 мин^{-1} , относится к среднеоборотным двигателям (СОД). Современные СОД имеют механический КПД $\eta_m=0,92\dots0,94$. **Поэтому** повышение механического КПД двигателей ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 является актуальной проблемой. **Для решения** этой проблемы были проведены теоретические и экспериментальные исследования механических потерь двигателя 8ЧН 22/28 в комплектации нетто (с транспортной подсистемой газообмена) методом двойного выбега, рис. 2 и 3. В результате проведенных теоретических и экспериментальных исследований была разработана **методика определения механических потерь** дизельного двигателя при выборе органов выпуска подсистемы газообмена.

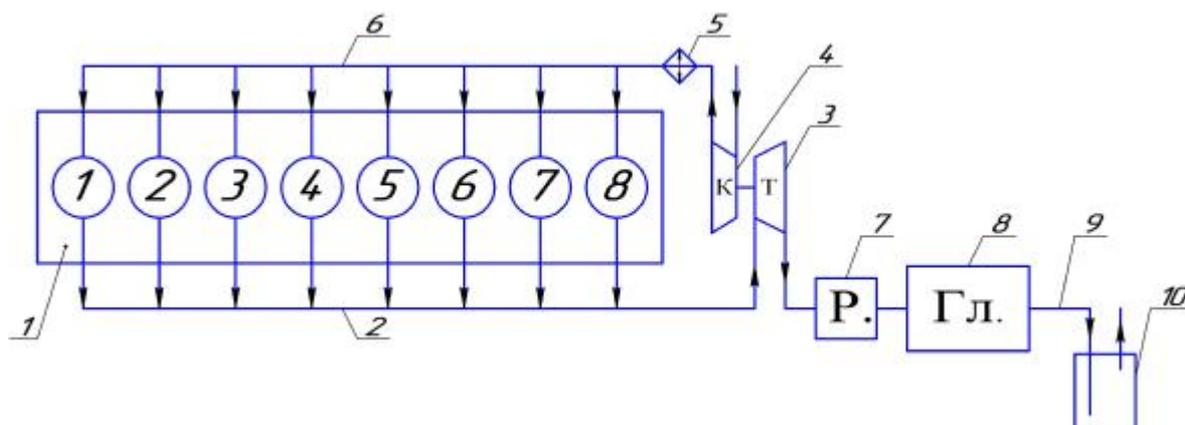


Рис. 2. Двигатель ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 в комплектации с транспортной подсистемой газообмена: 1 – двигатель, 2 – органы выпуска, 3 – турбина, 4 – компрессор, 5 – охладитель воздуха, 6 – органы впуска, 7 – резонатор, 8 – глушитель, 9 – выпускной трубопровод, 10 – искрогаситель

Разработка методики начинается с определения мощности механических потерь двигателя 8ЧН 22/28 в комплектации с транспортной подсистемой газообмена (рис. 2) на моторном стенде **методом двойного выбега**. Полученные результаты показали: часовой расход топлива 193,5 кг/ч, мощность механических потерь 218,5 кВт, механический КПД 0,794, индикаторная мощность 1060,5 кВт при гидравлическом сопротивлении органов выпуска 5000 Па.

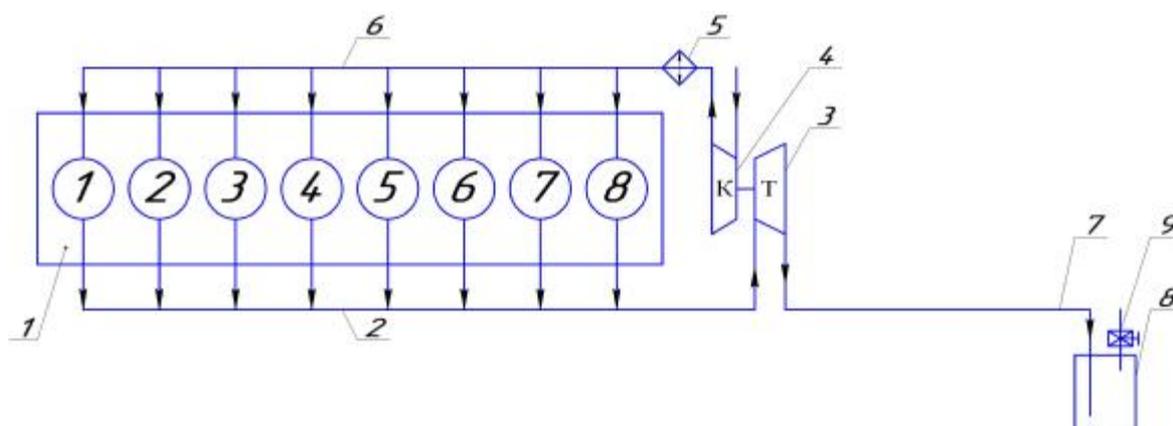


Рис. 3. Двигатель ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 в комплектации боксовой подсистемы газообмена: 1 – двигатель, 2 – органы выпуска, 3 – турбина, 4 – компрессор, 5 – охладитель воздуха, 6 – органы впуска, 7 – выпускной трубопровод, 8 – искрогаситель; 9 – регулятор гидравлических сопротивлений органов выпуска

Для проведения дальнейших исследований двигатель был переоборудован в комплектацию подсистемы газообмена моторного стенда с обеспечением изменения противодействия на выпуске от 5000 до 50 Па, рис. 3. При испытании двигателя на моторном стенде был определен часовой расход топлива в зависимости от противодействия органов выпуска. Используя часовой расход топлива, были определены **методом научного исследования**:

1) индикаторная мощность двигателя по формуле:

$$N_{i,f(\Delta H)} = \frac{N_{i,\Delta H=5000 \text{ Па}}}{G_{T,\Delta H=5000 \text{ Па}}} \cdot G_{T,f(\Delta H)};$$

2) эффективная мощность двигателя поддерживалась постоянной, как на режиме длительной работы:

$$N_e = 842 \text{ кВт};$$

3) разряжение во впускном трубопроводе поддерживалось постоянным:

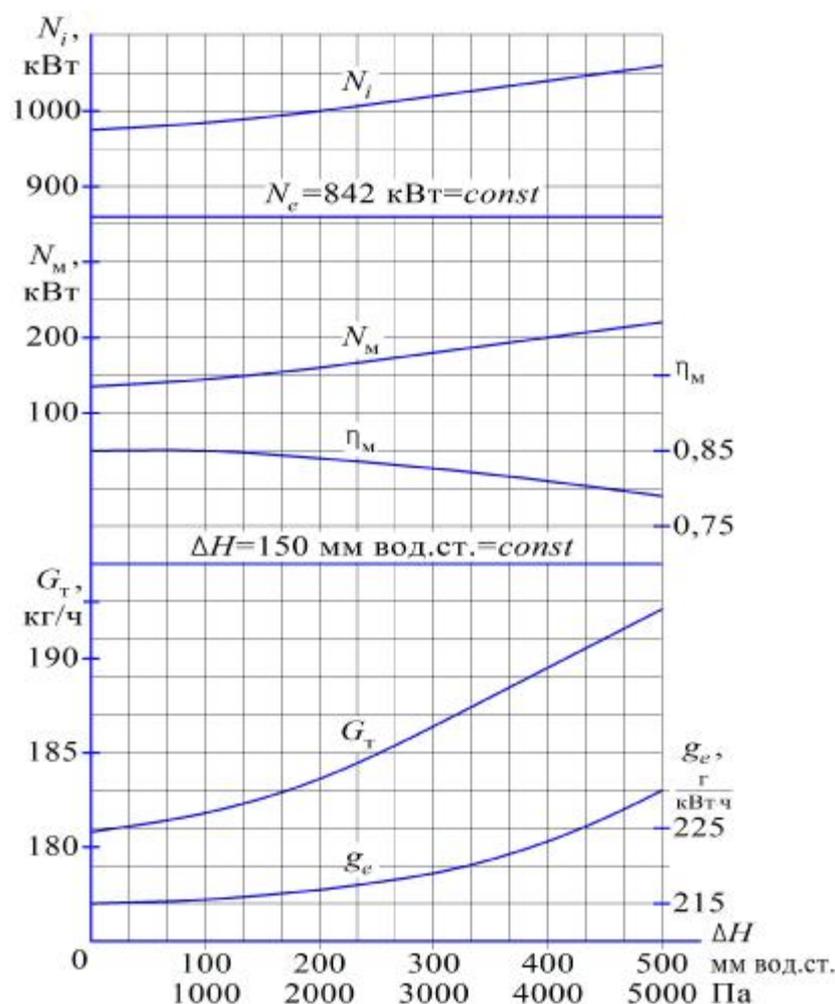
$$\Delta h = 1500 \text{ Па};$$

4) мощность механических потерь определялась как разность индикаторной и эффективной по формуле:

$$N_M = N_i - N_e, \text{ кВт};$$

5) механический КПД определялся по формуле:

$$\eta_M = \frac{N_e}{N_i};$$



Полученные результаты механических потерь методами **экспериментальным на моторном стенде и научного исследования** показаны на рис. 4 и сведены в табл. 1.

Рис. 4. Характеристики дизеля ОАО «РУМО» 8ЧН 22/28 в зависимости от противодействия на выпуске

б) эффективный КПД определялся по часовому расходу топлива G_T и низшей теплоте сгорания топлива Q_H :

$$\eta_e = \frac{N_e \cdot 1000 \cdot 3600}{G_T \cdot Q_H}.$$

Таблица 1. Исследование и результаты расчета механических потерь методом научного исследования

ΔH , Па	50	2000	3000	4000	5000
Δh , Па	1500				
N_e , кВт	842				
G_T , кг/ч	180,9	182,7	186,5	190,5	193,5
η_e	0,409	0,405	0,397	0,389	0,383
η_m	0,85	0,842	0,825	0,808	0,794
N_i , кВт	990,6	1000,0	1020,0	1042,1	1060,5
N_m , кВт	148,6	158,0	178,0	200,1	218,5
ΔN_m , кВт	0	9,4	29,4	51,5	69,4
% роста G_T и N_m	100,0	101,0	103,1	105,3	107,0

Анализ результатов табл. 1 и рис. 4 показывает:

- при уменьшении противодавления органов выпуска с 5000 Па до 50 Па мощность механических потерь уменьшается с 218,5 до 148,6 кВт, а механический КПД возрастает с 0,794 до 0,85, т.е. на 7%;
- часовой расход топлива уменьшается с 193,5 до 180,9 кг/ч;
- индикаторная мощность уменьшается с 1060,5 до 990,6 кВт, т.е. на 7%.

Для реализации 7% уменьшения расхода топлива был сконструирован и спроектирован настроенный выпускной коллектор (рис. 5), который по результатам расчета *методом научного исследования* подтвердил полученные экспериментальные данные и рекомендован для его реализации.

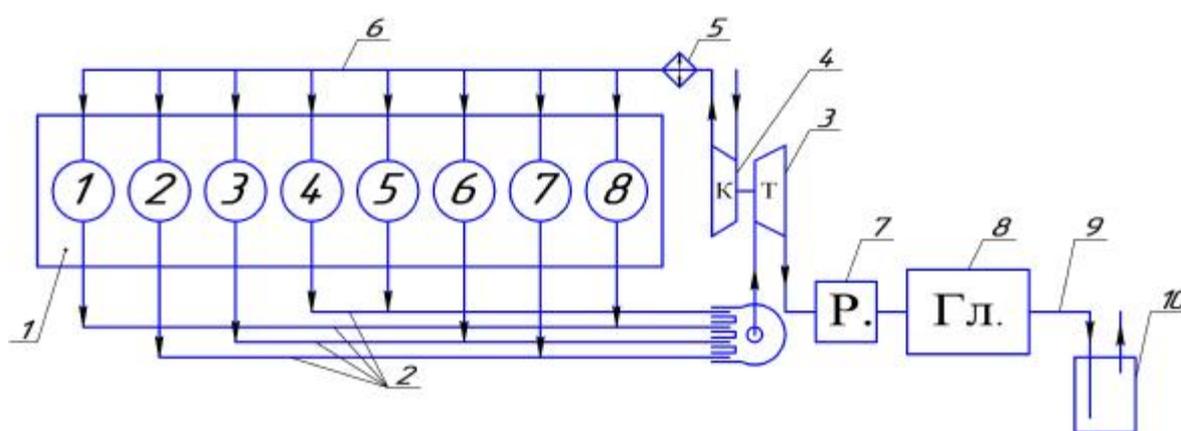


Рис. 5. Предлагаемая модернизированная настроенная схема группировки цилиндров (порядок работы цилиндров 1-7-5-3-8-2-4-6) по выпуску подсистемы газообмена транспортного средства двигателя 8ЧН 22/28 ОАО РУМО: 1 – двигатель, 2 – органы выпуска, 3 – турбина, 4 – компрессор, 5 – охладитель воздуха, 6 – органы впуска, 7 – резонатор, 8 – глушитель, 9 – выпускной трубопровод, 10 – искрогаситель

Предложенная методика оценки механических потерь дизельного двигателя может быть использована при доводке существующих и перспективных поршневых ДВС.

Литература

1. Судовые дизель-редукторные и дизель-электрические агрегаты с дизелями ряда ЧН 22/28. – Нижний Новгород: ОАО РУМО, 2004. – 8с.

2. Вырубов Д.Н. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей: учеб. для студ. ВТУЗов / Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин [и др.]; под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. – 4-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1983. – 372с.

3. Хандов, З.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания (Теория) / З.А. Хандов. – 3 изд., доп. – М.: Транспорт, 1975. – 368с.

УДАЛЕННЫЙ ДОСТУП К СОВРЕМЕННЫМ ПРОГРАММАМ МОДЕЛИРОВАНИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ДВС И ЕГО ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМАХ

Иващенко Н.А., Кулешов А.С., Грехов Н.А., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А.
(МГТУ им. Н.Э.Баумана).

В настоящее время во всем мире проектирование и доводка ДВС не мыслится без проведения математического моделирования и компьютерной оптимизации. Передовыми научными центрами предпринимаются значительные усилия для разработки программного обеспечения позволяющего решать задачи совершенствования рабочих процессов ДВС и, прежде всего, проблем рациональной организации смесеобразования и сгорания в дизелях. Потребность в таком программном обеспечении весьма высока, а стоимость программ наиболее известных разработчиков составляет по разным данным от 20 тыс. долларов США за одно рабочее место в год. Для расчета рабочих процессов дизелей во всем мире наибольшее распространение получили программы: GT-Power (Gamma Technologies, США); BOOST (AVL, Австрия), WAVE (Ricardo, Великобритания); для расчета топливной аппаратуры используются программы Finject (Ricardo), HydSim (AVL), Bosch, Imagine (AMESIM), GT-SUITE (Gamma Technologies).

Что касается упомянутых программ расчета рабочих процессов ДВС, то они в основном, ориентированы на расчет процессов газообмена в цилиндрах и коллекторах двигателей и обладают ограниченными возможностями для исследования и оптимизации процессов сгорания. Причиной этому является отсутствие в их составе достаточно устойчивых, быстрых и адекватных методов расчета процессов смесеобразования и сгорания в дизелях. Указанные программы имеют по несколько методов расчета сгорания и позволяют пользователям подсоединять к ним свои расчетные методы. В связи с развитием в последние годы методов расчета сгорания построенных на технологии CFD, разработчики термодинамических программ стали снабжать свои продукты возможностью подключения модулей, осуществляющих 3D моделирование развития струй в камерах сгорания дизелей. Для сокращения времени счета эти модули обычно рассматривают сектор камеры сгорания с одной струей. Такой подход не позволяет моделировать конструкции со смещенным относительно центра распылителем, не позволяет учитывать эффект от взаимодействия струй между собой. Кроме того, использование технологии CFD в термодинамических программах приводит к существенным затратам ма-

шинного времени. Альтернативой такому подходу является разработанная в МГТУ им. Н.Э.Баумана термодинамическая программа ДИЗЕЛЬ-РК обладающая эффективной моделью смесеобразования и сгорания в дизеле [1, 2] построенной на расчетном методе профессора Разлейцева Н.Ф.[3]. В камере сгорания произвольной формы рассматривается развитие струй топлива, взаимодействие их с воздушным вихрем, со стенками, развитие пристеночных потоков топлива и взаимодействие пристеночных потоков между собой. Программа позволяет оптимизировать форму камеры сгорания, подбирать параметры топливоподачи, интенсивность вихря и т.д. Наряду с проблемой создания устойчивой и надежной модели сгорания и ДВС в целом, авторы проекта уделили внимание проблеме доступности созданного современного программного обеспечения для заинтересованных пользователей, не имеющих возможности приобрести полную версию программы. С этой целью была разработана система, поддерживающая работу с удаленными пользователями через Интернет. Серверная часть программы круглосуточно функционирует на сервере университета. Клиентская часть включает оболочку, обеспечивающую хранение и редактирование исходных данных, обработку результатов расчета, визуализацию движения струй и их пристеночных потоков в камере сгорания и программу передачи данных через Интернет. Клиентская часть может быть загружена с сайта www.diesel-rk.bmstu.ru. В настоящее время сервисом пользуются специалисты, студенты и аспиранты из более чем 80 стран мира, за 4 года существования сервиса к нему было сделано более 300 тысяч обращений. Программа ДИЗЕЛЬ-РК используется в учебном процессе не только в МГТУ им. Баумана, но и в других университетах России, Украины, Польши, Испании, Великобритании и других стран.

Благодаря специальным средствам, препроцессор программы ДИЗЕЛЬ-РК позволяет создавать файлы данных на основании самой общей информации о двигателе и внутренней базы данных, рассчитывая необходимые размеры систем впуска и выпуска, параметры камеры сгорания и топливной аппаратуры и задавая эмпирические коэффициенты характерные для исследуемого типоразмера ДВС. Последнее особенно важно для облегчения процесса идентификации математической модели. Программа поддерживает не только традиционные двухтактные и четырехтактные поршневые дизельные и бензиновые двигатели, но и газовые двигатели, а также газовые двигатели с форкамерой. Наличие пусть и облегченной версии программы в свободном доступе служит укреплению авторитета школы двигателистов МГТУ им. Н.Э.Баумана и помогает проводить исследования с помощью профессионального ПО тем исследователям, которые не имели бы такой возможности по причине недостатка ресурсов.

В связи с введением в РФ специального технического регламента на выбросы ВВ автотранспортом стала особенно актуальной создание средств математического моделирования рабочих процессов в двигателе и его системах. К ним в первую очередь относится система топливоподачи, непосредственно влияющая на закономерности выделения теплоты в цилиндре.

С 1984 г в МГТУ функционирует ПК Впрыск – программа для расчетов и оптимизации топливных систем. ПК описывает процесс подачи жидких топлив (дизелей, с впрыскиванием бензина и др.). С 2009 введен в эксплуатацию ПК Впрыск четвертого поколения, ориентированный на PC со средами Windows-NT,XP,Vista (см. статью в этом сб.).

ПК Впрыск <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm> позволяет исследовать системы различных схем. В сравнении с известными коммерческими про-

граммами того же назначения, ПК Впрыск базируется на совершенной математической модели [4]. В части сервисной оболочки уделено внимание простоте работы – как при выборе схемы топливной системы, так и подготовки данных для расчета. С этой целью пользовательская библиотека содержит прототипы систем различных схем, оперативный контроль входных данных, а также их анализ на этапе подготовки к счету. Встроена диагностика обработки задания. Результаты представляются в табличной форме и различных графических образах. Наиболее эффективной работой при решении актуальных задач совершенствования двигателя с заданными параметрами, например, экологическими, осуществляется при взаимодействии двух программных продуктов.

Ныне ПК функционирует в режиме удаленного пользования с сервером в МГТУ. ПК передан для работы на ряд предприятий и ВУЗов России, является инструментальной базой при выполнении курсового проекта по дисциплине Системы питания. В частности, в нем обоснование параметров и режимов работы топливopодающей аппаратуры начинается с оптимизации рабочего процесса, а собственно ее проектирование продолжается с помощью ПК Впрыск. У пользователя, работающего с этими программами, остается ощущение обычной работы с приложениями Windows на персональном, например домашнем, компьютере.

Литература:

2. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 1. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 18 – 31.

3. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 2. Расчет скорости тепловыделения при многократном впрыске // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 32 – 45.

4. Процессы в перспективных дизелях. Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. - 352 с.

5. Иващенко Н.А., Вагнер В.А., Грехов Л.В. Моделирование процессов топливopодачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей. – Барнаул-М.: Изд-во АлтГТУ им. И.И.Ползунова, 2002. – 166 с.

ОСНОВЫ ЭНТРОПИЙНОГО АНАЛИЗА ЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В СИСТЕМЕ ОХЛАЖДЕНИЯ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Зейнетдинов Р. А. (Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

Повышение работоспособности, надежности и улучшение топливно-экономических показателей автотракторных двигателей связано с охлаждением цилиндра и отводом теплоты в систему охлаждения. Температурный режим в системе охлаждения (СО) оказывает существенное влияние на эффективные и индикаторные показатели рабочего процесса дизеля, а оптимально спроектированная система охлаждения обеспечивает заданные тепловые режимы термически напряженных деталей двигателя в различных условиях эксплуатации автотранспорта.

При установленном оптимальном тепловом состоянии двигателя общая картина теплоотдачи от рабочих газов в стенки цилиндра и головки двигателя достаточно сложна. Это обусловлено сложной зависимостью теплоты, передаваемой системе охлаждения, от температуры рабочих газов, коэффициентов теплопередачи и

параметров, характеризующих технологический процесс в системе охлаждения, что определяется сложными гидродинамическими и тепловыми процессами, связанными с движением теплоносителя, омывающего поверхности теплообмена, и его фазовым поведением. При этом процессы теплопроводности, теплоотдачи и теплопередачи могут иметь как стационарный, так и нестационарный характер. Следовательно, все термодинамические процессы, протекающие в системе охлаждения, являются необратимыми, и система открытая, внутренне неравновесная и продолжительности названных процессов конечны. Однако достижение современной теплотехники – использование методов неравновесной термодинамики и теории нелинейной термодинамики – не нашли широкого применения в исследовании теплопередачи в современных форсированных дизелях.

Следует отметить, что при этом необратимые энергетические потери в СО характеризуются не только количественными показателями теплоты, но и качественными. И для раскрытия механизма появления этих потерь в процессах тепло-массообмена в СО поршневых двигателей следует различать количество теплоты, участвующего в термодинамическом процессе Q , и количество теплоты, подведённого к термодинамической системе от рабочего тела (Q_e). Первое всегда равно максимально возможному количеству теплоты, подводимому к системе через стенки и головки цилиндров $Q_{e\max}$, а второе определяет только фактически подведённое количество теплоты Q_e , оно всегда не больше первого. Эта особенность базируется на представлениях о том, что существует разница в понятиях "количество теплоты, участвующее в термодинамическом процессе" и "количество теплоты, подведённое к макросистеме от внешнего источника в термодинамическом процессе". Эта разница обусловлена теплом диссипаций. В соответствии с отмеченным можно записать

$$dQ = d_a Q + d_i Q. \quad d_i Q \geq 0. \quad (1)$$

где dQ – количество теплоты, участвующей в термодинамическом процессе; $d_e Q$ – количество теплоты, подведенное к системе от стенок цилиндров; $d_i Q$ – теплота диссипации.

При этом $d_i Q$ зависит от того, насколько обратимый процесс отличается от необратимого. Для экстремального (обратимого) процесса $d_i Q = 0$, т.е. количество теплоты, участвующей в процессе и подведенной к системе от стенок цилиндров совпадают. Следовательно, чем меньше необратимость процессов, тем будет больше подводимая теплота, т.е.

$$\int_{1-2} d_a Q = \int_{1-2} (dQ - d_i Q) \rightarrow \max. \quad (2)$$

Из термодинамики известно, что при описании открытых и неравновесных систем ведущую роль играет энтропия, так как это единственная функция, позволяющая различить неравновесные и равновесные процессы. А показателем необратимости термодинамических процессов систем является производство (возникновение) энтропии σ .

Из общего термодинамического уравнения Гиббса следует, что для открытой системы с переменным числом компонентов теплоносителя при ее локально-равновесном состоянии скорость изменения энтропии будет выражаться уравнением [1]:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{1}{T} \left(\frac{dU}{dt} + p \frac{dV}{dt} \right) - \sum \frac{m_i}{T} \cdot \frac{dn_i}{dt}, \quad (3)$$

где p – равновесное давление; U – полная внутренняя энергия ОЖ; μ_i – химический потенциал i -го компонента теплоносителя; n_i – число молей i -го компонента; V – объем системы.

Из выражения (3) следует, что в открытой системе локальную энтропию можно представить в виде суммы двух слагаемых. Первое из них обусловлено обменом веществ и энергии с внешней средой – $d_e S$ (поток энтропии), а второе – производством энтропии – $d_i S$ необратимыми процессами внутри самой системы. С учетом этих пояснений получаем:

$$\frac{dS}{dt} = \frac{d_e S}{dt} + \frac{d_i S}{dt}, \quad (4)$$

где $d_e S/dt$, $d_i S/dt$ – соответственно скорости изменения обратимой и необратимой частей энтропии системы.

Если рассмотреть процесс фазового перехода какого-либо дифференциального объема теплоносителя за стенкой цилиндра двигателя как неравновесный термодинамический процесс, то количество теплоты, подведенной от стенки цилиндра к этой открытой макросистеме при изменении ее состояния, согласно второму закону термодинамики, может быть представлено в следующей форме:

$$Q(s, m) = \int \int_t r_{нж} T \frac{ds}{dt} dV dt = \int \int_t r_{нж} T \left(\frac{d_e s}{dt} + \frac{d_i s}{dt} \right) dV \cdot dt, \quad (5)$$

где T – абсолютная температура охлаждающей жидкости; $\rho_{нж}$ – массовая плотность двухфазного теплоносителя; V – объем; t – время.

В соответствии с первым законом термодинамики для СО количество теплоты, участвующей в бесконечно малом процессе тепломассообмена теплоносителя, определяется выражением [2]

$$dQ = dH - V dp - \sum_{k=1}^N \bar{H}_k dn_k, \quad \bar{H}_k = \left(\frac{\partial H}{\partial n_k} \right)_{P, T, n_j}, \quad (6)$$

где dn_k – бесконечно малое изменение числа молей k -го компонента теплоносителя за счет массообмена с внешней средой.

С учетом уравнения $dQ/T = d_e S + d_i S$, определение количество теплоты для процессов тепломассообмена охлаждающей жидкости со стенкой цилиндра может быть представлено в виде

$$r T \left(\frac{d_e s}{dt} + \frac{d_i s}{dt} \right) = r \left(\frac{dh}{dt} - \frac{dp}{dt} - \sum_{k=1}^N \bar{H}_k \frac{dc_k}{dt} \right), \quad (7)$$

где h – удельная массовая энтальпия термодинамической системы; c_k – мольная концентрация k -го компонента системы.

С учетом уравнения (7) определение количества теплоты, отводимого из системы охлаждения теплоносителем, можно представлено в виде:

$$r T \frac{d_e s}{dt} = r \left(\frac{dh}{dt} - \frac{dp}{dt} - \sum_{k=1}^N \bar{H}_k \frac{dc_k}{dt} \right) - r T \frac{d_i s}{dt}. \quad (8)$$

Возле стенок цилиндров потоки теплоносителя представляют собой двухфазную систему, концентрация в жидкой фазе связана с концентрацией в паре условиями равновесия. И локальное производство энтропии в элементе объема неравновесной открытой термодинамической системы имеет следующий вид:

$$s_s = r \frac{d_i s}{dt} = - \frac{1}{T^2} J_q \text{grad} T + \frac{1}{T} \dot{\mathbf{a}}_k J_k [K_k - \tilde{N} m_k] - \frac{1}{T} P_k' : \text{Grad}(1 - x_k) \times \mathbf{w}_k' - \frac{1}{T} P_k'' : \text{Grad} x \times \mathbf{w}_k'' \neq 0, \quad (9)$$

где \dot{J}_q и \dot{J}_k – плотности потоков теплоты и масс k -го компонента; K_k – внешняя сила, действующая на 1 моль k -го компонента; P_{ij} – сила трения ($i, j=1, 2, 3$); $\mathbf{w}_k', \mathbf{w}_k''$ – среднемассовая скорость жидкой и паровой фаз k -го компонента в потоке насыщенного пара.

Производство энтропии, обусловленное только процессом теплопроводности в формуле (9), может быть приведено к виду:

$$J_q \frac{\tilde{N} T}{T^2} = \frac{1}{T} J_q \tilde{N} \ln T = \frac{1}{T} J_q \tilde{N} \frac{\partial s_{p,nk}}{\partial c_{pm}} \quad (10)$$

Отметим, что температурная часть удельной массовой энтропии определяется выражением:

$$s = c_{pm} \cdot \ln T \quad \text{или} \quad \nabla s = c_{pm} \cdot \nabla T / T. \quad (11)$$

Кроме того, будем иметь в виду [3], что

$$\nabla m_{kT} = \nabla m_{kp,T} + \bar{V}_k \cdot \nabla p, \quad (12)$$

где \bar{V}_k – парциальный молярный объем частиц k -го компонента.

Производство энтропии, возникающее вследствие теплопроводности стенки цилиндра двигателя, имеет следующую форму:

$$\frac{d_i S_{cm}}{dt} = - \frac{1}{T^2} (q_\Sigma \cdot \text{grad} T), \quad (13)$$

где q_Σ – суммарный тепловой поток, воспринимаемый зеркалом цилиндра.

Суммарный тепловой поток q_Σ складывается из следующих нагрузок: тепловой, воспринимаемой непосредственно от газов q_g , и тепловой – от трения о зеркало цилиндра юбки поршня $q_{пор}$ и поршневых колец $q_{кол}$ [4]

$$q_\Sigma = q_g + q_{пор} + q_{кол}. \quad (14)$$

В охлаждающей системе при теплообмене в зависимости от времени течения внутрицилиндровых процессов возможны как приток, так и отток энтропии, следовательно, производство энтропии за счет теплообмена со стенкой цилиндра может иметь любой знак. В системе одновременно идет также отток энтропии за счет теплообмена с окружающей средой через радиатор. Однако в целом суммарная энтропия за счет теплообмена будет иметь положительный знак, и определяться энтропийным равновесием, значение которого зависит от степени открытости системы и однозначно меняется с изменением степени воздействия внешней среды на ОС. При этом из-за инерционности системы возможны в ней возникновение энтропийных колебаний относительно энтропийного равновесия, которые с переходом двигателя на установившийся режим работы затухают, и наступает снова термодинамическое равновесие.

В открытой термодинамической системе член s_s строго положителен и растет до тех пор, пока система находится в неравновесном состоянии. Производство энтропии, характеризующее необратимость процессов, можно рассмотреть как про-

изведению вектора обобщенного потока J_j на вектор обобщенных сил X_j [2]. В этом случае условие минимальной диссипации технологических процессов в рассматриваемой термодинамической системе сводится к виду:

$$\bar{S} = \frac{1}{t} \int_0^t \sum_{j=1}^m J_j(u_1, u_2) \cdot X_j(u_{1j}, u_{2j}) dt \rightarrow \min. \quad (15)$$

где u_{ij} – параметры процесса.

Таким образом, на основе вышеизложенного следует отметить, что одно из перспективных направлений стратегии системного анализа технологических процессов в СО двигателя состоит в использовании энтропийного подхода. Данный подход позволяет создать теоретические основы протекания диффузионных, тепловых, гидромеханических процессов в гетерофазных полидисперсных средах и определить более точно энергетические потери на эти процессы. При этом задача оптимальной в термодинамическом смысле организации технологических процессов в охлаждающей системе ДВС состоит в том, чтобы выбором температур, давлений и химических потенциалов взаимодействующих подсистем добиться минимума возникновения энтропии (диссипации) при заданной интенсивности потоков.

Литература

1. Карапетьянц М. Х. Химическая термодинамика. – М.: Химия, 1975. – 584 с.
2. Грот С., Мазур П. Неравновесная термодинамика. – М.: Мир, 1966. – 456 с.
3. Хаазе Р. Термодинамика необратимых процессов. – М.: Изд-во Мир, 1967. – 544 с.
4. Петриченко Р.М. Системы жидкостного охлаждения быстроходных двигателей внутреннего сгорания. – Л.: Машиностроение, 1975. – 224 с.

ВЛИЯНИЯ УСЛОВИЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ НА ТОКСИЧНОСТЬ ВЫБРОСА ДИЗЕЛЕЙ

Салова Т.Ю., Мажитов Б.Ж. (Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

Из всего множества различных требований к дизелям на современном этапе эксплуатации автомобилей к основным можно отнести следующие четыре: расход топлива, токсичность, надежность и стоимость двигателя. Благодаря пониженному расходу топлива и хорошим тяговым характеристикам, возникающим при высоком крутящем моменте на низких частотах вращения коленчатого вала, дизель с непосредственным впрыском топлива занял большую долю рынка в Европе. Но уже сейчас, и особенно в перспективе, выполнение будущих законодательств по токсичности будет являться основным направлением в дальнейших исследованиях.

Эксплуатация двигателей автотранспортных средств в высокогорных условиях во многом отличается от равнинной местности. Высокогорные дороги состоят преимущественно из подъемов и спусков, протяженность которых достигает 20 ... 30 км, углы продольных уклонов до 10 %. На характерных перевальных и предперевальных участках имеются многочисленные повороты малых радиусов, величина которых нередко составляет всего 8 ... 12 м, а углы поворота на серпантинах достигают 300°. В республике Таджикистан широко используются автомобили КамАЗ-5511 – для перевозки сельскохозяйственных грузов и строительных материалов, при работе в карьерах, в условиях бездорожья, на коротких плечах, на до-

рогах имеющих различные покрытия. В том числе в процентном соотношении КамАЗ-5511 используется по карьерным дорогам – 65 %; дорога город Душанбе – город Яван – 15 %; дороги в городе Душанбе – 20 % (таблица 1).

Таблица 1. Параметры испытательных участков

Наименование перевала и трассы	Высота над уровнем моря, м	Протяженность спуска, км	Средний уклон, %
Перевал «Анзоб» трассы Душанбе – Худжанд	3372	23	8,0
Перевал «Чормагзак» трассы Душанбе – Куляб	1600	14	6,0
Перевал «Шар - Шар» трассы Душанбе – Куляб	1640	10	6,5
Подъем на карьер цементного завода	2000	6	10,0

В карьерных условиях, в условиях бездорожья, на коротких плечах автомобили эксплуатируются в загородных зонах при вывозе из-под экскаватора песка, гравия, балласта с реки Кофарнихон на гравийно-сортировочный завод, по дорогам, засыпанным крупной галькой и балластом. В редких случаях автомобили используются при вывозе горной породы по дорогам с твердым покрытием.

Дорога город Душанбе – город Яван проходит по горной гряде Ронгон, где перевальный участок трассы достигает отметки 1279 м н.у.м. Дорога имеет асфальтовое покрытие с шириной проезжей части от 8 м до 12 м. В плане, дорога характеризуется 24 поворотами с радиусами закругления не более 40 м, что составляет, в среднем, 0,4 поворота на 1 км пути. Минимальный радиус поворота на этой дороге 30 м. Максимальный уклон достигает 7 %. Трасса работает круглый год и является проходимой в любое время года всеми типами автомобилей.

Автомобили, эксплуатируемые в черте города Душанбе, используются на вывозе балласта со строящихся объектов и подвозе строительных материалов. В городе автомобили эксплуатируются в условиях интенсивного движения на дорогах с асфальтобетонным покрытием. Примерно 2 % от общего городского пробега приходится на подъездные пути к строительным объектам, где дороги находятся в неудовлетворительном состоянии.

Энергонагруженность тормозов автомобилей достаточно полно характеризуют следующие показатели: число торможений на единицу пути и времени; статистика распределения замедлений и скоростей в начале торможения; Статистика распределения энергий, поглощаемых тормозными механизмами в единицу времени на единицу пути; коэффициент распределения энергии между передними и задними тормозами; кратковременные и длительные температуры поверхностей трения. Для проведения исследований температурной нагруженности тормозов были выбраны трассы с наиболее характерными перевальными участками (таблица 1).

Анализ влияния особенностей горных дорожных условий на эксплуатационные качества автомобиля позволяют сделать вывод, что все основные параметры, формирующие сложность горной дороги, влияют на скорость автомобиля, токсичность выброса и др.

Результаты исследования нагруженности агрегатов автомобилей ЗИЛ-130, МАЗ-503 и МАЗ-504А, работающих в горных условиях, показывают, что среднее число выключений сцепления, приходящееся на 1 км пути, при движении одиночных автомобилей составило около 1 выкл/км, для автопоездов - 1,5 и у седельного

тягача МАЗ-504А - 0,75 выкл/км. Средний крутящий момент на ведущих колесах при работе АТС с прицепами у ЗИЛ-130 на 50 % , а у автомобилем МАЗ-503А и МАЗ-504А на 36 % выше, чем при работе без прицепов. В целом, оценивая показатели работы АТС, можно отметить лучшую приспособленность к горным условиям эксплуатации автомобилей МАЗ-504А и МАЗ-503А с дизельными двигателями по сравнению с автомобилем ЗИЛ-130. Для сравнительной оценки нагруженности агрегатов автомобилей, работающих в горах и на равнине, приведены данные по основным параметрам, полученные при испытательных заездах на скоростной дороге автополигона НАМИ, условия движения, которой приняты за эталонные (1-ая категория условий эксплуатации), и при интенсивном движении в Москве (2-ая категория условий эксплуатации) (таблица 3). Движение автомобилей на скоростной дороге автополигона и в горных условиях характеризуется более высокими значениями частот вращения коленчатого вала двигателя, чем при эксплуатации автомобиля в Москве. Сравнение условия работы двигателей по параметру оборотности дает возможность предположить, что двигатель автомобиля, эксплуатируемого как в горах (Душанбе), так и в городе (Москва), работает примерно в одинаковых условиях нагруженности.

Таблица 3. Коэффициенты нагруженности агрегатов

Показатели нагруженности	ЗИЛ –130 с прицепом			МАЗ-503А			МАЗ-504А		
	Автополигон	Москва	Душанбе	Автополигон	Москва	Душанбе	Автополигон	Москва	Душанбе
Частота вращения коленчатого вала ДВС, об/мин	2290	6025	4955	1995	3691	3519	1640	3140	3431
Коэффициент нагруженности	1,0	2,63	2,17	1,0	1,8	1,76	1,0	1,91	2,1
Количество выключений сцеплений на 1 км пути	0,18	3,1	1,57	0,86	3,33	1,43	1,02	2,2	0,75
Коэффициент нагруженности	1,0	11,0	8,7	1,0	3,87	1,66	1,0	2,16	0,73
Средний крутящий момент, Н*м	14,5	15,3	24,3	17,7	20,4	38,8	102,7	122,9	271,4
Коэффициент нагруженности	1,0	1,05	1,63	1,0	1,15	2,2	1,0	1,2	2,64

С начала выпуска и до настоящего времени КамАЗ постоянно совершенствует свои двигатели, улучшая их технико-экономические показатели – ресурс, топливную экономичность, расход масла на угар, уровень шума, выбросы вредных веществ с отработавшими газами, максимальный крутящий момент [1]. В итоге ресурс дизелей увеличился более чем в 4 раза, максимальный крутящий момент — более чем в 2 раза, удельный расход топлива, наоборот, снизился на 9 %, а расход масла на угар — в 8 раз. Особенно интенсивно улучшение экологических характеристик двигателей шло в последние годы. Так, содержание монооксида углерода в

отработавших газах уменьшилось в 3 раза, а углеводородов и оксидов азота — в 3 и 3,5 раза, выбросы твердых частиц снизились в 3,5 раза.

Для удовлетворения современных норм токсичности созданы современные газовые двигатели КамАЗ. Количество токсичных выбросов, выделяемых серийными газовыми двигателями КамАЗ значительно меньше, чем допускается нормативами Евро-4: неметановых углеводородов — в 1,9 раза; CH_4 (метана) — в 3,2 раза; CO (оксида углерода) — в 200 раз; NO_x (оксидов азота) — в 1,6 раза.

В условиях эксплуатации дизели автотракторного назначения работают преимущественно на неустановившихся режимах, когда происходит снижение экономичности работы дизеля до 20 и более процентов, снижение динамических качеств по сравнению с теми, которые можно было бы предположить, возрастает дымность и токсичность выбросов, снижается моторесурс, а также надёжность и долговечность двигателя. В режиме полной нагрузки происходит разгон с низких оборотов, наблюдается значительное увеличение выбросов NO_x и сажи по сравнению со стационарным режимом [2].

В то же время, очевидно, что динамические характеристики самого дизеля определяют динамические качества транспортного средства, установки двигатель - потребитель в целом при прочих равных условиях. Динамические показатели при прочих равных условиях существенно зависят от формы внешней скоростной характеристики двигателя. Поэтому необходимо таким образом сформировать внешнюю скоростную характеристику, чтобы обеспечить показатели устойчивости режимов, токсичности двигателя.

Испытания дизелей производятся на моторном стенде, как стационарные, так и нестационарные испытания, при которых двигатель долгое время работает в режиме полной нагрузки.

Результаты стендовых исследований показали (рисунок 1-5), что изменение состава отработавших газов (ОГ) на установившихся и неустановившихся режимах представляются одинаковыми зависимостями. При этом, в режиме свободного ускорения величина вредных выбросов значительно превышает значения этих же показателей на установившихся режимах. В период разгона вследствие инерционности потока во впускном трубопроводе ухудшается наполнение цилиндров дизеля свежим зарядом.

Угол опережения впрыскивания топлива превышает его значение на установившихся режимах, увеличивается давление начала впрыскивания топлива по сравнению с оптимальным значением, возрастают максимальные температуры процесса сгорания топлива, возрастают концентрации оксидов азота и углеводородов (рисунок 4, 5).

Для достижения экологических показателей, соответствующих нормам Евро-5 и Евро-6 необходимо внедрение комплексной системы обработки отработавших газов, которая может состоять из нескольких подсистем: специальных фильтров, в том числе термических (с дожиганием); непрерывной регенерации; рециркуляции отработавших газов.

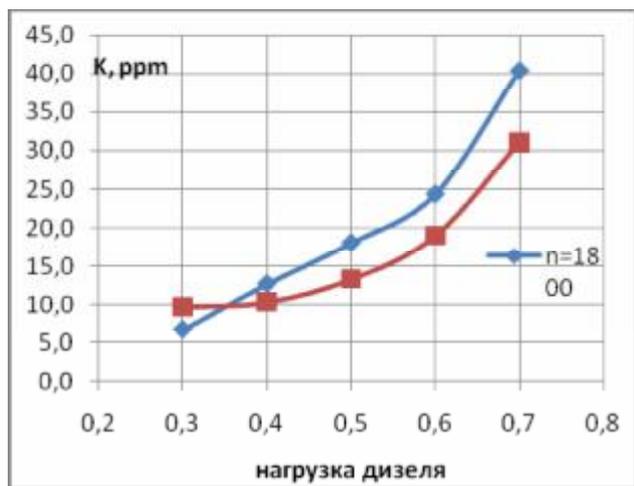
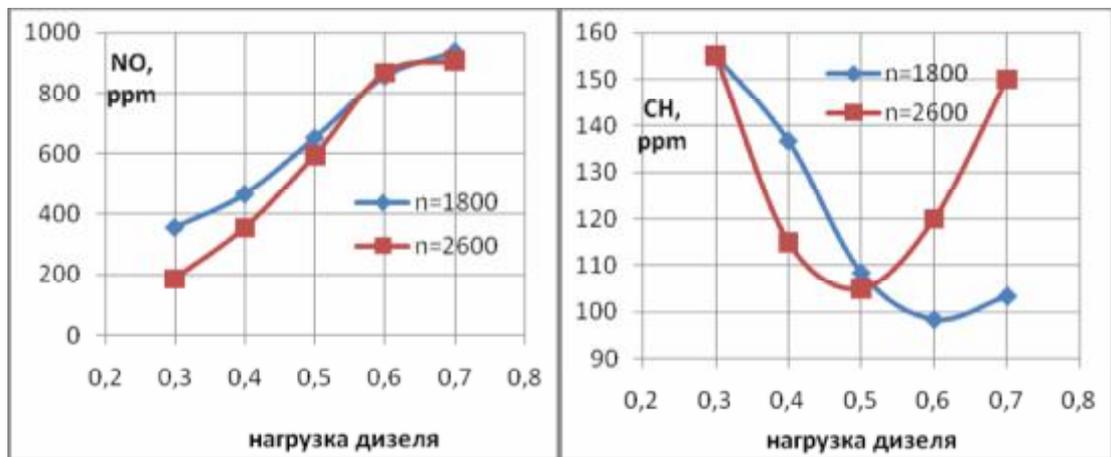


Рис. 1, 2, 3 – Экологические показатели дизеля КамАЗ

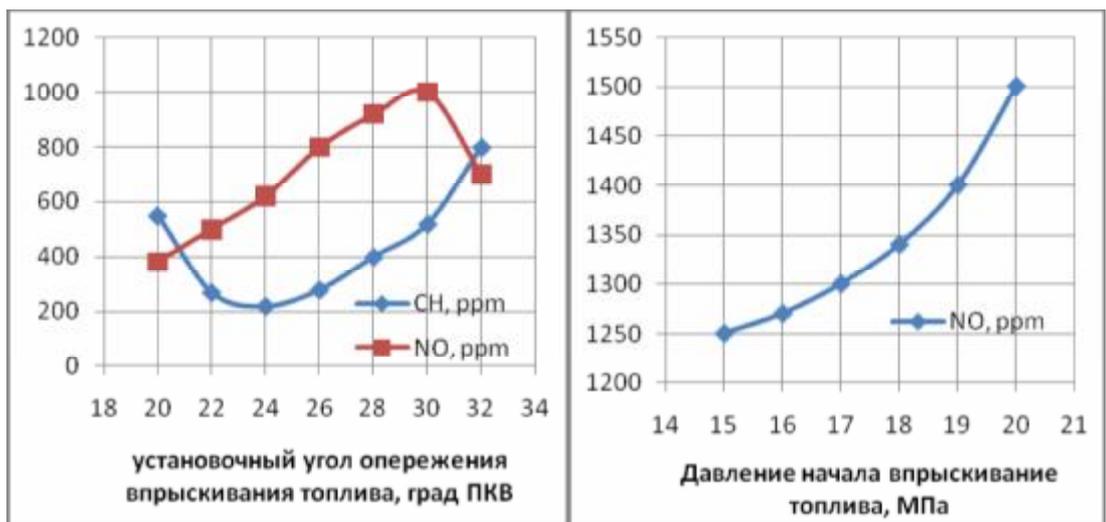


Рис. 4, 5 – Влияние установочного угла опережения и давления впрыскивания топлива на токсичность работы дизеля в режиме свободного ускорения

Литература

1 Гатауллин Н.А. Модельный ряд дизелей КамАЗ // Автомобильная промышленность, 2006 год, № 3

2 Бадеев А.А. Резервы улучшения динамических характеристик автотракторного дизеля воздействием на процессы топливоподачи изменением физико-химических свойств топлива. Автор. дис. канд. техн. наук : 05.04.02 Москва, 2006.

ВЗАИМОДЕЙСТВИЕ ВОЛН ДАВЛЕНИЯ В ГАЗОВОЗДУШНЫХ ТРАКТАХ МНОГОЦИЛИНДРОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Рассадин М. Ю. (МАДГТУ (МАДИ))

Автомобильные бензиновые двигатели часто оснащаются управляемыми впускными системами. Обычно используют управление длиной и проходным сечением трубопроводов, разделение впускного коллектора с помощью управляемой заслонки на части, работающие каждая на свою группу цилиндров, управление фазами газораспределения. При проектировании подобных систем актуальной является задача уже на стадии разработки оценить и выбрать схему управления. Одним из таких оценочных упрощений является гипотеза о суперпозиции волн давления в разветвленных трубопроводах двигателей. Исследование ее возможностей для анализа управляемых впускных систем многоцилиндровых двигателей предложено в работе [1]. Интересной представлялась также проверка выполнимости принципа суперпозиции в выпускном трубопроводе, в существенно более нелинейных условиях, чем на впуске.

Исходя из этих предпосылок на 4-хцилиндровом бензиновом двигателе с рабочим объемом 1500 см. куб., порядок работы 1-3-4-2, проведено экспериментальное исследование взаимодействия волн давления во впускной и выпускной системах. Система впуска представляла собой отсоединяемые патрубки к каждому цилиндру, объединенные общим ресивером. Система выпуска —сдвоенная, настроенная, объединяющая патрубки 1-4 и 2-3го цилиндров. Эксперименты проводились методом отключения цилиндров. При этом от впускной системы отсоединялся соответствующий патрубок, а для исследования выпуска отключалась топливоподача цилиндра. Датчики давления были установлены в патрубке 2-го цилиндра, ресивере впускной системы и в выпускном патрубке 1-го цилиндра.

Суперпозицию волн давления в системе впуска и выпуска можно записать следующим выражением :

$$P^{1234}(\varphi) = P^2(\varphi) + P_2^1(\varphi) + P_2^3(\varphi) + P_2^4(\varphi) \quad (1)$$

где $P^{1234}(\varphi)$ - давление при работе всех цилиндров; $P^2(\varphi)$ - экспериментально определенное давление, создаваемое в патрубке исследуемого цилиндра, когда остальные отключены; $P_2^i(\varphi)$ - давление, создаваемое i -м цилиндром в патрубке исследуемого цилиндра.

При этом компоненты $P_2^i(\varphi)$ в выражении (1) при исследовании системы впуска определялись системой уравнений :

$$\begin{aligned} P_2^1(\varphi) + P_2^3(\varphi) &= P_2^{123}(\varphi) - P^2(\varphi) \\ P_2^1(\varphi) + P_2^4(\varphi) &= P_2^{124}(\varphi) - P^2(\varphi) \\ P_2^3(\varphi) + P_2^4(\varphi) &= P_2^{234}(\varphi) - P^2(\varphi) \end{aligned} \quad (2)$$

где $P_2^{ijk}(\varphi)$ - экспериментально определенное давление в патрубке исследуемого цилиндра, когда включены цилиндры i, j, k ; $P_2^i(\varphi)$ - рассчитываемое давление от работы i -го цилиндра в патрубке исследуемого цилиндра.

Сравнение полученных с помощью (1) и (2) кривых давления в патрубке

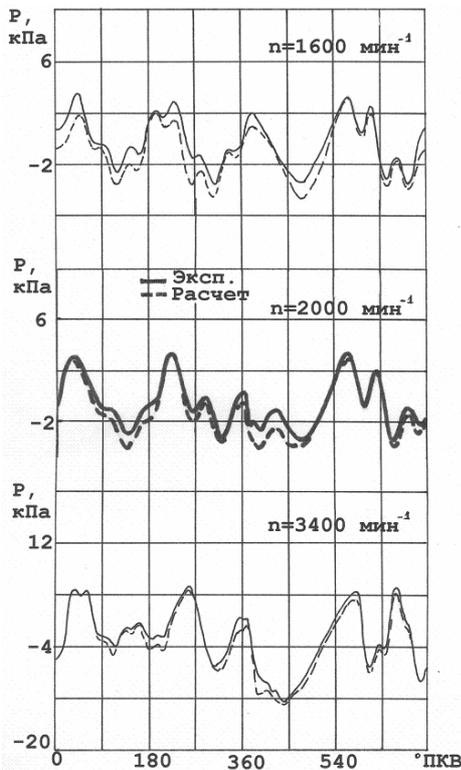


Рис. 1. Суперпозиция на впуске. Расчет по (1)-(2)

ные фазовые и амплитудные расхождения. В связи с этим формула (3) была преобразована для использования данных, полученных при работе 2-х цилиндров так, чтобы при отключении работал хотя бы один цилиндр в ветви. Исходя из предположения, что

$$P^{12}(\varphi) + P^{34}(\varphi) = P^{1234}(\varphi) + P_{\text{пр}}^{1234}(\varphi) \quad (4)$$

и заменив $P_{\text{пр}}^{1234}(\varphi)$ в (3) получим

$$P^{1234}(\varphi) = \frac{1}{2} \left(\sum P^{ijk}(\varphi) - P^{12}(\varphi) - P^{34}(\varphi) \right) \quad (5)$$

где $P^{12}(\varphi)$ и $P^{34}(\varphi)$ - давление, когда работают 1-2, 3-4 цилиндры.

Результаты, полученные по экспериментальным данным с помощью формулы (5), как видно на рис. 2, достаточно хорошо сходятся с кривыми давления при работе всех цилиндров.

Дальнейшие исследования проводились на впускной системе, позволявшей более гибкое изменение экспериментальной конфигурации. Анализ кривых давления, создаваемого другими цилиндрами в патрубке исследуемого, и полученных в результате решения системы (2) показал, что амплитуда и частота этих колебаний примерно соответствуют колебаниям во впускном ресивере при работе только исследуемого 2-го цилиндра, взятых с фазовым сдвигом, соответствующим порядку работы. Расчеты, проведенные по формуле

$$P^{1234}(\varphi) = P^2(\varphi) + \sum_{1,3,4} P_{\text{рес}}^2(\varphi + \Delta\varphi_i), \quad (6)$$

где $P_{\text{рес}}^2(\varphi + \Delta\varphi_i)$ - давление в ресивере при работе только 2-го цилиндра, взятое с фазовым сдвигом, соответствующим i -му цилиндру; $\Delta\varphi_i$ - фазовый сдвиг, град. ПКВ, включающий фазовый сдвиг, соответствующий порядку работы i -го

впускной системы с экспериментально определенным давлением при работе всех 4-х цилиндров, представленное на рис. 1, показало хорошую сходимость результатов расчетов и опытов во всем исследованном диапазоне частот.

Для впускной системы не представилось возможным поставить опыты так, чтобы выделить отдельные компоненты формулы (1). Эксперименты проводились методом отключения топливоподачи, поэтому давление $P^{1234}(\varphi)$ определялось вначале по следующей формуле:

$$P^{1234}(\varphi) = \frac{1}{3} \left(\sum P^{ijk}(\varphi) - P_{\text{пр}}^{1234}(\varphi) \right) \quad (3)$$

где $P^{ijk}(\varphi)$ - экспериментально определенное давление, когда работают три цилиндра из 4-х;

$P_{\text{пр}}^{1234}(\varphi)$ - экспериментально определенное давление на выпуске при прокрутке.

Однако, сравнение результатов расчетов по (3) с данными, полученными при работе всех цилиндров показало, что наблюдаются значительные

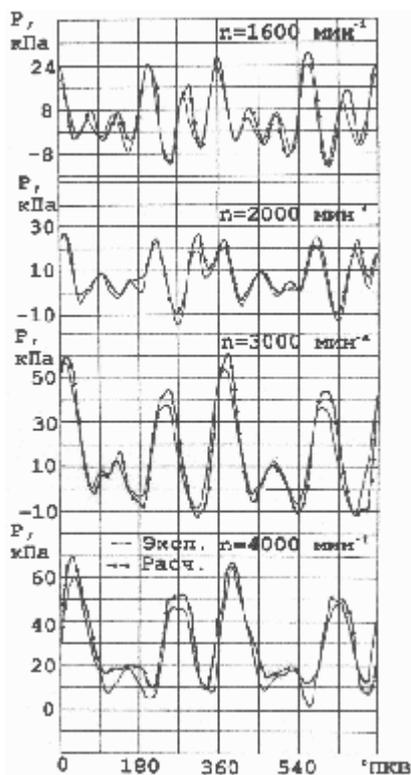


Рис. 2. Суперпозиция на впуске. Расчет по (5).

интегральное давление во впускном патрубке на отрезке между φ_1 и φ_2 ; (φ_1, φ_2) - "значимый" для наполнения участок такта впуска; V_{φ_2} - объем цилиндра в φ_2 ; V_h - рабочий объем цилиндра; k - показатель адиабаты; L - коэффициент пропорциональности.

Границы "значимого" участка такта впуска подбирались по экспериментальным данным о наполнении двигателя по внешней скоростной характеристике при условии их линейной зависимости от частоты вращения и независимости от нее коэффициента L . Границы этого участка представлены на рис. 4. Значение L при данных условиях составило 1.01. На рис. 4 также показано сравнение наполнения, полученного измерением расхода воздуха при испытаниях и рассчитанного по формуле (7) с использованием замеров давления в патрубке впускного трубопровода в случае работы всех 4-х цилиндров. Как видно, совпадение рассчитанных и измеренных данных о наполнении весьма хорошее. Особенно интересным в данном случае представлялось применение расчета наполнения по данным давления, полученным по формуле (6). Такое сравнение представлено на рис. 4. Несколько худшее совпадение результатов расчета и экспериментально полученных данных тем не менее представляется достаточным для рассмотрения некоторых вариантов управляемых впускных систем и оценки эффектов, которые могут быть получены при помощи управления их параметрами.

цилиндра и фазовый сдвиг, соответствующий расстоянию от патрубка i -го цилиндра до места установки датчика давления.

Измерения показали (рис. 3) удовлетворительное совпадение с экспериментальными данными при всех подключенных цилиндрах. Таким образом, при помощи данных о колебаниях давления во впускном патрубке и ресивере для одного работающего цилиндра, полученных экспериментально или в результате расчета по математической модели, с помощью принципа суперпозиции можно имитировать впускную систему многоцилиндрового двигателя.

На базе имевшихся экспериментальных данных, по образцу модели, предложенной в [1], была построена модель наполнения данного двигателя в виде:

$$\eta_v = L \frac{V_{\varphi_2}}{V_h} \left[\frac{P_{|\varphi_1}^2}{P_0} \right]^{1/k} \quad (7)$$

где $P_{|\varphi_1}^2$ - среднее

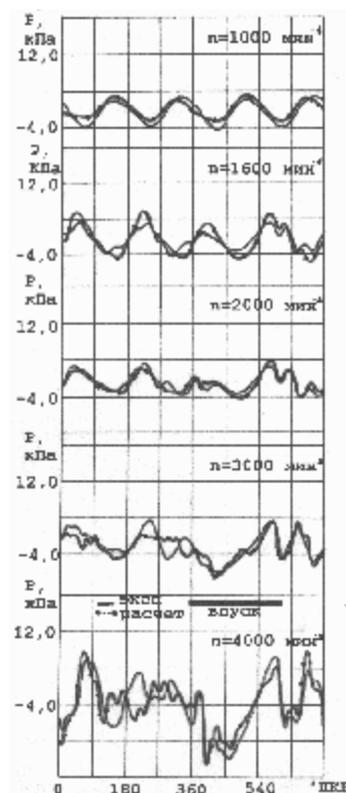


Рис. 3 Суперпозиция на впуске. Расчет по (6).

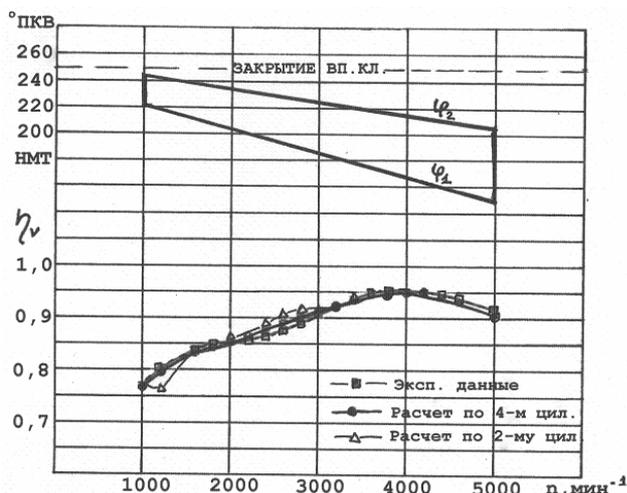


Рис.4 Результаты моделирования наполнения по внешней скоростной характеристике.

Для иллюстрации такого подхода представим впускную систему в которой сгруппированы 1-4 и 2-3 цилиндры, ресиверы этих групп связаны трубопроводом длиной l с заслонкой. В рамках предложенной модели, без учета затухания колебаний и влияния диаметра трубопровода, мы можем рассчитать наполнение при различной длине этого трубопровода, вводя в формуле (6) поправку $\Delta\phi_i$ на время прохождения волной соединительного трубопровода. При этом $l=0$ будет соответствовать работе обеих групп в общий ресивер, а $l=\infty$ - закрытой заслонке. Результаты такого расчета показаны на рис. 5б.

Как видно, наблюдается отчетливо выраженный пиковый рост наполнения в зависимости от длины трубопровода l в районе средних частот вращения.

Таким образом, проведенные опыты показали удовлетворительное соответствие результатов, полученных исходя из гипотезы о суперпозиции волн давления экспериментальным данным для газоздушных трактов с различными газодинамическими характеристиками и конструктивным исполнением. Предложенный подход к моделированию разветвленных систем газообмена с использованием принципа суперпозиции и оценки эффектов от применения управляемых систем по результатам моделирования или испытаний на одном цилиндре представляется вполне оправданным.

Литература:

1. Variable Induction Systems to Improve Volumetric Efficiency at Low and/or Medium Engine Speeds. I. Matsumoto, A. Ohata. SAE Techn. Pap. Ser. 1986, #860100, pp11.

На модели были проанализированы возможности попарной группировки цилиндров 4-х цилиндрового двигателя. На рис. 5а. видно, что комбинация работы 2-го и 3-го цилиндров дает заметный пик наполнения в области средних частот вращения, а 2-го и 4-го – в области частот вращения, соответствующих максимуму крутящего момента данного двигателя. Разумеется, данный расчет не дает точной количественной оценки, особенно если учесть, что крутящий момент в этой области частот вращения ограничен детонацией, но позволяет найти схему организации управления процессом впуска.

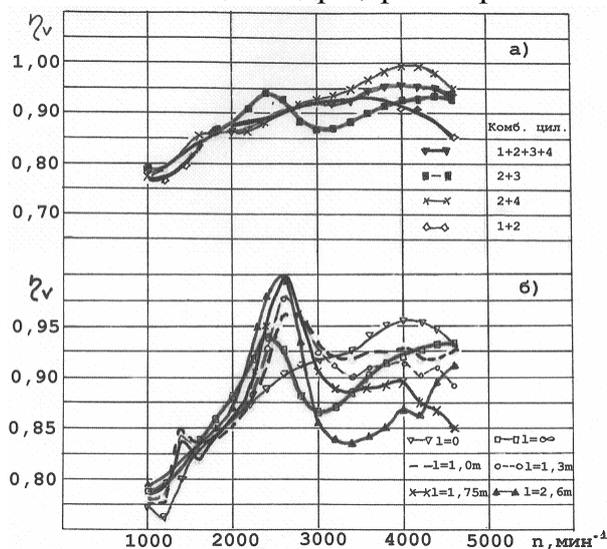


Рис.5 Моделирование вариантов управляемой системы впуска.

САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕ ВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ ИЗООКТАНА И Н-ГЕПТАНА ПЕРЕД ФРОНТОМ ПЛАМЕНИ В ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВОМ ЗАЖИГАНИЕМ. I. ВВЕДЕНИЕ В ПРОБЛЕМУ МОДЕЛИРОВАНИЯ СТУКА ИЛИ ДЕТОНАЦИИ

Сеначин А.П., Сеначин П.К. (АлтГТУ им. И.И. Ползунова)

В двигателях внутреннего сгорания с искровым зажиганием со времени их создания существует проблема «стука» или детонации, которая до настоящего времени по большому счету не решена. Явление возникает при форсировании двигателя с целью увеличения мощности или индикаторного КПД и проявляется в виде отдельных чередующихся или непрерывных металлических стуков, обусловленных возбуждением ударных волн в камере сгорания, сопровождающихся появлением дыма в отработавших газах, перегревом и снижением мощности двигателя, а при длительной работе разрушением деталей цилиндро-поршневой группы [1].

В настоящее время большинство исследователей считают, что стук или детонация в двигателе обусловлены самовоспламенением смеси перед фронтом пламени (тепловым взрывом), являющимся причиной внезапного жесткого сгорания оставшейся смеси (переходом фронтального режима горения в объемный), с образованием ударных волн [2]. Однако полной ясности в природе явления до сих пор нет. Особенностью его рассмотрения является исторически сложившееся множество различных, часто противоречащих друг другу, модельных представлений, каждое из которых отражает какую-либо одну сторону проблемы, отвлекаясь от других не менее важных сторон. Но уже достаточно давно гипотеза самовоспламенения имеет серьезное теоретическое обоснование [3-6].

Проблема моделирования внутрикамерных процессов в бензиновых ДВС с искровым зажиганием, например, перехода фронтального горения в объемное со «стуком» и детонацией, связанных с предварительным самовоспламенением свежей смеси, требует рассмотрения детального кинетического механизма (ДКМ) предпламенных химических реакций. Неэмпирические ДКМ окисления углеводородов бензиновых фракций содержат тысячи элементарных реакций и сотни частиц. Например, предложенный в [7] механизм окисления н-гептана содержит 2300 элементарных реакций и 620 частиц. Это обстоятельство является серьезным препятствием для применения подобных кинетических механизмов при численном моделировании процессов горения в ДВС. Кроме того, в настоящее время они или отсутствуют или практически недоступны (полностью не опубликованы). В работах [8, 9] предложен простой вариант ДКМ окисления изооктана, н-гептана и их смесей с воздухом, состоящий из 284 реакций с 43 частицами (механизм 284/43), удовлетворительно описывающий процессы горения в ДВС, а также получен сокращенный механизм из 38 реакций и 27 частиц (механизм 38/27, который в этих работах не приведен) для описания процессов самовоспламенения топлива, с большой точностью повторяющий решения полной схемы в течение периода индукции самовоспламенения. В результате дальнейших исследований предложены короткие механизмы 27/18, 23/16 и 21/13 и проведена их численная проверка, показавшая приемлемую точность для практических расчетов.

Однако эти короткие механизмы не позволяют моделировать топлива с разными октановыми числами (ОЧ), поскольку в них среди рассматриваемых частиц отсутствует н-гептан C_7H_{16} . В то же время приведенный в [8, таблица 1] блок реакций самовоспламенения и редукции к низкомолекулярным углеводородам исход-

ных компонентов смеси, состоящий из 29 реакций, после сокращения реакции № 29 (высокая величина константы скорости при нулевых значениях энергии активации и теплового эффекта реакции), совместно с низкомолекулярным блоком реакций самовоспламенения №1-№15 [8, таблица 2] позволяет составить сокращенный механизм ДКМ 43/31 из 43 реакций и 31 частицы (33 частиц с учетом азота N₂ и аргона Ar), принятый и исследованный нами в работах [10, 11] (таблица 1).

Таблица 1. Сокращенный ДКМ 43/31 смесей изооктана и н-гептана с воздухом

№	Блоки механизма 43/31	22	C ₈ H ₁₈ + O ₂ → C ₈ H ₁₇ + HO ₂
Самовоспламенения и редукции к C₁-C₂		23	C ₈ H ₁₈ + CH ₃ O ₂ → CH ₃ O ₂ H + C ₈ H ₁₇
1	C ₇ H ₁₆ → C ₇ H ₁₅ + H	24	C ₈ H ₁₇ O ₂ H → C ₈ H ₁₇ O + OH
2	C ₇ H ₁₅ → C ₆ H ₁₂ + CH ₃	25	C ₈ H ₁₇ O → C ₆ H ₁₁ + CH ₃ + CH ₃ O
3	C ₆ H ₁₂ + O ₂ → C ₂ H ₃ + C ₂ H ₅ + CH ₄ + CO ₂	26	C ₈ H ₁₇ O ₂ + C ₈ H ₁₇ → 2C ₈ H ₁₇ O
4	C ₇ H ₁₆ + OH → C ₇ H ₁₅ + H ₂ O	27	C ₈ H ₁₇ O ₂ + HO ₂ → C ₈ H ₁₇ O ₂ H + O ₂
5	C ₇ H ₁₅ + O ₂ → C ₇ H ₁₅ O ₂	28	H ₈ H ₁₇ + HO ₂ → C ₈ H ₁₇ O + OH
6	C ₇ H ₁₅ O ₂ → C ₇ H ₁₅ + O ₂	Блок самовоспламенения C₁-C₂	
7	C ₇ H ₁₅ O ₂ + C ₇ H ₁₆ → C ₇ H ₁₅ O ₂ H + C ₇ H ₁₅	29	H + O ₂ → HO ₂
8	C ₇ H ₁₆ + O ₂ → C ₇ H ₁₅ + HO ₂	30	OH + H ₂ O ₂ → HO ₂ + H ₂ O
9	C ₇ H ₁₆ + CH ₃ O ₂ → CH ₃ O ₂ H + C ₇ H ₁₅	31	H ₂ O ₂ → 2OH
10	C ₇ H ₁₅ O ₂ H → C ₇ H ₁₅ O + OH	32	2HO ₂ → H ₂ O ₂ + O ₂
11	C ₇ H ₁₅ O → C ₆ H ₁₁ + CH ₃ + OH	33	CH ₂ O + OH → HCO + H ₂ O
12	C ₆ H ₁₁ + 2O ₂ → C ₂ H ₃ + 2CH ₄ + 2CO ₂	34	HCO + O ₂ → HO ₂ + CO
13	C ₇ H ₁₅ O ₂ + C ₇ H ₁₅ → 2C ₇ H ₁₅ O	35	CH ₃ + O ₂ → CH ₃ O ₂
14	C ₇ H ₁₅ O ₂ + HO ₂ → C ₇ H ₁₅ O ₂ H + O ₂	36	CH ₃ O ₂ → CH ₃ + O ₂
15	C ₇ H ₁₅ + HO ₂ → C ₇ H ₁₅ O + OH	37	CH ₃ O ₂ → CH ₂ O + OH
16	C ₈ H ₁₈ → C ₈ H ₁₇ + H	38	CH ₃ O → CH ₂ O + H
17	C ₈ H ₁₇ → C ₆ H ₁₂ + C ₂ H ₅	39	C ₂ H ₄ + OH → C ₂ H ₃ + H ₂ O
18	C ₈ H ₁₈ + OH → C ₈ H ₁₇ + H ₂ O	40	C ₂ H ₃ + O ₂ → C ₂ H ₂ + HO ₂
19	C ₈ H ₁₇ + O ₂ → C ₈ H ₁₇ O ₂	41	C ₂ H ₃ + CH ₂ O → HCO + C ₂ H ₄
20	C ₈ H ₁₇ O ₂ → C ₈ H ₁₇ + O ₂	42	C ₂ H ₅ + O ₂ → C ₂ H ₄ + HO ₂
21	C ₈ H ₁₇ O ₂ + C ₈ H ₁₈ → C ₈ H ₁₇ O ₂ H + C ₈ H ₁₇	43	C ₂ H ₅ + OH → CH ₃ + CH ₃ O

Из таблицы 1 видно, что продуктами реакции окисления на стадии воспламенения являются следующие 8 частиц: H₂O*, CO*, CO₂*, CH₄*, C₂H₂*, CH₃O₂H*, C₆H₁₁*, C₆H₁₂*. Отметим, что концентрации последних трех частиц в смеси весьма малы, и их можно было бы исключить из числа продуктов реакции, например, путем включения в схему следующих обратимых реакций с участием частицы CH₃O₂H [10]: CH₃O₂H + CH₃ ↔ CH₃O₂ + CH₄, CH₃O₂H ↔ CH₃O + OH, CH₃O₂H + H ↔ CH₄ + HO₂, CH₃O₂H + O₂ ↔ CH₃O₂ + HO₂, CH₃O₂H + OH ↔ CH₃O₂ + H₂O. Но последние две реакции выводят метан CH₄ из числа продуктов и требует добавления блока реакций с его участием. Однако, если не рассматривать обратные реакции, то этого можно избежать. Что касается промежуточных частиц C₆H₁₁ и C₆H₁₂, то скорость образования продуктов в их реакциях с кислородом O₂ практически равна скорости тех реакций, в которых эти

частицы появляются [8]. Поэтому для их исключения из числа продуктов необходимо добавить блок реакций редукции этих частиц к углеводородам $C_1 - C_2$. К приведенному в таблице 1 механизму реакций 43/31 можно предъявить различного рода претензии. Например, почему в нем отсутствует, корректирующая количество промежуточных радикалов, реакция $CH_3 + H \rightarrow CH_4$, протекающая с нулевой энергией активации? Подобный вопрос можно задать и в отношении ряда других реакций, также протекающих с нулевой энергией активации [10]. Но, в результате снятия различного рода вопросов ДКМ резко возрастет в объеме (таблица 1), что затруднит его применение при моделировании процессов самовоспламенения в двигателе. Поэтому на данном этапе ограничимся принятым сокращенным ДКМ 43/31. На рис. 1 и 2 приведены некоторые результаты верификации принятого ДКМ при самовоспламенении рассматриваемой смеси в гомогенном реакторе постоянного объема.

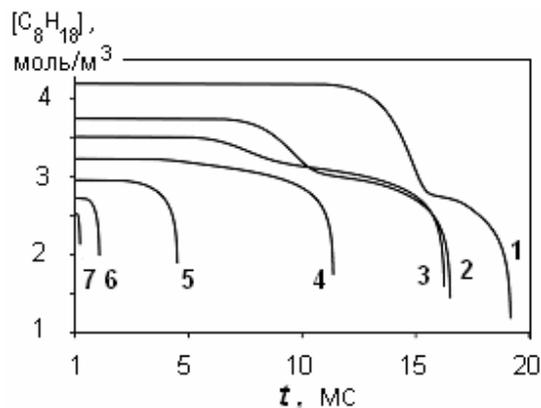


Рис. 1. Зависимость концентрации изооктана от времени для смеси с ОЧ=90 при $p=1,5$ МПа и начальной температуре T_0 , К: 1 – 670, 2 – 750, 3 – 800, 4 – 870, 5 – 950, 6 – 1030, 7 – 1110

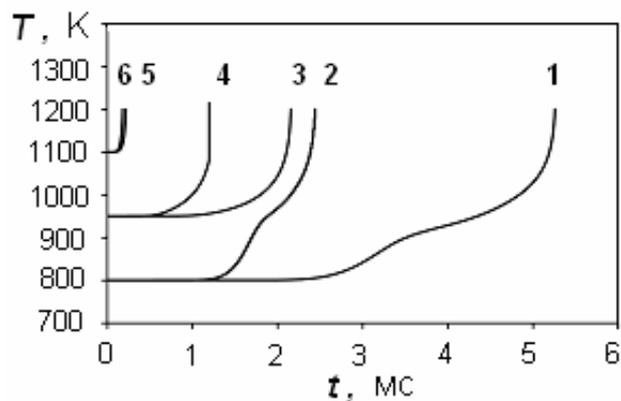


Рис. 2. Зависимость температуры от времени для смеси с ОЧ=90, $\alpha=1$ при начальных температурах 800, 950 и 1100 К. Кривые 1 и 2 – $T=800$ К, давление 4 и 8 МПа; 3 и 4 – $T=950$ К, давление 4 и 8 МПа; 5 и 6 – $T=1100$ К, давление 4 и 8 МПа

На рисунках видна двухстадийность процесса самовоспламенения, характерная для углеводородов, что свидетельствует об удовлетворительном качестве сокращенного ДКМ. Двухстадийность процесса особенно четко проявляется при низких (менее 900 К) начальных температурах смеси.

В данной работе моделирование пределов стука или детонации проводится на основе использования приближения детальной химической кинетики (ДКМ 43/31) применительно к геометрическим, термодинамическим, физико-химическим и другим характеристикам рабочего процесса двигателя автомобиля «Renault Logan» типа «K7J 710» размерностью 4Ч 7,95/7 для модельных смесей, соответствующих бензину с октановым числом (ОЧ), равным 90.

Предварительные результаты численного моделирования самовоспламенения смеси перед фронтом пламени в ДВС с искровым зажиганием показывают влияние конструктивных, геометрических, термодинамических, физико-химических и других параметров процесса на возникновение стука или детонации в двигателе. В таблице 2 приведено сопоставление известных экспериментальных данных разных авторов, теоретических результатов [2-4], полученных на основе макрокинетического уравнения, и численного моделирования на основе ДКМ 43/31 для смесей изооктана и н-гептана с воздухом.

Из таблицы видно полное качественное соответствие результатов моделирования с известными экспериментальными и теоретическими данными. Это свиде-

тельствуется о верности гипотезы возникновения стука или детонации в двигателе через самовоспламенение (тепловой взрыв) несгоревшей смеси перед фронтом пламени. Поэтому основной задачей борьбы с детонацией в двигателе в настоящее время является моделирование процесса на основе ДКМ химической реакции.

Таблица 2. Сравнение численных результатов моделирования ДКМ 43/31, аналитического решения и экспериментальных данных (фактор способствует самовоспламенению: 1-да; 0- нет)

Изменение параметров системы	ДКМ 43/31	Аналитическое решение	Экспериментальные данные
Повышение начального давления смеси $p = p_a$	1	1	1
Повышение начальной температуры $T_u = T_a$	1	1	1
Увеличение частоты вращения коленвала n	0	0	0
Увеличение характерных размеров r, D, V_c	1	1	1
Увеличение геометрической степени сжатия ϵ	1	1	1
Увеличение угла опережения зажигания ϕ_1	1; 0	1; 0	1
Увеличение коэффициента избытка воздуха α	0	0	0
Турбулизация смеси $u_t = 4rnk_{\Pi}$	0	0	0
Увеличение нормальной скорости пламени S_{u0}	0	0	0
Увеличение скорости химической реакции $k_i, 1/E_i$	1	1	1

Литература:

1. Воинов, А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях / А.Н. Воинов.- М.: Машиностроение, 1977.- 277 с.
2. Bradley, D. Influence of Autoignition Delay Time Characteristics of Different Fuels on Pressure Waves and Knock in Reciprocating Engines / D. Bradley, G.T. Kalghatgi // Combustion and Flame.- 2009.- Vol. 156.- No. 8.- P. 2307-2318.
3. Сеначин, П.К. Самовоспламенение газа перед фронтом пламени в закрытом сосуде / П.К. Сеначин, В.С. Бабкин // Физика горения и взрыва.- 1982.- Т. 18, № 1.- С. 3-8.
4. Сеначин, П.К. Теоретический анализ явления “стука” в поршневых двигателях / П.К. Сеначин, А.В. Вьюн, В.С. Бабкин // Совершенствование сельскохозяйственной техники для работы в условиях Сибири: Науч. труды Новосиб. сельхоз. инта.- Т. 132.- Новосибирск: РПО СО ВАСХНИЛ, 1980.- С. 87-95.
5. Сеначин, П.К. К теории стука в поршневых двигателях, работающих на водороде / П.К. Сеначин, Р.Х. Абдуллин, В.С. Бабкин // Вопросы атомной науки и техники. Сер. Атомно-водородная энергетика и технология. 1985.- № 2.- С. 51-53.
6. Сеначин, П.К. Самовоспламенение смеси перед фронтом пламени в поршневых двигателях с искровым зажиганием / П.К. Сеначин, В.С. Бабкин, А.В. Борисенко // Физика горения и взрыва.- 1997.- Т. 33, № 6.- С. 3-13.

7. Chevalier C., Goyal G., Louessard P., Warnatz J. Simulation of auto-ignition chemistry in hydrocarbon-air mixtures // Proc. Joint Meeting of the Soviet and Italian Sections of the Combustion Inst. Pisa.- 1990.- P. 5-10.

8. Басевич, В.Я. Сокращенная кинетическая схема для моделирования самовоспламенения воздушных смесей изооктана и н-гептана в течение периода индукции применительно к двигателям внутреннего сгорания / В.Я. Басевич, С.М. Фролов // Химическая физика.- 1994.- Т. 13, № 8-9.- С. 146-156.

9. Басевич, В.Я. Моделирование самовоспламенения изооктана и н-гептана применительно к условиям ДВС / В.Я. Басевич, А.А. Беляев, В. Брандштетер, М.Г. Нейгауз, Р. Ташл, С.М. Фролов // Физика горения и взрыва.- 1994.- Т. 30, № 6.- С. 15-25.

10. Сеначин, А.П. Проверка кинетического механизма самовоспламенения смесей изооктана и н-гептана с воздухом для моделирования процессов горения в ДВС / А.П. Сеначин, Т.А. Сеначина // Экологические проблемы энергоустановок с тепловыми двигателями: Сб. статей / Под ред. А.А. Мельберт / Российский союз научных и инженерных организаций, АлтГТУ им. И.И. Ползунова.- Барнаул: Изд-во АлтГТУ, 2008.- С. 105-116.

11. Сеначин, А.П. Численное моделирование самовоспламенения смесей изооктана и н-гептана с воздухом перед фронтом пламени в поршневых двигателях с искровым зажиганием / А.П. Сеначин, П.К. Сеначин // Ползуновский вестник.- 2010.- № 1.- С.3-12.

САМОВОСПЛАМЕНЕНИЕ ВОЗДУШНЫХ СМЕСЕЙ ИЗООКТАНА И Н-ГЕПТАНА ПЕРЕД ФРОНТОМ ПЛАМЕНИ В ДВИГАТЕЛЕ С ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ. II ЧИСЛЕННОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССА САМОВОСПЛАМЕНЕНИЯ

Сеначин А.П., Сеначин П.К. (Алтайский государственный технический университет им. И.И. Ползунова)

В двигателях внутреннего сгорания с искровым зажиганием проблема стука или детонации является наиболее древней, известной и до настоящего времени по большому счету окончательно нерешенной. Несмотря на то, что число исследователей этой задачи даже приблизительно трудно оценить, решающие успехи на этом пути все еще впереди. В дальнейшем продвижении к решению проблемы ключевым моментом является гипотеза самовоспламенения смеси перед фронтом пламени, которая с привлечением детального кинетического механизма, например, подобного ДКМ 43/31, приобретает новое звучание.

Математическая модель процесса фронтального горения смеси в ДВС с искровым зажиганием и развития самовоспламенения (теплого взрыва) перед фронтом пламени включает следующие основные уравнения в функции угла поворота коленчатого вала (ПКВ) φ :

- динамики объема для одного цилиндра двигателя (аксиального КШМ)

$$\dot{V} = 0,5V_c(\varepsilon - 1)\sin\varphi \left(1 + \cos\varphi / \sqrt{1/\lambda^2 - \sin^2\varphi} \right), \quad (1)$$

где $\dot{V} = dV/d\varphi$ - производная объема по углу ПКВ; V_c - объем камеры сгорания; $\varepsilon = 1 + 0,5\pi rD/V_c$ - геометрическая степень сжатия; D - диаметр поршня; $\lambda = r/l$ - отношение радиуса кривошипа к длине шатуна;

- объема свежей смеси (термическое уравнение состояния идеального газа)

$$V_u = (m_a/M_u)(1-x)RT_u/p, \quad (2)$$

где m_a - полная масса смеси в цилиндре; M_u , T_u - средняя молекулярная масса и температура свежей смеси; R - газовая постоянная; p - давление в цилиндре; x - массовая доля сгоревшей смеси;

- объема продуктов сгорания

$$V_b = V - V_u, \quad (3)$$

- динамики скорости горения топливной смеси (массовой доли)

$$\dot{x} = \frac{F_f}{2\pi n} \cdot \frac{1-x}{V_u} \sqrt{S_u^2 + u_t^2}, \quad (4)$$

где F_f - площадь поверхности фронта пламени [12], определяемая поверхностью сферических сечений рабочего объема через текущие координаты фронта пламени r_f и поршня z ; n - частота вращения коленчатого вала;

- нормальной скорости пламени

$$S_u = S_{u0}(p/p_0)^{m_p}(T_u/T_0)^{m_T}, \quad (5)$$

где S_{u0} - нормальная скорость пламени при нормальных условиях; p_0, T_0 - давление и температура при нормальных условиях;

- скорости турбулентных пульсаций на фронте пламени

$$u_t = k_{\Pi} \langle u_{\Pi} \rangle = 4rnk_{\Pi} \cong 4,2rn, \quad (6)$$

где k_{Π} и $\langle u_{\Pi} \rangle$ - эмпирический коэффициент и средняя скорость поршня;

- динамики давления в цилиндре (энергии всей системы)

$$p \left(\dot{V} - V_u \frac{R}{C_{pu}} - V_b \frac{R}{C_{pb}} \right) = -p \dot{x} \left(\frac{V_u}{1-x} - \frac{V_b}{x} \right) - p \dot{V} + x \frac{R}{C_{pb}} \left(\frac{H_u}{1-x} - \frac{H_b}{x} \right) + \dot{Q}_u \frac{R}{C_{pu}} + \dot{Q}_b \frac{R}{C_{pb}}, \quad (7)$$

где \dot{Q}_u и \dot{Q}_b - теплообмен со стенками цилиндра, поршня и крышки зон свежей смеси и продуктов сгорания соответственно; C_{pu} , C_{pb} и H_u , H_b - средние молярные теплоемкости и энтальпии свежей смеси и продуктов сгорания соответственно;

- скоростей химических реакций в зоне свежей смеси

$$W_i = k_p(p/p_0)k_i T^{n_i} \prod_{ij} A_{ij} \cdot \exp(-E_i/RT), \quad (8)-(50)$$

где k_p - коэффициент влияния давления; k_i , E_i - предэкспонент константы скорости и энергия активации i -ой реакции (таблица 1); A_{ij} - концентрации j -ой компоненты (для частиц, вступающих в i -ю реакцию);

- динамики температуры свежей смеси

$$\frac{\dot{T}_u}{T_u} = \frac{R}{C_{pu}} \left(\frac{\dot{p}}{p} + \frac{\dot{Q}_u}{pV_u} - \frac{1}{2\pi n p} \sum_i h_i W_i \right), \quad (51)$$

где h_i - теплота (энтальпия) i -ой реакции;

- температуры продуктов сгорания (термическое уравнение состояния)

$$T_b = pV_b M_b / (m_a R x), \quad (52)$$

где M_b - средняя молекулярная масса продуктов сгорания;

- динамики концентраций компонентов свежей смеси (частиц) [13]

$$\dot{A}_j = \frac{W_j}{2\pi n} + A_j \left(\frac{\dot{p}}{p} - \frac{\dot{T}_u}{T_u} - \frac{RT_u}{2\pi n p} \sum_i W_i \right) \quad (53)-(83)$$

и начальные условия в моменты закрытия впускного клапана (индекс a) и зажигания (индекс 1):

$$\varphi = \varphi_a, \quad p = p_a, \quad T_u = T_a, \quad A_j = A_{aj}, \quad (84)$$

$$\varphi = \varphi_1, \quad p = p_1, \quad T_u = T_1, \quad A_j = A_{aj}. \quad (85)$$

Численное моделирование процесса самовоспламенения смеси перед фронтом пламени на основе системы алгебраических и дифференциальных уравнений (1)-(83) и начальными условиями (84) и (85) проводилось по собственной программе, с привлечением специальных методов интегрирования систем жестких уравнений [13, 14]. Необходимые термодинамические данные – теплоемкости и энтальпии веществ определялись и вычислялись по [15-18].

На рис. 1 и 2 представлены графики зависимостей критического угла опережения зажигания, обеспечивающего сгорание без стука или детонации, от частоты вращения коленчатого вала при различных значениях степени сжатия для смесей с коэффициентом избытка воздуха α равным 1,0 и 1,2 соответственно.

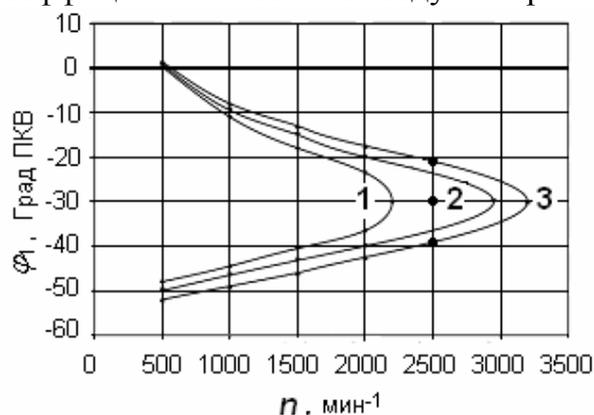


Рис. 1. – График зависимости критического угла зажигания φ_1 от частоты вращения вала n при различных значениях степени сжатия ε для стехиометрической смеси: 1- $\varepsilon=9$; 2- $\varepsilon=10$; 3- $\varepsilon=11$. Вне полуострова самовоспламенение отсутствует, внутри – область детонации

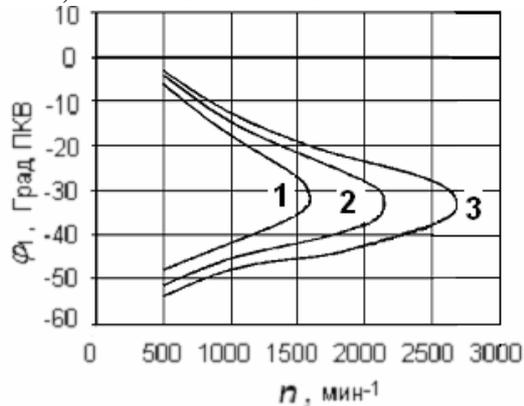


Рис. 2. График зависимости критического угла зажигания φ_1 от частоты вращения вала n при различных значениях степени сжатия ε для смеси с коэффициентом избытка воздуха $\alpha=1,2$: 1- $\varepsilon=9$; 2- $\varepsilon=10$; 3- $\varepsilon=11$.

На графиках обнаруживается существование полуострова воспламенения в фазовой плоскости частота вращения – угол зажигания. Характер этих зависимостей соответствует результатам, ранее полученным с использованием макрокинетического уравнения для химической реакции самовоспламенения смеси перед фронтом пламени [4].

В качестве примера, на рис.1 для двигателя со степенью сжатия $\varepsilon=11$ и частоты вращения вала $n=2500 \text{ мин}^{-1}$ отмечены три жирных точки. Причем средняя из них соответствует наиболее жесткому режиму с самовоспламенением смеси перед фронтом пламени (индикаторная диаграмма 30 рис.3), а верхняя и нижняя точки – критическим режимам на береговой линии полуострова самовоспламенения (индикаторные диаграммы 20 и 40 рис.3 соответственно).

На рис.3 приведены расчетные индикаторные диаграммы ДВС с искровым зажиганием - зависимости текущего давления от угла ПКВ для различных значений

угла зажигания j_1 . Видно, что существует вполне определенная область углов зажигания, для которых в некоторый момент времени фронтальный режим горения смеси переходит в объемный (со стуком или детонацией) из-за самовоспламенения смеси перед фронтом пламени. При этом на индикаторной диаграмме виден скачок давления, обусловленный практически мгновенным сгоранием смеси перед фронтом пламени (кривая 30 рис.3). Далее рабочий процесс продолжается по адиабате или политропе продуктов сгорания.

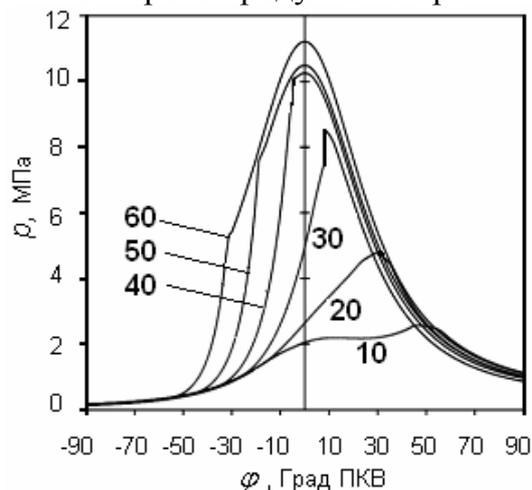


Рис. 3. Индикаторные диаграммы ДВС с искровым зажиганием при степени сжатия $\varepsilon = 11$, частоте вращения вала $n = 2500 \text{ мин}^{-1}$ для различных значений угла зажигания φ_1 (Град ПКВ) и коэффициенте избытка воздуха $\alpha = 1$: 10- $\varphi_1 = -10$; 20- $\varphi_1 = -20$; 30- $\varphi_1 = -30$ (режим с самовоспламенением, скачок давления выделен); 40- $\varphi_1 = -40$; 50- $\varphi_1 = -50$; 60- $\varphi_1 = -60$

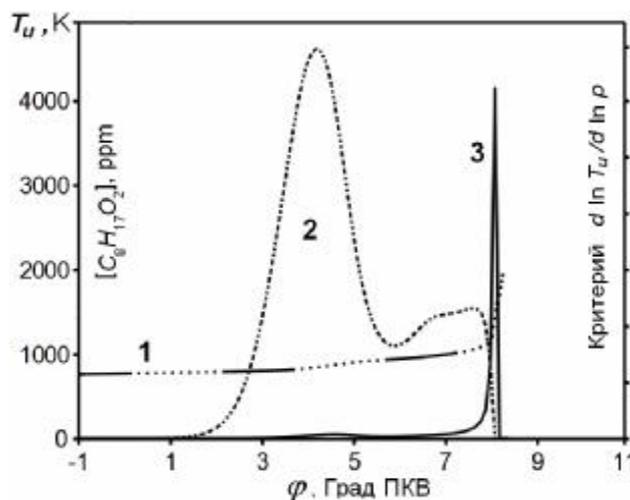


Рис. 4. Динамика самовоспламенения смеси перед фронтом пламени (индикаторная диаграмма 30 на рисунке 3): 1- динамика температуры смеси перед фронтом пламени T_u ; 2- концентрация изооктанового перекисного радикала $C_8H_{17}O_2$ в единицах ppm; 3- динамика дифференциального критерия самовоспламенения $d \ln T_u / d \ln p$

Если рассматривать индикаторный коэффициент полезного действия (КПД) цикла с учетом возможности самовоспламенения смеси перед фронтом пламени, то на основании индикаторной диаграммы (рис.3) можно отметить следующее. Если самовоспламенение происходит до момента прохождения ВМТ, то КПД цикла падает по сравнению с нормальным режимом горения смеси, а при самовоспламенении в ВМТ или после нее КПД цикла возрастает из-за скачка давления (например, кривая 30 на рис. 3).

На рис.4 приведена динамика самовоспламенения (теплового взрыва) смеси перед фронтом пламени, соответствующая индикаторной диаграмме 30 на рис.3. Можно отметить следующие особенности динамики процесса самовоспламенения. Температура смеси перед фронтом пламени T_u после момента зажигания плавно растет в результате процессов сжатия поршнем и продуктами фронтального горения смеси. Далее она проходит две точки перегиба во время холоднотемпературной стадии, а при переходе ко второй стадии самовоспламенения, проходит третью точку перегиба. Затем в процессе объемного взрывного горения оставшейся смеси температура резко возрастает.

При наступлении холоднопламенной стадии самовоспламенения резко возрастает и затем падает концентрация изооктанового перекисного радикала $C_8H_{17}O_2$, при этом максимальное значение концентрации достигает 4600 ppm (рис.4, линия 2).

Динамика дифференциального критерия самовоспламенения

$$dT_u/dp = T_u/p \quad \text{или} \quad d \ln T_u / d \ln p = \text{const}, \quad (86)$$

безразмерной функции процесса [3] (кривая 3 на рисунке 2.4), имеет следующий вид. В начале фронтального горения смеси его значение близко к нулю, во время холоднопламенного процесса перед фронтом пламени его величина достигает нескольких единиц (порядка 1-3) и падает практически на порядок, причем локальный максимум функции совпадает с максимумом концентрации изооктанового перекисного радикала $C_8H_{17}O_2$ (кривая 2 на рисунке 2.4). Затем при переходе ко второй стадии теплового взрыва его величина снова резко возрастает и достигает максимального значения порядка 120 (с дальнейшим стремлением к нулю).

Отметим, что при теоретическом решении задач самовоспламенения смеси при адиабатическом сжатии [3-6], например, в ДВС с искровым зажиганием с уравнением глобальной кинетики (макрокинетики), численное значение критерия самовоспламенения (86) принималось равным единице $d \ln T_u / d \ln p = 1$.

Сформулируем основные выводы:

1) На основе разработок ученых ИХФ им. Н.Н. Семенова РАН составлен сокращенный ДКМ 43/31 смесей изооктана и н-гептана с воздухом, включающий 43 реакции и 31 частицу, для численного моделирования процессов самовоспламенения в ДВС.

2) Проведена верификация ДКМ 43/31 в условиях гомогенного реактора постоянного объема, которая показала, что принятый ДКМ удовлетворительно описывает особенности как низкотемпературного двухстадийного процесса, так и высокотемпературного окисления в течение периоде индукции – результаты расчетов достаточно близки к экспериментальным данным и результатам моделирования по базовому ДКМ 284/43.

3) Численное моделирование самовоспламенения смеси перед фронтом пламени в ДВС с искровым зажиганием на основе ДКМ 43/31 показывает:

- предложенный ДКМ 43/31 для смесей изооктана и н-гептана с воздухом удовлетворительно описывает процесс самовоспламенения смеси перед фронтом пламени в ДВС с искровым зажиганием и может быть использован для прогнозирования пределов стука или детонации в двигателях;

- подтверждено существование полуострова самовоспламенения смеси перед фронтом пламени в плоскости частота вращения вала – угол зажигания, ранее полученного с использованием уравнения макрокинетики [6];

- с использованием ДКМ подтверждено влияние термодинамических, конструктивно-геометрических, динамических и физико-химических параметров двигателя, рабочего тела и процесса на самовоспламенение смеси перед фронтом пламени в ДВС с искровым зажиганием, ранее теоретически полученное при использовании уравнения макрокинетики [5, 6], полностью соответствующее известным экспериментальным данным;

- индикаторный КПД цикла ДВС с искровым зажиганием при возникновении самовоспламенения перед фронтом пламени в момент прохождения ВМТ и после него возрастает, а до прохождения ВМТ – падает;

- при самовоспламенении углеводородных смесей в ДВС с искровым зажиганием динамика температуры перед фронтом пламени имеет три точки перегиба по причине двустадийности процесса;
- при самовоспламенении смесей изооктана и н-гептана в ДВС с искровым зажиганием концентрация изооктанового перекисного радикала $C_8H_{17}O_2$ последовательно проходит четко выраженные максимум и минимум на первой (холоднопламенной) стадии процесса, а на второй стадии (перехода к объемному взрыву или детонации) стремится к нулю, что может быть использовано при численном моделировании процесса;
- предложено уточненное значение дифференциального критерия самовоспламенения вида $d \ln T_u / d \ln p$ - для численных расчетов процессов горения в ДВС с искровым зажиганием за критерий самовоспламенения можно положить достижение его значения порядка 20-30.

Литература (продолжение, начало нумерации в предыдущей статье):

12. Жгутова, В.И. Моделирование горения смеси в ДВС с искровым зажиганием с образованием токсичных веществ в рамках многозонной модели / В.И. Жгутова, М.Ю. Свердлов, Д.Д. Матиевский, П.К. Сеначин // Вестник АлтГТУ им. И.И. Ползунова.- 2000.- № 2.- С. 67-76.
13. Варнац Ю. Моделирование процессов горения с помощью детальной кинетики элементарных реакций // Химическая физика.- 1994.- Т. 13, № 2.- С.3-16.
14. Мудров А.Е. Численные методы для ПЭВМ на языках Бейсик, Фортран и Паскаль.- Томск: МП «Раско», 1991.- 272 с.
15. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей.- М.: Наука, 1972.- 720 с.
16. Термодинамические свойства индивидуальных веществ. Справочное издание: В 4-х т. / Ред. В.П. Глушко, Л.В. Гурвиц и др.- Т.2. Кн.2. / Л.В. Гурвиц, И.В. Вейц, В.А. Медведев и др.- М.: Наука, 1979.- 344 с.
17. Таблицы физических величин: Справочник / Под ред. акад. И.К. Киикоина / В.Г. Аверин, Б.А. Аронзон, Н.С. Бабаев и др.- М.: Атомиздат, 1976.- 1008 с.
18. Рид, Р. Свойства газов и жидкостей / Р. Рид., Т. Шервуд / Пер. с англ. под ред. В.Б. Когана.- Л.: Изд-во «Химия», 1971.- 704 с.

РАЦИОНАЛЬНАЯ МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ТЕЧЕНИЯ В ГАЗОВОЗДУШНОМ ТРАКТЕ ДВС В КВАЗИОДНОМЕРНОМ ПРИБЛИЖЕНИИ

Черноусов А.А. (Уфимский государственный авиационный технический университет)

В настоящее время показатели ДВС рассчитываются посредством численного моделирования нестационарного течения *рабочего тела* (РТ) в *газовоздушном тракте* (ГВТ). Рациональной является «сквозная» постановка задачи, т. е. моделирование зависящих от времени характеристик потока во всем объеме ГВТ ДВС. Процессы при этом описываются как моделями пространственно трехмерного (3D) течения рабочего тела, так и более огрубленными *квазиодномерными* (1D) моделями. В основе моделей обоих классов лежат законы сохранения для нестационарного потока РТ как реагирующей смеси. Уравнения конкретных моделей получаются из законов сохранения применением тех или иных замыкающих (модельных) гипотез и соотношений.

Законы сохранения для 3D, замкнутые при минимуме допущений (при детальном учете состава и химической кинетики, адекватных уравнениях состояния и моделях молекулярного переноса и излучения) дают *детальную* 3D модель, адекватно описывающую сколь угодно сложный процесс в ГВТ ДВС (включая многофазное течение). Однако для практических расчетов наиболее детальная модель неприменима – прежде всего, ввиду многомасштабности учитываемых явлений и следующих отсюда непомерных требований к вычислительным ресурсам. Уравнения применимых на практике 3D моделей выводятся в дополнительном допущении о том, что описываются не актуальные, а осредненные или же «отфильтрованные» (с шириной фильтра порядка размера расчетной ячейки) распределения характеристик потока. Для замыкания таких уравнений привлекаются гипотезы и модельные соотношения, выражающие вклад турбулентных пульсаций в перенос и физико-химические превращения и т. п. Неполная адекватность гипотез и неуниверсальность модельных соотношений приводит при решении конкретной задачи к заметным отклонениям, которые возрастают при использовании грубой и/или некачественной расчетной сетки. В итоге применяемые 3D модели процессов в ГВТ требуют значительных вычислительных затрат, отнюдь не гарантируя удовлетворяющую расчетчиков точность численных решений. Эти обстоятельства, а также сложность параметризации модели объекта (размеров элементов ГВТ и т. д.) делает практически невозможной глобальную многопараметрическую оптимизацию (по крайней мере, в оперативном режиме).

Напротив, «сквозной» расчет по 1D модели – действенный инструмент оперативного анализа процессов и автоматизированного параметрического синтеза оптимальных конструкций ГВТ ДВС. Нетребовательность к ресурсам ЭВМ и простота параметризации (как самой модели, так и исходных данных задачи) облегчает решение прямых и обратных задач, включая мероприятия по адаптации модели к объекту (в методиках «полунатурного» моделирования).

Рациональной основой уравнений 1D моделей процессов в ГВТ ДВС также служит система законов сохранения для реагирующей смеси. Течение описывается как «квазиодномерное» в допущении о пространственно одномерных распределениях характеристик потока в элементах расчетной схемы ГВТ вида *каналов* (гладких в смысле dF/dx и dP/dx) или же однородных («нульмерных») распределениях в элементах вида *емкостей* (строго говоря – в одной или нескольких зонах внутри таких элементов). Принципиальная невозможность описывать в этом приближении существенные аспекты процесса заставляет привлекать для замыкания уравнений модели (на граничных сечениях в потоке и для ряда процессов в элементах ГВТ) эмпирические *характеристики*. Рациональный путь их получения («идентификации») – применение (справедливых в контексте исходных гипотез) методик натурального и вычислительного эксперимента и представление зависимостями в обобщенных переменных. В пределе уравнения 1D модели могут быть замкнуты только соотношениями и характеристиками, следующими из исходного допущения об одно- или «нуль»-мерности потока (исключая оправданные линеаризации соотношений и неучет «вырожденных» обобщенных переменных). Такую модель процессов в ГВТ в квазиодномерном приближении назовем *рациональной*.

Рациональность модели – необходимое условие высокой достоверности результатов моделирования в задачах, для которых исходное огрубляющее допущение несущественно (процессы в трубопроводных системах из относительно компактных емкостей и протяженных трубопроводов), но не достаточное для получения столь же точных результатов моделирования в общем случае. Однако если мо-

дель рациональна (и методики идентификации характеристик элементов ГВТ достаточно совершенны в указанном смысле), то допущение о квазиодномерности – превалирующий фактор, «ответственный» за отклонения результатов моделирования.

Исходные уравнения модели для элементов ГВТ вида *каналов* суть

$$\begin{cases} \frac{\partial \rho_k F}{\partial t} + \frac{\partial \rho_k u F}{\partial x} = 0, \quad k = 1, \dots, K, \\ \frac{\partial \rho u F}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u^2 + p) F}{\partial x} = \tau_w \Pi + p \frac{dF}{dx}, \\ \frac{\partial \rho E F}{\partial t} + \frac{\partial (\rho u E + p u) F}{\partial x} = q_w \Pi, \end{cases} \quad (1)$$

где $\rho_k(x, t)$, $k = 1, \dots, K$ – парциальные плотности компонентов, кг/м³; $u(x, t)$ – скорость потока смеси, м/с; $E(x, t) = e + 0,5u^2$ – удельная полная энергия смеси, Дж/кг; $p(x, t)$ – давление, Па; τ_w – касательное напряжение,

Па; q_w – плотность теплового потока на твердой стенке, Вт/м²; $F = F(x)$ – поперечное сечение, м²; $\Pi = \Pi(x)$ – периметр канала, м. Величины τ_w и q_w заданы полуэмпирическими выражениями для квазистационарного потока.

Уравнения модели элемента вида *емкостей* (или зон в емкостях):

$$\begin{cases} \frac{dm_k}{dt} = \sum_{j=1}^J (GY_k)_j + \left(\frac{dm_k}{dt} \right)_{\text{сг}} = 0, \quad k = 1, \dots, K, \\ \frac{d(me)}{dt} = \sum_{j=1}^J (Gh^*)_j + \left(\frac{dQ}{dt} \right)_w + \left(\frac{dH}{dt} \right)_{\text{топл}} - p \frac{dV}{dt}. \end{cases} \quad (2)$$

Уравнения (1) и (2) замыкаются, во-первых, термическими и калорическими уравнениями состояния для многокомпонентных смесей. В работе принято двухкомпонентное представление: $K = 2$, оба компонента РТ задаются свойствами воздуха (*свежего заряда*, СЗ) и «чистых» *продуктов сгорания* (ПС), образующих смесь со свойствами смеси идеальных газов с переменными теплоемкостями.

Для случая РК ДВС тепловой поток в стенку $(dQ/dt)_w$ в (2) вычислялся по коэффициенту теплоотдачи, заданному формулой Вошни, а источниковые члены массы СЗ и ПС – через эмпирическую зависимость для массовой скорости выгорания. Для ДВС с внешним смесеобразованием учитывается подвод массы и энтальпии с впрыскиваемым топливом: $(dH/dt)_{\text{топл}} = [d(Gh^*)/dt]_{\text{топл}} \geq 0$.

Течение в рабочей камере при продувке (в части перемешивания и потерь СЗ) описано в двухзонном приближении. Условием замыкания служит продувочная характеристика. Для ее идентификации предложена и реализована методика проведения и обработки (без учета $\theta = T_{\text{сз}}/T_{\text{пс}}$ и Re) результатов расчета пространственного течения в упрощенной постановке.

Нетрудно показать, что в качестве условий на *граничных сечениях* (ГС) – сопряжениях *каналов* друг с другом и с *емкостями* – из (1) следуют соотношения для теплоизолированного квазистационарного потока смеси. Так, простое (т. е. без разделения потока) ГС описывается соотношениями для местного сопротивления – условиями непрерывности потоков массы и энергии и (эмпирической в общем случае) зависимостью для коэффициента сохранения полного давления в потоке сжимаемого газа [1]. Обобщенные условия непрерывности потоков массы и энергии заложены в основу систем соотношений на ГС, задающих условия совместности и для случаев разветвлений, а также компрессионных или расширительных машин.

Замыкающие соотношения на ГС используют приближение совершенного газа, т. е. линеаризацию уравнений состояния РТ. Не учитывается и зависимость характеристик ГС от числа Re . Оба допущения не являются сильными для условий в ГВТ ДВС и потому не порочат описываемую здесь 1D модель в качестве рациональной. Разработанные методики идентификации характеристик ГС и продувочной характеристики рабочей камеры вычислительным экспериментом используют данные приближения.

Модель реализована в специальном пакете прикладных программ [2]. Численное решение как системы (2), так и системы (1) *уравнений в частных производных* (УЧП) проводится консервативным методом второго порядка по времени, с кусочно-параболической аппроксимацией (1) по x . На одномерных тестовых задачах с разрывами решения показана сходимость и эффективность предложенных для УЧП (1) методов «сквозного» счета.

Соотношения на характеристических кривых системы УЧП (1) при $F = \text{const}$, $c_p/c_v = \text{const}$ учтены на ГС, сопрягающих канал с каналом или с емкостью для поиска решения обобщенной задачи о распаде разрыва на ГС.

В экспериментальной части сравнивались измеренные и рассчитанные регистрограммы давления в сечениях трубопровода безмоторной одноцикловой установки с генератором волн конечной амплитуды [3]. Сравнение показало высокую точность воспроизведения расчетом амплитуд и профилей волн давления в трубопроводе для интервала времени, достаточного для нескольких прохождений прямой и обратной волны: относительное отклонение по амплитуде – до 2% (рис.1) для неразветвленного трубопровода [4] и до 8% – для содержащего разветвление вида тройника [5]. Заметно бóльшие отклонения для трубопровода с тройником вызваны предположительно несовершенством примененной методики идентификации нестационарной характеристики тройника.

Выполнены эксперименты и на полноразмерных ДВС на стенде. Найдены отклонения расчетных значений интегральных показателей газообмена $G_B(n)$ и рабочего процесса $N_i(n)$ по ВСХ от измеренных значений, а также отклонения индикаторных диаграмм для трех экспериментальных ДВС: 2-тактных – дизельного двигателя ЯАЗ-М204А и бензинового двигателя АПД-800, а также 4-тактного дизеля Yanmar-L100V (рис.2).

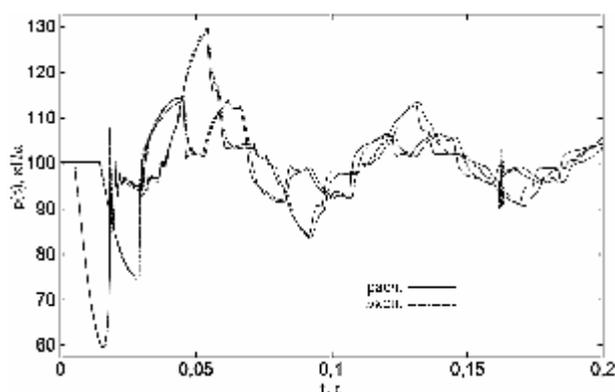


Рис.1. Расчетная и измеренная регистрограммы давления для эксперимента с прохождением волн по трубопроводу с диафрагмой.

В случае 2-тактных двигателей в исследованном диапазоне оборотов отмечаются отклонения расчетных величин по ВСХ – до +24 % от N_i для ЯАЗ-М204А и до +43 % от G_B для АПД-800; такие результаты нельзя признать удовлетворительными.

Для четырехтактного дизельного двигателя Yanmar-L100V найденные отклонения как G_B так и N_i укладываются в диапазон 9 %.

Таким образом, в ходе исследования сформулирована квазиодномерная модель течения в ГВ, предельно близкая к рациональной, и определены да-

ваемые ею отклонения, как для волновых движений газа в протяженных трубопроводах, так и для практически важных схем ГВТ ДВС.

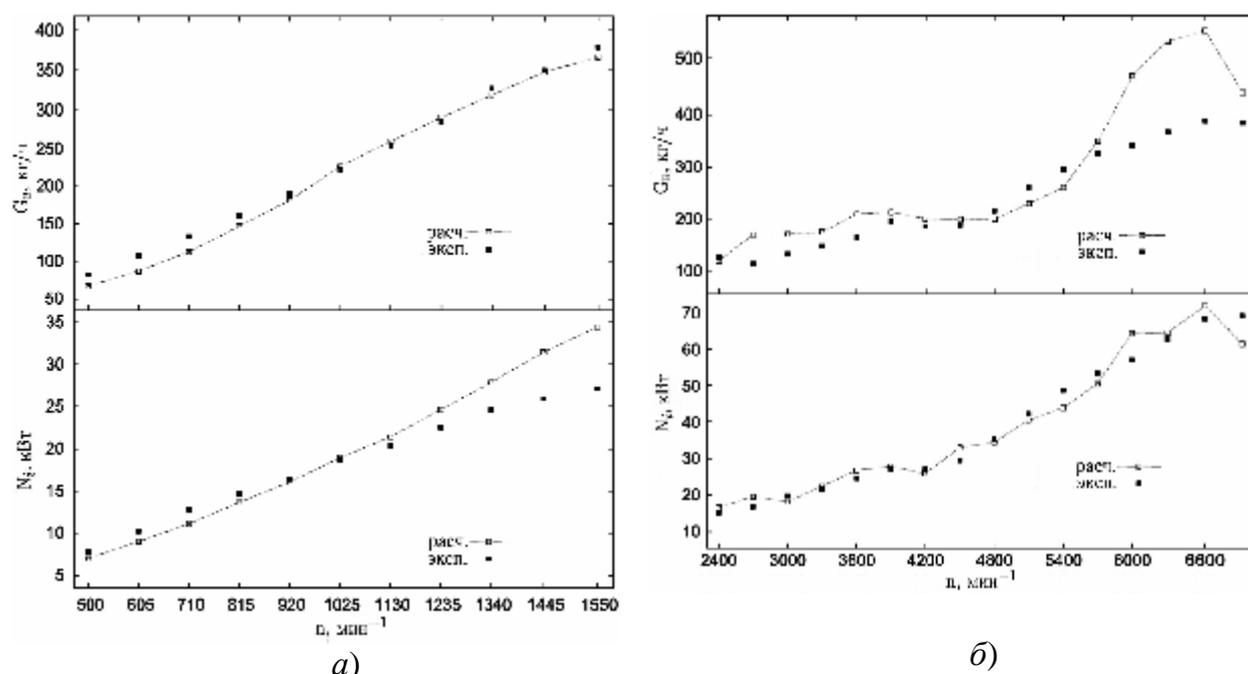


Рис.2. Графики расчетных и измеренных значений расхода воздуха $N_i(n)$ и индикаторной мощности и $G_B(n)$ по ВСХ для исследовательских двигателей на базе а) ЯА3-М204А; б) АПД-800.

Литература:

4. Рудой Б.П. Прикладная нестационарная газовая динамика: учеб. пособие / Уфа: УГАТУ, 1988. – 184 с.
5. Свид. об офиц. рег. программы для ЭВМ № 201063235. Программа для ЭВМ Nonserpower Lab 1D для численного моделирования газообмена и рабочего процесса ДВС / А.А. Черноусов. М.: Роспатент, 2010. Зарег. 17.05.2010 г.
6. Гришин Ю.А., Рудой Б.П. Установка для генерирования уединенных волн конечной амплитуды // Вопр. теории и расч. рабочих процессов тепл. дв-лей: межв. научн. сб. Уфа: УАИ, 1976. Вып. 1. С. 53–55.
7. Черноусов А.А. О достоверности результатов моделирования движения волн конечной амплитуды в длинном неразветвленном трубопроводе с местными сопротивлениями в одномерном приближении // Вестник УГАТУ, Уфа: УГАТУ, 2009. Т. 12. № 1(30). С. 197–210.
8. Черноусов А.А. Экспериментальная проверка модели взаимодействия волн конечной амплитуды с разветвлением канала // Ползуновский Вестник. Барнаул: АлтГТУ, 2006. № 4. С. 182–186.

ПОВЫШЕНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ЭНЕРГИИ ТОПЛИВА

Фомин В.М. (МГТУ «МАМИ»)

Исходя из основных положений химической термодинамики, можно утверждать, что исходное топливо путем термохимических превращений (конверсии) может быть преобразовано в новое (искусственное) топливо, переход химической

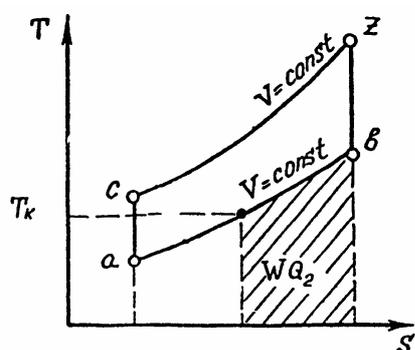
энергии которого в теплоту сопровождается меньшими необратимыми потерями. Впервые научное обоснование этого положения было разработано проф. В. Г. Носачем [1], а его практическая реализация осуществлена применительно к стационарным технологическим системам, использующим в качестве энергоносителя твердое топливо. Поскольку в основе реализации данного способа энергопреобразования топлива лежит процесс его термохимической переработки с использованием отходящей теплоты энергоустановки, он получил наименование *термохимического способа регенерации теплоты*.

Как следует из определения способа термохимической регенерации (ТХР), в рабочем цикле энергоустановки предусматривается два этапа преобразования энергии топлива. На первом этапе исходное топливо подвергается конверсии с использованием теплоты, отводимой из цикла, а уже на втором — конвертированное топливо сжигается на более высоком энергетическом уровне.

Эффективность процесса ТХР в значительной степени зависит от химических свойств исходного топлива. Топливо, используемое для конверсии, должно обладать способностью под воздействием теплоты вступать в целевые реакции конверсии, протекающие с ярко выраженным эндотермическим эффектом. Кроме того, температурные и энергетические возможности ОГ (греющего теплоносителя) должны соответствовать энергетическим затратам, связанным с организацией эндотермического процесса конверсии.

Количественная оценка эффекта энергопреобразования может быть проведена на основе сравнения теплот сгорания исходного топлива и продуктов его конверсии. Например, теплота сгорания метанола равна 19670 кДж/кг; а теплота сгорания газообразных продуктов его конверсии - 23870 кДж/кг. Таким образом, тепловой эффект от сжигания 1 кг продуктов конверсии превышает эффект от сжигания того же количества метанола на 21,4%.

Принципиальная возможность повышения эффективности использования энергии топлива может быть установлена на основе рассмотрения $T-S$ -диаграммы цикла Отто (рис. 1). На диаграмме теплота, регенерируемая в цикл, выражена как часть отходящей теплоты, то есть степень регенерации равна: $w = Q_p / Q_2$, где $Q_p = M_2 m C_v (T_c - T_k)$ - количество теплоты, регенерируемой в цикл; $Q_2 = M_2 m C_v (T_c - T_a)$ - теплота, отведенная из цикла; M_2 и $m C_v$ - количество рабочего тела и его средняя изохорная молярная теплоемкость соответственно.



Нетрудно видеть, что:

$$w = \frac{T_c - T_k}{T_c - T_a} \quad (1)$$

Рис. 1. $T-S$ - диаграмма цикла Отто с термохимической регенерацией отходящей теплоты.

Как следует из выражения (1), степень регенерации w зависит от температуры конверсионного процесса T_k и возрастает с её уменьшением. Современные катализаторы позволяют реализовать процесс конверсии углеводородов при определенных рабочих температурах, например, для метанола не ниже 280...300 °С [2], определяя тем самым минимально возможный температурный предел ОГ ДВС, при котором осуществима организация этого процесса. Решение проблемы более полной

утилизации теплоты ОГ поршневых двигателей связано с перспективой разработки высокоэффективных катализаторов, способных инициировать процессы деструкции (разложения) углеводородных соединений при пониженных температурах теплоносителя (ОГ).

Из приведенного анализа следует, что необратимые внешние потери преобразования химической энергии топлива в теплоту, в случае использования способа ТХР, всегда меньше соответствующих потерь при непосредственном сжигании топлива. Причем, величина уменьшения этих потерь адекватна энергии, которую необходимо затратить на компенсацию эндотермического эффекта реакций конверсии исходного топлива.

Анализ влияние процесса ТХР в термодинамическом цикле со смешанным подводом теплоты позволил установить следующую зависимость (ее вывод здесь не приводится) для определения показателя эффективности использования энергии топлива:

$$h^{TХР} = 1 - \frac{(1-w) \cdot (I \cdot r^k - 1)}{e^{k-1} [(I-1) + k \cdot I(r-1)] - w(I \cdot r^k - 1)}, \quad (2)$$

где I – степень изохорного повышения давления; r – степень изобарного расширения; e – степень сжатия; k – показатель адиабаты.

Для цикл Отто с ТХР ($r=1$) выражение (8) приобретает вид:

$$h^{TХР} = 1 - \frac{(1-w)}{e^{k-1} - w}. \quad (3)$$

Из выражений (2) и (3) видно, что эффективность использования энергии топлива может быть повышена с помощью ТХР при неизменных параметрах самого цикла I , r , e (определяющих термический КПД цикла η_t), то есть, в том числе, и без увеличения тепловой напряженности двигателя.

Следует отметить, что при соответствующей организации термохимического преобразования исходного топлива появляется уникальная возможность регенерации не только тепловой, но и химической составляющей энергии ОГ, которой располагают их продукты неполного сгорания (CO , CH и др.). Такая возможность может быть реализована путём экзотермического доокисления этих продуктов на катализаторе. Выделившаяся при этом теплота способствует росту эффекта ТХР. Практическая реализация подобного способа комплексного регенерирования энергии ОГ (патент РФ 2249807) была осуществлена на основе применения опытного реактора конверсии метанола, конструктивно совмещенного с каталитической камерой для окисления продуктов неполного сгорания двигателя [3].

Оценка уровня энергопреобразования топлива на основе ТХР в условиях реального рабочего процесса поршневого двигателя была проведена в лабораторных условиях на моторном стенде с дизелем типа 4Ч 10,5/12. Термокаталитический реактор конверсии метанола устанавливался в его выпускной системе. Конвертированное топливо (газовая водородосодержащая смесь) из реактора подавалось через впускной трубопровод вместе с воздушным зарядом в рабочее пространство дизеля, где оно воспламенялось «запальной» порцией дизельного топлива (аналог газодизельного двигателя). Установлено, что на номинальном режиме работы расход топлива для исследуемого дизеля снижался на 8,5% по сравнению с его работой без ТХР.

Здесь следует отметить, что улучшение экономических показателей дизеля с ТХР, работающего на смесевом водородосодержащем топливе, обусловлено совокупным влиянием двух факторов: эффектом частичной утилизации теплоты ОГ и

улучшением кинетических показателей процесса сгорания в присутствии H_2 (совершенствованием рабочего процесса). Для выявления доли влияния каждого из указанных факторов проведено дополнительное испытание этого дизеля с использованием реактора, подвод теплоты к которому осуществлялся от автономного источника (электрического подогревателя), то есть без регенерации теплоты ОГ. Установлено, что энергосберегающий эффект для данного дизеля за счет ТХР составлял 4,5%, а за счет совершенствования рабочего процесса - порядка 4%.

Важно отметить, что реализация процесса ТХР одновременно сопровождается улучшением экологических качеств дизеля. В частности, при работе на номинальном режиме содержание сажи в ОГ снижалось на 45 %, оксидов азота на 16 %.

Для оценки энергосберегающего эффекта ТХР в условиях работы ДВС с искровым зажиганием были проведены испытания на моторном стенде двигателя автомобиля АЗЛК-2141, оснащенного реактором конверсии метанола. В качестве основного топлива использовались газообразные продукты конверсии метанола (аналог газового двигателя). Установлено [3], что экономичность ДВС на режиме холостого хода зависит от его скоростного режима. При низких значениях частоты вращения коленчатого вала (от 1000 до 2500 $мин^{-1}$), характеризующихся пониженным температурно-энергетическим уровнем ОГ, показатели рабочего цикла практически соответствовали базовому варианту ДВС. Наиболее ощутимое повышение экономичности для данного режима (на 15,5% по сравнению с работой на бензине) наблюдалось в диапазоне частоты вращения вала от 2800 до 3300 $мин^{-1}$. Это объясняется тем, что в данном диапазоне частоты вращения потребляемая реактором тепловая энергия и располагаемая энергия теплоносителя (ОГ) оказываются практически сопоставимыми.

На режимах внешней скоростной характеристики экономические показатели ДВС с ТХР оказались выше (в среднем на 14%), чем при работе на бензине (без ТХР). Для выявления эффекта ТХР (по аналогии с предыдущим случаем) было проведено дополнительное исследование с использованием газобаллонной системы питания, с помощью которой в цилиндры двигателя подавали синтез – газ, имеющий компонентный состав, аналогичный составу продуктов конверсии метанола: 65% об. H_2 и 35% об. CO . Очевидно, что при этом эффект регенерации тепловой энергии ОГ не проявлялся. На основе сравнения результатов установлено, что энергосберегающий эффект для данного ДВС за счет эффекта ТХР на режимах внешней скоростной характеристики составил в среднем 4,3%, а максимально – 5,3% при частоте вращения коленчатого вала 3000 $мин^{-1}$.

Далее была проведена оценка уровня энергосбережения на автомобиле АЗЛК-2141 с бортовым реактором конверсии метанола в ездовых условиях. Испытания проводились согласно регламенту, установленному Государственным ездовым циклом ГОСТ 20306-85, при котором топливная экономичность транспортного средства оценивается расходом топлива на участке его пробега протяженностью 100 км. При испытаниях зарегистрировано улучшение топливной экономичности автомобиля на 15,1% по сравнению с его бензиновым аналогом. Для выявления уровня эффекта регенерации проведены сравнительные испытания этого же автомобиля с ДВС с питанием синтез - газом из автономных баллонов (без проявления регенеративного эффекта). По данным испытания установлено, что повышение экономичности за счёт эффекта регенерации составило 4,8%.

Важно отметить, что при испытании автомобиля с ДВС с ТХР по методике Европейского испытательного цикла New European Driving Cycle обеспечивалось

выполнение автомобилем нормативных требований ЕВРО-3 без применения штатной системы нейтрализации [3].

Применение рассмотренного способа энергопреобразования топлива в транспортных двигателях представляется, априори, весьма перспективным благодаря технической простоте его реализации. В качестве базового двигателя может быть использована любая серийная модель ДВС (в том числе и двигатель, находящийся в эксплуатации). Основным элементом системы термохимического преобразования топлива – каталитический реактор представляет собой простейшую конструкцию теплообменного аппарата, массовые и габаритные характеристики которого (идентичные серийному нейтрализатору) обеспечивают удобство его установки в выпускной системе двигателя.

Важным стимулом дальнейшего развития подобных систем является то, что они обуславливают возможность совокупного совершенствования характеристик ДВС по комплексу показателей. Их реализация, в частности, позволяет снизить расход топлива за счет утилизации энергии ОГ, совершенствовать процессы сгорания, улучшать экологические качества двигателя, обеспечивая при этом возможность замены традиционного нефтяного топлива альтернативным энергоносителем из возобновляемых, в том числе, биологических источников, способствуя, таким образом, решению проблемы ресурсосбережения.

Литература:

6. Носач В.Г. Методы повышения эффективности использования топлива в технологических процессах // Теплофизика и теплотехника. 1977. № 37. С.44-47.

7. Fomin V.M. and Makunin A.V. Thermo chemical recovery of heat contained in exhaust gases of internal combustion engines (a general approach to the problem of recovery of heat contained in exhaust gases) // Theoretical foundations of chemical engineering. Vol. 43. No5. 2009. P.p.834-840.

8. Фомин В.М., Каменев В.Ф., Хрипач Н.А. Повышение эффективности работы ДВС применением термохимической регенерации теплоты отработавших газов // Проблемы энергоаккумулирования и экологии в машиностроении. Сб.научн.тр. М.: Изд. ИНМАШ РАН, 2003. С. 156-170.

ПРОГРАММА ДИЗЕЛЬ-РК: МОДЕЛИРОВАНИЕ И ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ ДВС

Кулешов А.С., Козлов А.В., Фадеев Ю.М., Барченко Ф.Б.
(МГТУ им. Н.Э.Баумана);

Разработка программ для моделирования и оптимизации рабочих процессов в ДВС является важной практической задачей, особенно в настоящее время, когда потребность совершенствования двигателей, снижения вредных выбросов становится особенно актуальной. Для решения задач оптимизации поршневых двигателей в МГТУ им. Н.Э.Баумана разработана программа ДИЗЕЛЬ-РК. Программа ДИЗЕЛЬ-РК принадлежит к классу термодинамических программ описывающих замкнутый цикл поршневого двигателя. Она предназначена для расчетов и оптимизации 2- и 4-тактных ДВС с любыми схемами наддува, позволяя рассчитывать следующие типы двигателей: дизели; бензиновые двигатели с искровым зажиганием; газовые с искровым зажиганием, включая предкамерные ДВС. Программа ДИЗЕЛЬ-РК поддерживает все типы продувки 2-тактных ДВС: прямоточно-

клапанную продувку; петлевую продувку; двигатели с противоположно движущимися поршнями (двигатели Юнкерса); ДВС с кривошипно-камерной продувкой.

Использование современных расчетных моделей с минимальным числом эмпирических коэффициентов позволяет моделировать рабочий процесс двигателей с высокой точностью. Величины этих эмпирических коэффициентов легко подбираются и являются строго постоянными во всем диапазоне работы ДВС, включая режимы малой мощности и холостой ход. Типичная область применения программы:

- Расчет и оптимизация характеристик двигателей.
- Расчет и оптимизация расхода топлива.
- Оптимизация сгорания и выбросов вредных веществ.
- Оценка детонации.
- Оптимизация фаз газораспределения.
- Оптимизация системы рециркуляции отработавших газов.
- Оптимальный подбор агрегатов наддува и системы управления наддувом.
- Перевод дизелей на газ и биотопливо.

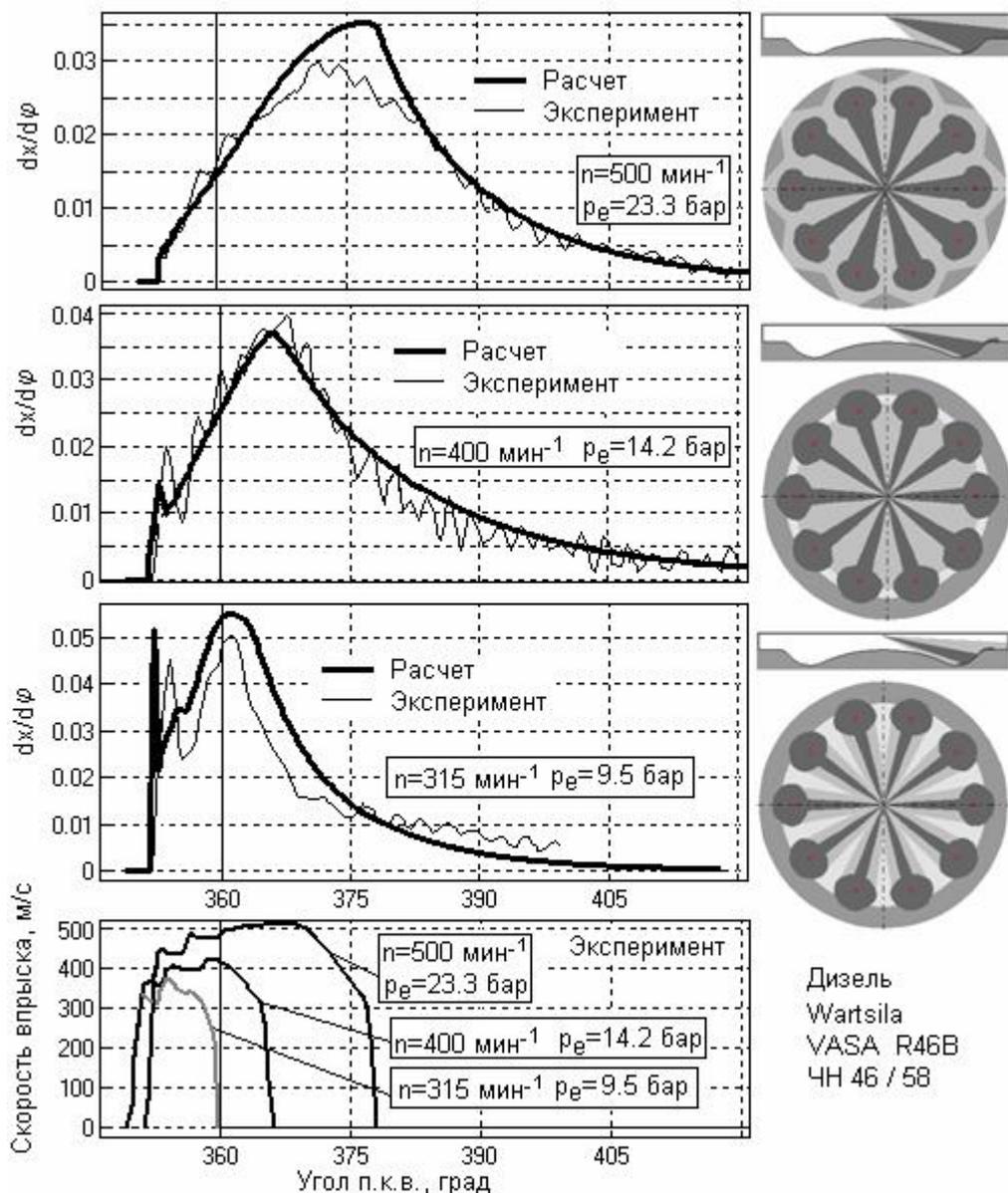


Рис.1. Сопоставление расчетных и экспериментальных кривых скорости тепловыделения судового дизеля на разных режимах.

Параметры газа в цилиндрах и коллекторах двигателей определяются методом пошагового решения систем разностных уравнений баланса массы, энергии и уравнения состояния записанных для открытой термодинамической системы [1].

Модель газообмена учитывает нестационарное течение газа в каналах и окнах, особенности конструкции каналов и окон, а также преобразователя импульсов. При расчете продувки в 2-тактных двигателях используется комбинация гипотез о послойном вытеснении, полном перемешивании и замыкании, что позволяет проводить оптимизацию конфигурации впускных и выпускных окон двухтактных ДВС.

ДИЗЕЛЬ-РК позволяет исследовать двигатели с двухступенчатым наддувом, системой Гипербар, а также согласовывать характеристики турбин и компрессоров, заданных в формате SAE, с поршневым ДВС.

Многослойная модель сгорания, построенная на основе расчета развития дизельной струи [2-6] учитывает:

- форму камеры в поршне: любая форма КС может быть заложена в расчет и сохранена в базе данных, которая уже содержит наиболее популярные конструкции;
- динамику развития и профиль вихря в КС;
- расположение форсунки, а также количество, диаметр и направления распыливающих отверстий;
- форму характеристики впрыска, включая многоразовый впрыск;
- диаметр капель и динамику развития топливных струй, включая их взаимодействие со стенками и между собой.

Модель смесеобразования и сгорания обеспечивает высокую точность расчета на разных режимах, рис. 1 и позволяет оптимизировать форму камеры сгорания, параметры топливной системы (число, диаметр и направление топливных струй), а также стратегию многоразового впрыска и алгоритм управления системой Common Rail совместно с системой рециркуляции ОГ во всем диапазоне работы.

Включенная в комплекс программа визуализации развития струй позволяет представлять в виде фильма результаты расчета взаимодействия струй с воздушным вихрем и стенками, а также взаимодействия струй между собой во время процесса топливоподачи, рис. 2. Эта функция помогает проектировать камеру сгорания и выбирать оптимальными диаметр, количество и ориентацию сопловых отверстий, учитывая продолжительность впрыска и интенсивность вихря.

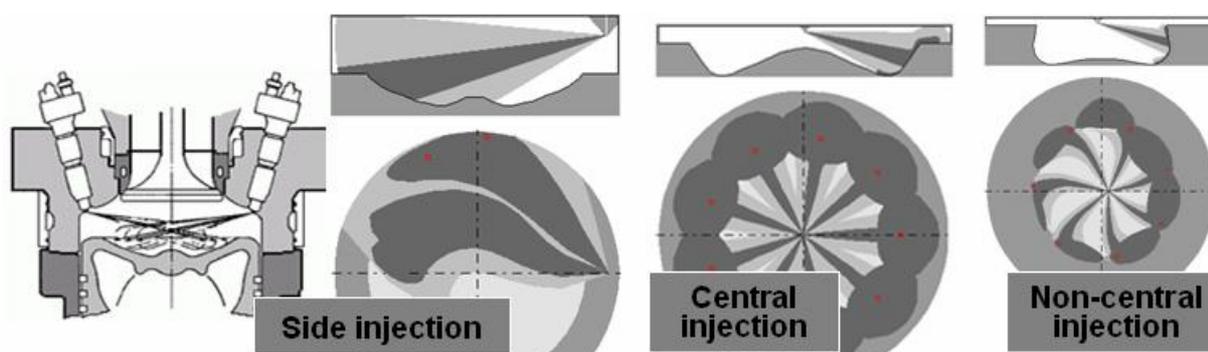


Рис. 2. Визуализация смесеобразования при разных способах ее организации.

В программе реализованы две модели образования оксидов азота: механизм Зельдовича используемый для традиционной организации рабочего процесса дизеля и Детальный Кинетический Механизм (199 реакций для 33 компонентов) используемый для дизелей с многоразовым впрыском и большой рециркуляцией ОГ.

Специальный интерфейс для задания стратегии многоразового впрыска и математическая модель расчета периода задержки самовоспламенения на основе расчета детальной химической кинетики предпламенных реакций с использованием механизма разработанного Lawrence Livermore National Laboratory (1540 реакций между 160 компонентами) [5] позволяют исследовать и оптимизировать PCCI процесс (Premixed Charge Compression Ignition) с очень большим опережением впрыска, когда часть топлива сгорает по механизму низкотемпературного окисления (LTC – Low Temperature Combustion), рис. 3. Изображения развития струй на рис. 3. соответствуют моментам окончания впрыска каждой порции топлива.

В связи с возросшей актуальностью применения альтернативных топлив для работы ДВС, алгоритмы расчета сгорания были расширены для возможности расчета смесеобразования и сгорания биодизельного топлива [7] и расчета газовых двигателей работающих на газе произвольного состава, включая биогаз и сингаз. Интерфейс программы позволяет указывать объемные доли составляющих газовой смеси подающейся в двигатель, свойства же смеси рассчитываются автоматически.

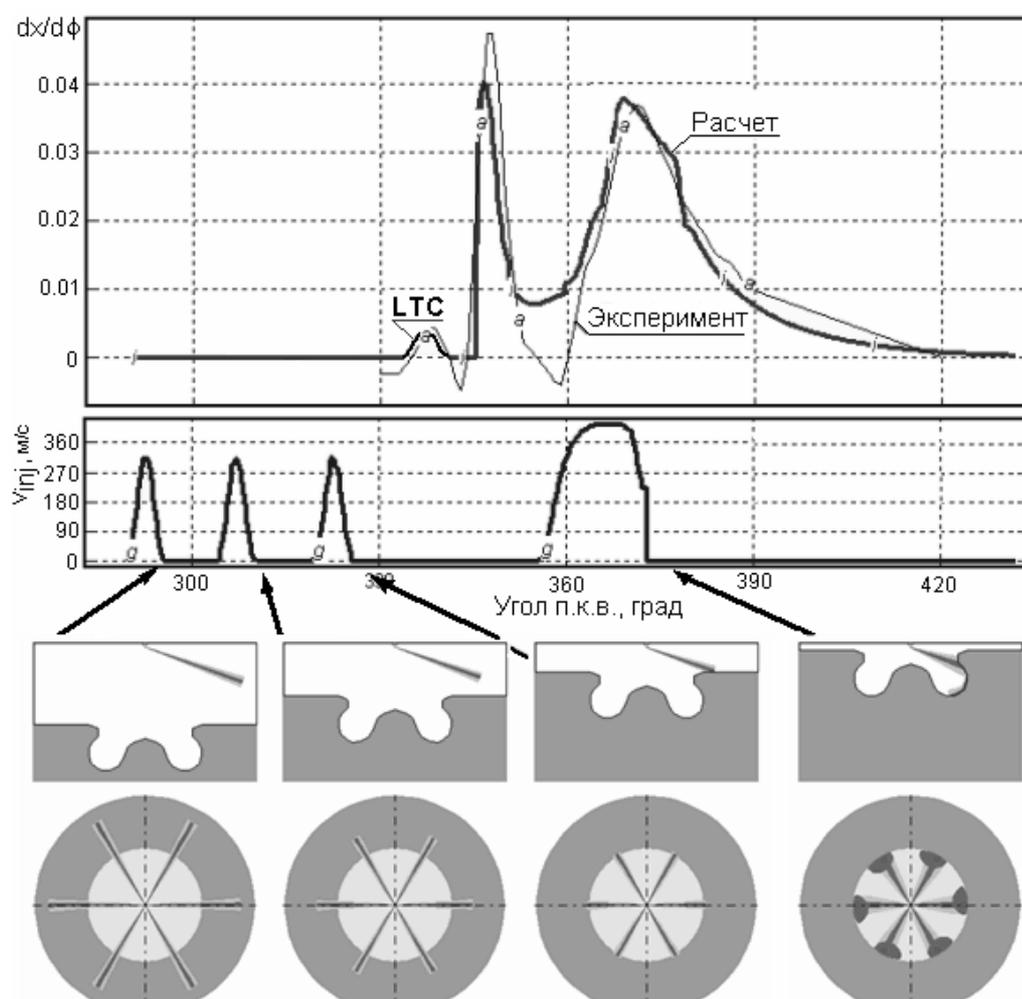


Рис. 3. Результаты расчета скорости тепловыделения $dx/d\phi$ процесса PCCI в дизеле Peugeot DW10.

Программа имеет специальные функции для моделирования работы двигателя оснащенного системой управления клапанами газораспределения. Можно осуществлять оптимизацию управления фазами газообмена на каждом из режимов работы, включая управление механизмом удержания клапана, рис. 4.

При решении задач связанных с одновременной оптимизацией целого ряда параметров, формирующих рабочий процесс ДВС (степень сжатия, опережение

впрыска, диаметр, число и направленность сопловых отверстий, форма КС, фазы газораспределения, степень рециркуляции ОГ, параметры наддува и т.д.) трудно сформировать численный эксперимент и проанализировать его результаты из-за подчас большого числа исследуемых факторов.

Поэтому, для выполнения оптимизационных исследований программа ДИЗЕЛЬ-РК имеет встроенные процедуры многомерной оптимизации, которые включают 14 методов нелинейного программирования, а также процедуры одномерного и двумерного параметрического исследования (сканирования). Средства оптимизации позволяют радикально увеличить эффективность численных экспериментов направленных на поиск путей совершенствования ДВС. Благодаря высокому быстродействию ядра программы, оптимизация выполняется очень быстро и без больших затрат.

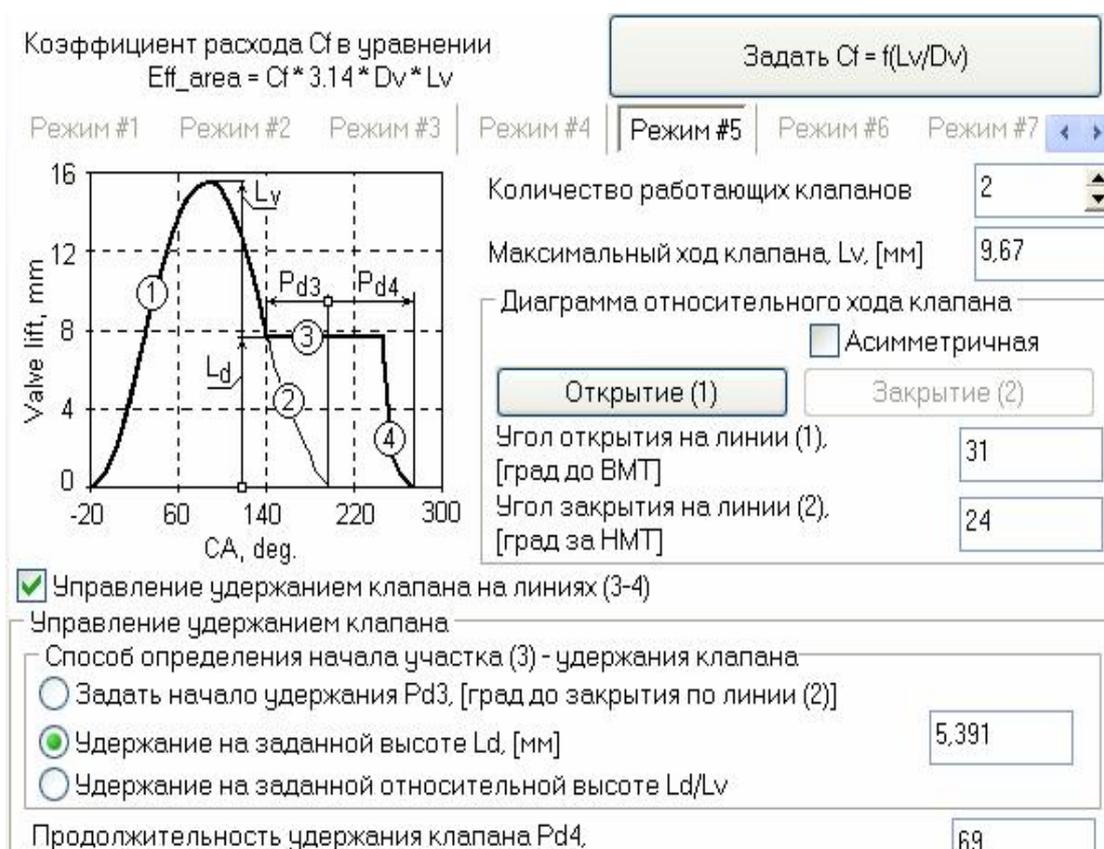


Рис. 4. Фрагмент интерфейса программы для исследования и оптимизации механизма управления клапанами газораспределения.

Программа имеет развитый пользовательский интерфейс и контекстную систему помощи, ядро программы ДИЗЕЛЬ-РК может запускаться под управлением внешней программы пользователя, для чего используются текстовые файлы входных и выходных данных. Демонстрационная учебная версия программы ДИЗЕЛЬ-РК работает через Интернет и может быть загружена с сайта www.diesel-rk.bmstu.ru

Литература:

1. Мизернюк Г.Н., Кулешов А.С. Методика расчета рабочего процесса КДВС на ЭВМ // Известия ВУЗов. Машиностроение. – 1986. – № 6. – С. 97-101.
2. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 1. Расчет распределения топлива в струе // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 18 – 31.

3. Кулешов А.С. Многозонная модель для расчета сгорания в дизеле. 2. Расчет скорости тепловыделения при многоразовом впрыске // Вестник МГТУ. Машиностроение. - 2007. – Специальный выпуск Двигатели внутреннего сгорания. – С. 32 – 45.
4. Процессы в перспективных дизелях. Под ред. А.Ф. Шеховцова. – Х.: Изд-во «Основа» при Харьк. Ун-те, 1992. - 352 с.
5. A.S. Kuleshov, A.V. Kozlov, K. Mahkamov Self-Ignition Delay Prediction in PCCI Direct Injection Diesel Engines Using Multi-Zone Spray Combustion Model and Detailed Chemistry // SAE Pap. No. 2010-01-1960, 2010, P. 18.
6. Kuleshov A.S. Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Thermodynamic Simulation of Engine with PCCI and High EGR Level // SAE Tech. Pap. Ser. – 2009. – N 2009-01-1956. – P. 21.
7. Kuleshov A., Mahkamov K. Multi-zone diesel fuel spray combustion model for the simulation of a diesel engine running on biofuel // Proc. Mechanical Engineers. – 2008. – Vol. 222, Part A, Journal of Power and Energy. – P. 309 - 321.

РАСПЫЛИВАНИЕ ЖИДКОСТЕЙ И ИЗОПЕРИМЕТРИЧЕСКИЕ НЕРАВЕНСТВА

Антониук П. Н. (МГТУ им. Н. Э. Баумана)

1. Распределения капель. Рассматривается задача о быстром распаде трехмерной сплошной среды на большое число осколков. Распад может быть результатом взрыва твердого тела, либо результатом распыливания жидкости форсункой. Осколки жидкости – это капли. Немецкие инженеры Пауль Отто Розин (1890-1967) и Эрих Раммлер (1901-1986) предложили в 1933 году эмпирическую формулу для функции распределения по размерам капель распыливаемой жидкости. Аналогичная эмпирическая формула, которую предложил в 1939 году шведский инженер Эрнст Яльмар Валодди Вейбулл (1887-1979), часто используется в качестве функции распределения по размерам осколков твердого тела.

В 2007 году автор настоящего сообщения дал теоретический вывод [1,2] универсальной функции распределения по размерам – универсальной в том смысле, что она одновременно описывает распределения и капель, и осколков. Согласно выводу, плотность распределения вероятностей радиусов капель задается формулой

$$f(R) = \frac{8}{3\sqrt{p}a^5} R^4 e^{-R^2/a^2},$$

где R – радиус капель, a – параметр распределения (характерный радиус капель). Средний радиус (математическое ожидание радиуса) и мода радиуса (абсцисса максимума плотности) соответственно равны

$$\frac{8}{3\sqrt{p}}a \text{ и } \sqrt{2}a,$$

причем средний радиус больше моды. Функция распределения $F(R)$ равна определенному интегралу от функции плотности в пределах от минус бесконечности до текущего значения R . Функция $F(R)$ определяет вероятность того, что радиус капли меньше R . Эта вероятность пропорциональна числу молекул, образующих такие капли.

2. Изопериметрические неравенства. Пусть S , V и N обозначают соответственно площадь поверхности, объем и число всех капель. Рассмотрим так называемый параметр формы

$$p = \frac{S^3}{36pV^2},$$

при помощи которого формулируется классическое изопериметрическое неравенство $p \geq 1$.

Оказывается, что геометрия капель подчиняется еще одному изопериметрическому неравенству $p \leq N$, которое можно рассматривать как аналог классического. Для любой совокупности капель получаем двойное неравенство $1 \leq p \leq N$. Вводя новый параметр $q = \frac{p}{N}$, переписываем двойное неравенство в виде: $0 < q \leq 1$. Равенство $q = 1$ имеет место тогда, и только тогда, когда все капли имеют одинаковый размер. Чем больше отличаются капли друг от друга по размеру, тем больше удалено q от единицы. Таким образом, параметр q является критерием однородности или равномерности распыливания жидкости на капли. Иногда однородную и неоднородную совокупности капель называют также монодисперсной и полидисперсной. Заметим, что для осколков, форма которых отлична от шаровой, неравенство $p \leq N$ не имеет места.

В заключение приведем расчетное значение параметра q для рассмотренной выше функции $f(R)$:

$$q = \frac{16}{9p} = 0,5658842421... < 1.$$

Литература.

1. Антонюк П.Н. Распределение по размерам капель распыливаемой жидкости // Сб. науч. тр. по материалам Межд. конф. Двигатель-2007, посвящ. 100-летию школы двигателестроения.– М.: МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2007. – С. 135-139.
2. Антонюк П.Н. Фракталы в геометрии природы // Институт истории естествознания и техники им. С.И.Вавилова. Годичная научная конференция, 2009.– М.: Анонс Медиа, 2009.– С. 247-250.

ТЕПЛООБМЕН В ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ - НАУЧНАЯ ШКОЛА МГТУ им. Н.Э.БАУМАНА

Кавтарадзе Р.З. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Научное направление «теплообмен в поршневых двигателях» в России имеет вековую историю и опирается на фундамент, первый камень в который заложен трудами профессоров МГТУ (тогда еще ИМТУ) им. Н.Э. Баумана В.И. Гриневецкого и Н.Р. Брилинга. Кафедра «Поршневые двигатели» (Э2) МГТУ им. Н.Э. Баумана и в настоящее время является ведущей в этой актуальной и быстро развивающейся области науки. В.И. Гриневецкий в 1907 г. (!) писал: «желательны исследования лабораторного характера по вопросам о неполноте сгорания и о теплоотдаче за разные периоды рабочего процесса, а также о догорании. Исследования этого рода представляют весьма тонкие экспериментальные задачи и почти не могут производиться вне лаборатории.

Практическое значение подобных исследований, однако, довольно велико, независимо от их ценности для расчета рабочего процесса. Вопросы о неполноте сгорания и о теплоотдаче к стенкам представляются весьма важными для конструктора, которому их приходится решать до сих пор ошупью» [1].

Вопросы теплообмена в поршневых двигателях «в чистом виде» впервые начал изучать В. Нуссельт (1882-1957) – один из крупнейших теплофизиков прошлого столетия, создатель теории подобия в теплопередаче. МГТУ (МВТУ) им. Н.Э. Баумана был первым высшим учебным заведением страны, где еще в 20-х годах XX века стали проводить глубокие исследования процессов теплообмена в поршневых двигателях. Руководителем и автором этих работ был выдающийся ученый, профессор Н.Р. Брилинг (1876-1961) – впоследствии член-корреспондент АН СССР. Исследования Н. Р. Брилинга нашли развитие в работах других выдающихся представителей научной школы МГТУ - Н. Н. Брызгова и Н.В. Иноземцева. Из данного направления необходимо отметить также работы как советских исследователей - И.А. Трактовенко (1947 г.), А.Н. Гнездилова (1952), Н.И. Цветкова (1953), Л.М. Белинского (1955), А.Г. Морозова (1957), И.М. Ленина и А.В. Кострова (1963), так и зарубежных Н.В. van Tyen (1959), А. Stambuleanu (1966) и др.

Среди фундаментальных исследований из области теплообмена в поршневых двигателях достойное место занимает работа [2] Д.Н. Вырубова (1900-1978) – профессора МГТУ (МВТУ) им. Н.Э. Баумана, основоположника научной школы по смесеобразованию и сгоранию в поршневых двигателях, предложившего оригинальный метод исследования теплоотдачи сферических тел.

Тенденция развития поршневых двигателей путем их форсирования по мощности и частоте вращения, особенно наметившая после второй мировой войны, сделала еще более актуальной проблемы теплообмена в этих машинах. Это способствовало появлению известных работ В. Аннанда, В. Пфлаума, Г. Вошни, Г.Б. Розенблита, Г. Хохенберга, А.К. Коостина, Р.М. Петриченко и М.Р. Петриченко и др., предложивших α -формулы и методы расчета теплоотдачи в цилиндре двигателя.

Особенно активно исследования теплового и теплонапряженного состояния поршневых двигателей на кафедре Э2 были развернуты начиная 60-их годов XX столетия под руководством заведующего кафедрой проф. А.С. Орлина, а затем его преемника проф. М.Г. Круглова. Здесь следует отметить работы проф. Н.Д. Чайнова, посвященные исследованию теплового и напряженного состояния деталей двигателя, в которых задачи термоупругости впервые были решены с применением теории функций комплексного переменного.

В настоящее время в области термopочности и динамики двигателей активно работают доц. А.Н. Краснокутский и доц. Л.Л. Мягков. Ощутимый прогресс, наступивший в области вычислительной техники с начала 70-их годов прошлого столетия, плодотворно подействовал на развитие поршневых двигателей в целом, и на решение проблем теплообмена и теплонапряженного состояния этих машин. Кафедра Э2 МГТУ им. Н. Э. Баумана в СССР была первой, где были развернуты исследовательские работы с широким применением численных методов и математического моделирования в области теплообмена и теплонапряженного состояния. Здесь, прежде всего, следует отметить работы проф. Н.А. Иващенко, впервые применившего метод конечных элементов (МКЭ) для расчета теплового и состояния деталей двигателя. Ряд работ, выполненных проф. Н.А. Иващенко и сотрудниками, посвящается проблемам повышения эффективности рабочего процесса адиабатного двигателя (совместно с проф. Л.В. Греховым и к.т.н. Н.В. Петрухиным, 1989). Доц.

В.И. Ивин и проф. Л.В. Грехов исследовали теплообмен при турбулентном течении газа в выпускной системе. Проблемам измерения температуры в нестационарном потоке выпускных газов были посвящены работы Л.М. Павлович (1971) и А.Ю. Рыбакова (1977), выполненные под руководством проф. М.Г. Круглова. По инициативе проф. М.Г. Круглова с 1980 г. начались расчетно-теоретические и экспериментальные исследования локального теплообмена и связанных с ним вопросов теории рабочих процессов.

Это направление нашло дальнейшее развитие в работах аспирантов и сотрудников кафедры Э2, среди которых успешно защитили кандидатские диссертации: Д.Ш. Бенидзе (1991), И.Е. Лобанов (1998), Ван Ичунь (1999), Д.О. Онищенко (2003), А.С. Голосов (2003), Н.А. Лапушкин (1995), А.А. Скрипник (2004), В.А. Федоров (2004), З.Р. Кавтарадзе (2006), А.В. Шибанов (2007). Докторскую диссертацию защитил И.Е. Лобанов (2006). Успешно работают над завершением диссертационной работы молодые сотрудники кафедры А.А. Зеленцов, С.С. Сергеев и др. Характерным для работ этой группы является исследование теплообмена в поршневых двигателях с применением современных методов теории двигателей и теплофизики, а также измерительной и вычислительной техники. Проведенные исследования позволили получить ряд оригинальных результатов:

-По расчетно-теоретической части-

1. Впервые в теории ДВС в начале 1980-х годов использован численный метод контрольных объемов (МКО), получивший в настоящее время широкое развитие.

2. Разработана и реализована математическая модель сложного (радиационно-конвективного) теплообмена в цилиндре дизеля, учитывающая течение рабочего тела, как излучающей и поглощающей лучистую энергию турбулентной среды, на поверхностях КС с произвольной кривизны [3]. На западе работы аналогичного характера (Дж. Хейвуд, К.Боухоулос и М.Эберле, К. Штипер и др.) появились значительно позже.

3. Для специфических условий теплообмена в цилиндре дизеля предложены интегральные соотношения [3], представляющее собой обобщение известных интегральных условий Кармана (для динамического пограничного слоя) и Польшгаузена-Кружилина (для теплового пограничного слоя).

4. Разработана многозонная модель для расчета локальных нестационарных температур рабочего тела в объеме цилиндра дизеля, основанная на концепциях МКО [3,4].

5. Предложена зависимость для расчета нестационарного осредненного по поверхности КС коэффициента теплоотдачи с учетом тепловыделения в цилиндре [3] и получено выражение коэффициента теплоотдачи в виде комплексного числа [3], позволяющее определить плотность теплового потока на поверхности камеры сгорания с учетом фазового сдвига между тепловым потоком и разности температур газа и стенки.

6. Исследовано теплоизолирующее действие слоя нагара в процессе теплообмена в турбулентном пограничном слое с применением обратных методов теплопроводности [3].

7. Предложен двухточечный метод определения турбулентного числа Прандтля при радиационно-конвективном теплообмене в камере сгорания. Получены аналитические зависимости для теплового потока, учитывающие влияние радиационного теплообмена на тепловой пограничный слой. Предложена полуэмпирическая зависимость для определения степени черноты рабочего тела в зависимости от нагрузки двигателя [23].

8. Решены задачи расчета теплового состояния деталей, образующих камеру сгорания, в трехмерной постановке с учетом наличия тонких слоев нагара на тепловоспринимающие поверхности с применением экспериментально определенных граничных условий [3].

9. Исследовано влияние интенсивности вихревого движения заряда на тепловое состояние деталей двигателя (совместно с Г. Вошни, К. Цайлингер, К. Штипер и М.Р. Петриченко [3,5,6]).

10. Исследованы особенности рабочего процесса и процесса теплообмена в газодизелях, работающих на различных газообразных топливах, и получены формулы для расчета задержки воспламенения [6,7].

11. Проведены исследования с применением трехмерных нестационарных уравнений Навье-Стокса и $k-\epsilon$ модели турбулентности исследовано влияние формы камеры сгорания на процессах сгорания и теплообмена в газовых и двухтопливных двигателях [6].

12. Проведены исследования термических граничных условий в камере сгорания авиационных поршневых двигателей (совместно сотрудниками ЦИАМ) [8].

-По экспериментальной части-

1. Совместно с институтом теплофизики АН Украины и КамАЗ в НТЦ КамАЗ с применением измерительной аппаратуры AVL создана экспериментальная установка и проведены (1985-1987) обширные опытные исследования нестационарного теплообмена в камерах сгорания семейства быстроходных дизелей КамАЗ [3].

2. По контракту с НИКТИД для испытания двигателей ЗМЗ спроектирован, создан, испытан в МГТУ и передан заказчику (1994-1995) измерительный комплекс с преобразователями и приборами «AVL» и компьютерной обработкой информации, предназначенный для индицирования и исследования внутрицилиндровых процессов.

3. Проведены (1997-2000) экспериментальные исследования нестационарных тепловых потоков в камере сгорания дизеля Д-144. Впервые была исследована роль нагароотложения, как теплоизолятора. С применением обратных методов теплопроводности разработан метод определения температуры на поверхности слоя нагара [3].

4. Были проведены (1996-2001) испытания поршней и головки дизеля Д-144 с теплоизолирующим (керамическим) покрытием и была создана моделирующая установка для исследования нестационарных тепловых потоков на поверхности, покрытой различными теплоизоляторами [3].

5. Была создана (2002-2004) моделирующая установка для исследования периодического теплообмена в камерах сгорания поршневых двигателей.

6. В рамках контракта с ООО «ЗМЗ» проведены исследования (2002-2003) по прогнозированию локальных температур и локальных образований NO_x в камерах сгорания дизелей ЗМЗ-5145.10 и ЗМЗ-5148.10.

7. Совместно с ВНИИГАЗ проведены измерения локальных температур поршней и головок цилиндра дизелей КамАЗ и ЯМЗ, конвертированных на природный газ (2005-2008).

8. По контракту с фирмой «Daimler-Benz» в институте двигателей внутреннего сгорания при Мюнхенском Техническом Университете была (1995) выполнена экспериментальная работа «Исследование локальных нестационарных тепловых потоков в камере сгорания дизеля OM 346 (S/D=14/12.8; $Pe=0.9$ МПа; $n=2000$ мин⁻¹) в широком диапазоне изменения интенсивности вихря впускного воздуха» [5].

9. По контракту с фирмой MAN в институте двигателей внутреннего сгорания при Мюнхенском Техническом Университете была (1999-2000) выполнена экспериментальная работа по исследованию рабочего процесса, локального теплообмена и задержки воспламенения (дизель MAN 24/30) при использовании в качестве топлива природного газа, различных синтезгазов и водорода [7].

Начиная с 1990 г. по настоящее время сотрудниками кафедры по вопросам теплообмена и связанным в двигателях опубликованы около 200 публикаций в периодических изданиях, в том числе 7 монографий и учебников. Ряд из них опубликованы в США, Германии, Великобритании, Чехии, КНР.

Заинтересованность студентов, магистрантов, аспирантов и молодых преподавателей вопросами теплообмена в двигателях вселяет надежду, что это традиционное и одновременно актуальное научное направление в стенах МГТУ им. Н.Э. Баумана будет и дальше успешно развиваться.

Литература:

1. Гриневецкий В. И. Тепловой расчет рабочего процесса. Дополнение редактора перевода к книге Г. Гюльднера «Газовые, нефтяные и прочие двигатели внутреннего сгорания», Москва, типо - литография «И.Н. Кушнерев и К⁰», 1907. С. 569-594.

2. Д.Н. Вырубов. Теплоотдача и испарение капель. Журнал технической физики. Том IX, вып. 21. -1939. С. 1923-1931.

3. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях (2-ое издание). М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.-472 с.

4. Иващенко Н.А., Кавтарадзе Р.З. Многозонные модели рабочего процесса двигателей внутреннего сгорания. Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997.-58 с.

5. Вошни Г., Цайлингер К., Кавтарадзе Р.З. Вихревое движение воздуха в быстроходном дизеле с четырьмя клапанами на цилиндр// Вестник МГТУ им. Н.Э. Баумана. Серия «Машиностроение», №1, 1997. С.74-84.

6. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2008.-720 с.

7. Kavtaradze R.Z., Zeilinger R., Zitzler G. Ignition Delay in a Diesel Engine Utilizing Differenz Fuels. High Temperature. Vol. 43. N6, 2005.-P.951-960.

8. Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Кавтарадзе З.Р., Никитин Ю.Н., Финкельберг Л.А. Моделирование локального нестационарного теплообмена в камере сгорания и теплоснапряженного состояния поршня авиационного двигателя. Известия РАН. Энергетика. №2, 2010. – С. 133-151.

9. Кавтарадзе Р.З., Ван Ичунь. Локальный теплообмен в теплоизолирующей камере сгорания быстроходного дизеля// Известия РАН. Энергетика, № 4, 2001. – С. 149-158.

КОНВЕРТИРОВАНИЕ ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ НА ВОДОРОДНОЕ ТОПЛИВО

Климова Е.В., Краснов В.М. (Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана)

Введение

Анализируя современную топливно-энергетическую и экологическую обстановку в мире и прогнозируя ее развитие на ближайшие несколько десятков лет нужно отметить, что нашей стране необходимо развивать ветвь альтернативных

топлив. Одним из таких топлив является водород. При переходе на него как на новый вид топлива желательно не разрабатывать новые двигатели, а в первую очередь конвертировать уже созданные. Целью данной работы является перевод двигателя на водородное топливо. Объект исследования - дизель с камерой сгорания Гессельман, в который добавлена система зажигания для лучшего воспламенения.

Математическая модель

Для каждого контрольного объема в камере сгорания решается система уравнений, включающая в себя уравнение Навье-Стокса, уравнение энергии, уравнение диффузии и уравнение неразрывности [1]. Расчет совершенствуется введением k - ε модели турбулентности.

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{W}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(n + \frac{n_t}{s_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + t_{ij} \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} - e, \quad (1)$$

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \bar{W}_j \frac{\partial e}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(n + \frac{n_t}{s_e} \right) \frac{\partial e}{\partial x_j} \right] + c_{e1} \frac{e}{k} t_{ij} \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} - c_{e2} \frac{e^2}{k}, \quad (2)$$

Где $n_t = c_m \frac{k^2}{e}$ - турбулентная вязкость

Также в математическую модель вводятся пристеночные функции

$$u^+ = y^+ \quad y^+ < 11,63 \quad - \text{вязкий подслой}$$

$$u^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad y^+ > 11,63 \quad - \text{логарифмический подслой}$$

$$m_w = \frac{y^+}{u^+} m \quad u^+ = c_m^{1/4} \frac{k_p^{1/2}}{u_t} u_p \quad y^+ = c_m^{1/4} \frac{rk_p^{1/2}}{m} y_p$$

Здесь u^+ , y^+ - универсальные безразмерные скорость и координата, $\kappa = 0,41$ постоянная Никурадзе-Кармана, $E = 8,8$ - параметр, определяющий шероховатость, индекс «р» указывает на значения параметров в центре ближайшего к стенке КО, индекс «w» - на значения параметров на стенке.

В решении используется стандартная модель теплообмена.

Профиль температуры

$$T^+ = \text{Pr}_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + Y \right], \quad (3)$$

где

$$Y = 2,94 \left[\left(\frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right)^{0,75} - 1 \right] \cdot \left[1 + 0,28 \exp \left(-0,007 \frac{\text{Pr}}{\text{Pr}_t} \right) \right] \quad (4)$$

Плотность теплового потока на стенке

$$q_w = C_{\mu}^{1/4} \bar{k}_p^{1/2} \rho c_p (T_p - T_w) \cdot \left\{ \text{Pr}_t \left[\frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) + Y \right] \right\}^{-1} \quad (5)$$

При описании процесса сгорания топливо - воздушной смеси использовалась модель В.Ф. Magnussen, В.Н. Hjertager [3]

$$\bar{w}_r = \frac{B}{\tau_t} \bar{\rho} \min \left(\bar{m}_T, \frac{m_{O_2}}{L_0}, C \frac{m_{np.cz.}}{1 + L_0} \right) \quad (6)$$

Здесь L_0 – массовое стехиометрическое количество воздуха; $t_i = \frac{\bar{k}}{e}$ – масштаб

времени турбулентного перемешивания, B и C – эмпирические коэффициенты, учитывающие влияние турбулентности и параметров топлива на скорость химической реакции.

Для реализации математической модели использовался программный комплекс:

FIRE. Users Manual Version 2009. AVL List GmbH Graz, Austria. (Лицензионное соглашение DKNR: BMSTU 101107 между МГТУ им. Н.Э.Баумана и «АПС Консалтинг»)

Результаты численных экспериментов

На рис.1 показан внутренний объем цилиндра исследуемого двигателя при положении поршня в верхней мертвой точке (кол-во элементов 25490).

На рис.2 - рис.6 представлены результаты компьютерного расчета.

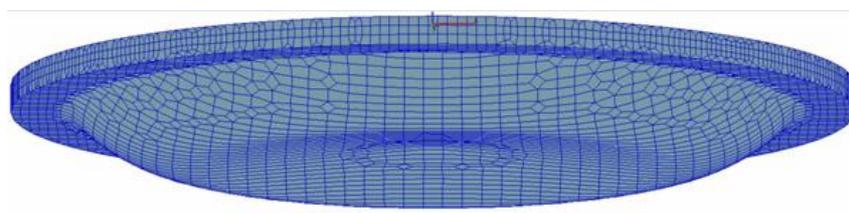


Рис. 1. Разбиение расчетной области на контрольные объемы

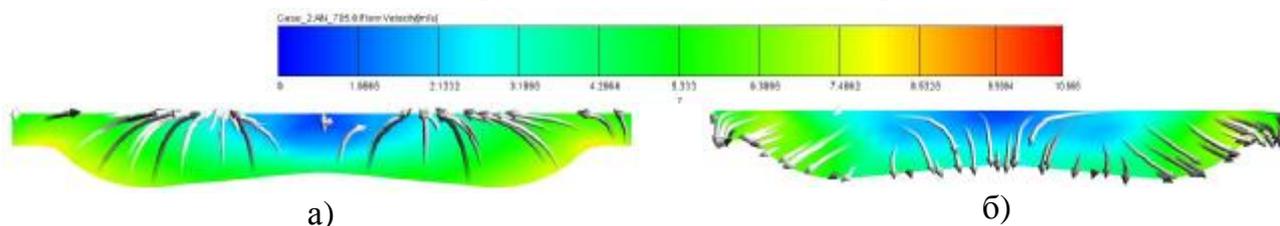


Рис. 2. Поля скоростей, определенные при а) $\varphi = 345^\circ$ ПКВ б) $\varphi = 375^\circ$ ПКВ

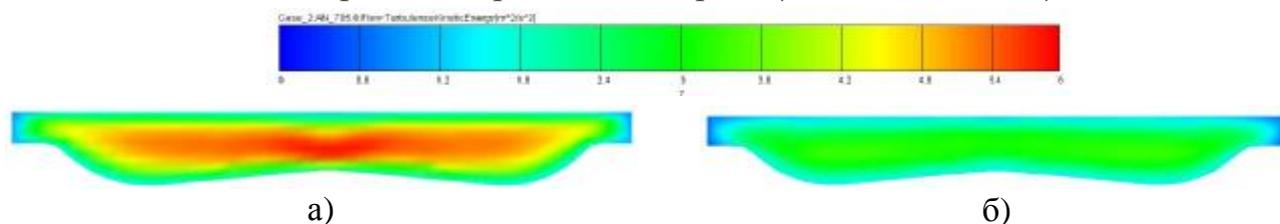


Рис. 3. Кинетическая энергия турбулентности при а) $\varphi = 345^\circ$ ПКВ б) $\varphi = 375^\circ$ ПКВ

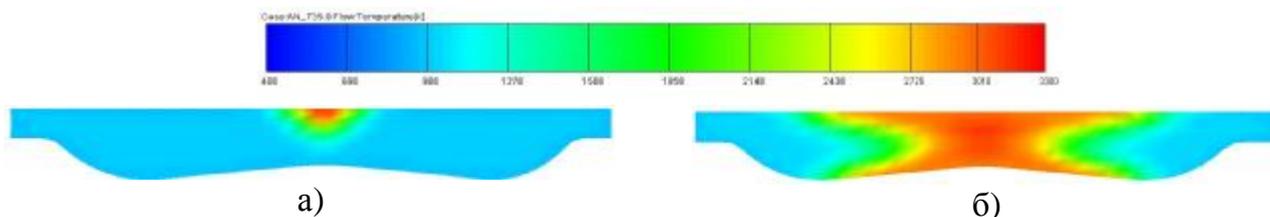


Рис. 4. Поля температур, определенные при а) $\varphi = 345^\circ$ ПКВ б) $\varphi = 375^\circ$ ПКВ

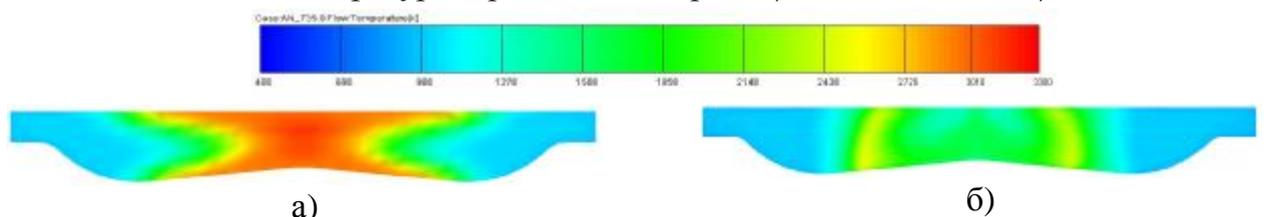


Рис. 5. Поля температур, полученные при $\varphi = 375^\circ$ ПКВ для а) водородного двига-

теля б) дизеля

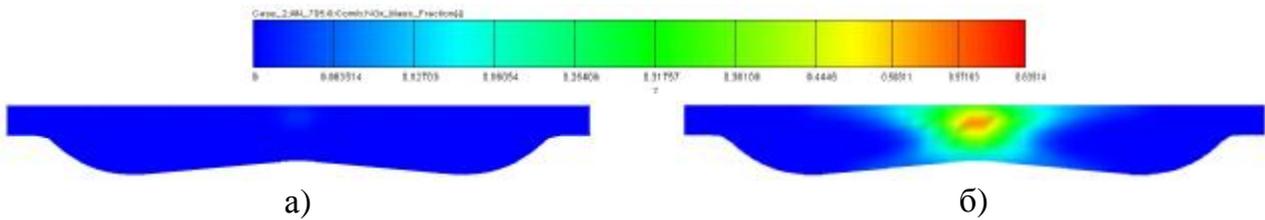


Рис. 6. Массовые доли оксидов азота, определенные при а) $\varphi = 345^\circ$ ПКВ б) $\varphi = 375^\circ$ ПКВ

Заключение

1. Проведен анализ существующих конструкций двигателей, работающих на водородном топливе. Для дальнейшей разработки выбрана схема с подачей в цилиндр предварительно перемешанной смеси и искровым зажиганием.
2. Проведен расчет рабочего процесса исследуемого двигателя и получены его эффективные показатели, не уступающие дизельному прототипу.
3. На основании результатов расчетов делается заключение о целесообразности перевода дизельного двигателя на водородное топливо, в силу отсутствия в выхлопных газах диоксида углерода и сажи.

Литература

6. Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007. – 472с.
7. FIRE. Users Manual Version 2009. AVL List GmbH Graz, Austria, 2009.
8. Magnussen B.F., Hjertager B.H. On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion. 16-th International Symposium on Combustion. Cambridge, 1976. P. 719-729.

РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТ ПО СОЗДАНИЮ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКОГО КОМПЛЕКСА ДЛЯ АНАЛИЗА РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ В ДВС И ЕГО ИСПОЛЬЗОВАНИЯ В НАУЧНЫХ ИССЛЕДОВАНИЯХ И В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ

Александров А.В., Долгов И.А., Петров А.М. (Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет)

В 2007 году на конференции МАНФ в НАМИ коллективом Хозрасчетной научно-производственной лаборатории ДВС кафедры ТиАТД МАДИ была представлена первая версия исследовательского комплекса для анализа рабочих процессов в ДВС. За прошедшее время этот комплекс совершенствовался и развивался. На рис. 1 показана принципиальная схема комплекса.

Комплекс подключается в разрыв между блоком управления двигателем с одной стороны и информационными датчиками и исполнительными устройствами с другой. Он состоит из разветвителя, коммутационного блока, нормирующего блока и 16-канального АЦП, установленного в компьютер.

Традиционно, при проведении исследовательских работ, для регистрирования сигналов применяется одна программная среда, а для обработки их приходится переносить в специализированные прикладные программы. Это снижает производительность труда и может приводить к появлению ошибок.

Представляемый исследовательский комплекс предназначен для углубленной диагностики четырехтактных ПДВС. Он имеет ряд существенных новаций:

Ø регистрация сигналов с различных датчиков и исполнительных органов производится как в автоматическом режиме, заданием времени регистрации, так и в ручном, что облегчает фиксацию быстропеременных переходных процессов;

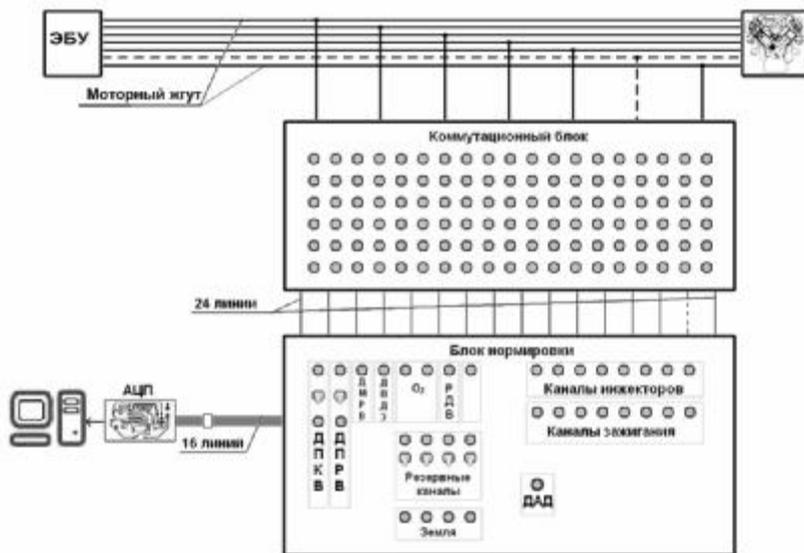


Рис.1. Принципиальная схема исследовательского комплекса

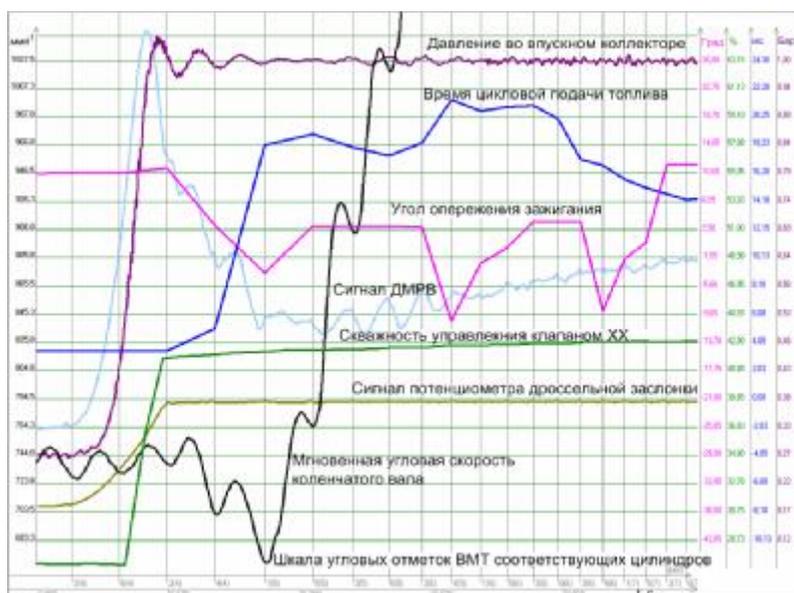
Ø создаваемый в процессе регистрации файл данных содержит всю необходимую для дальнейшей обработки информацию;

Ø сигналы всех зарегистрированных штатных и дополнительных датчиков представляются в функции угла поворота коленчатого вала, а шаг расчета угла ПКВ может варьироваться от 6 до 0,1 градуса ПКВ;

Ø рассчитываются мгновенная скорость и мгновенное ускорение коленчатого вала;

Ø для обработки зарегистрированных сигналов различных датчиков применяются оригинальные математические алгоритмы комплекса;

Ø программное обеспечение комплекса позволяет пользователю реализовывать собственные алгоритмы обработки данных, для этого имеется соответствующий набор функций.



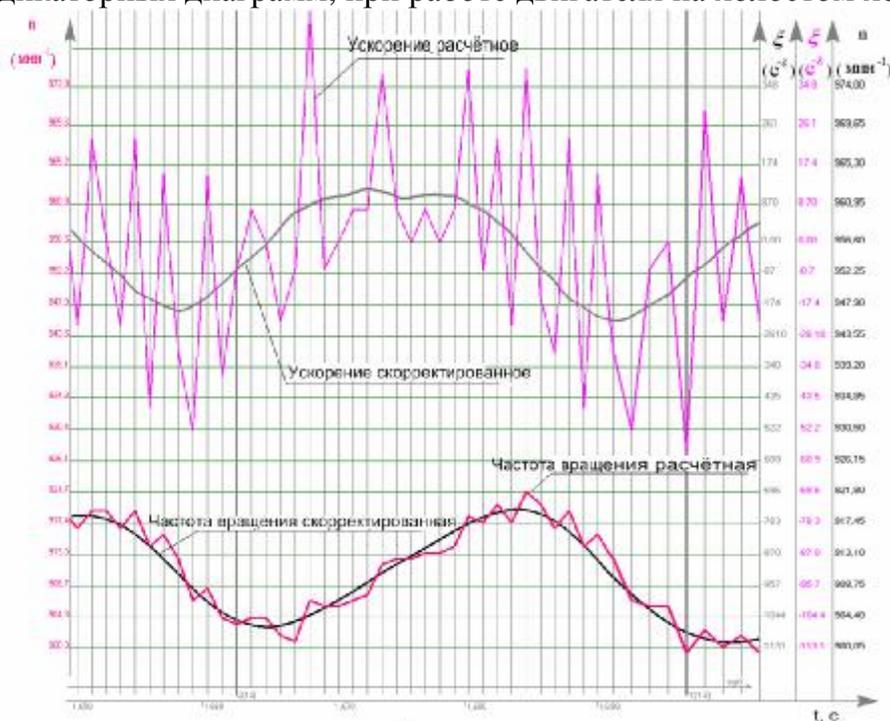
На рис. 2 представлены графики, отображающие процессы, сопровождающие начало свободного разгона рядного шестицилиндрового двигателя.

Рис.2. Свободный разгон двигателя

Сигнал потенциометра, находящегося на оси дроссельной заслонки, позволяет оценить управляющее воздействие – скорость и степень открытия дроссельной заслонки. Остальные графики – расхода воздуха, давления во впускном коллекторе, мгновенной скорости коленчатого вала, угла опережения зажигания, цикловой подачи топлива – иллюстрируют отклик системы. Эти графики можно рассматривать

не только относительно временной шкалы – на шкалу времени наносятся линии ВМТ начала рабочего хода соответствующих цилиндров двигателя.

Рассмотрим возможности разработанного комплекса на примере его использования при выполнении дипломного проекта, защищенного в 2010 году на кафедре ТиАТД МАДИ. Цель проекта состояла в расчете среднего момента сил сопротивления и сопоставлении ускорения коленчатого вала с развиваемым двигателем крутящим моментом, который определялся на основании зарегистрированных индикаторных диаграмм, при работе двигателя на холостом ходу.



Одна из задач, которую предстояло решить при работе над проектом, это переход от шкалы угловых отсчетов с шагом 6 градусов ПКВ, обусловленной инкрементным колесом «60-2» к шкале большего разрешения – 0,5 или 0,1 градус ПКВ.

Рис.3. Коррекция графика скорости и ускорения коленчатого вала двигателя

При переходе к шкале большого разрешения простая линейная интерполяция для построения дополнительных линий угловых отметок представляется не целесообразной – это не обеспечивает получения правдоподобных графиков мгновенной угловой скорости и ускорения коленчатого вала.

Применяя специальные программные фильтры при переходе к шкале угловых отметок высокого разрешения, удаётся добиться коррекции графиков угловой скорости и углового ускорения коленчатого вала. На рис.3 представлены графики скорости и ускорения коленчатого вала двигателя, полученные на основании обработки сигнала инкрементного колеса «60-2» и графики скорости и ускорения, полученные после перехода к шкале высокого разрешения. Для обеспечения контроля за достоверностью полученной шкалы высокого разрешения, в точках исходной угловой шкалы вычисляется время расхождения двух шкал. Для скоростного режима ДВС 1000 мин⁻¹ расхождение шкал не более, чем на 5 мкс обеспечивает относительную точность графика скорости 0,5%.

После регистрации сигналов с датчиков давления в цилиндрах двигателя, необходимо выполнить их пересчет – данных, полученных от АЦП в единицы давления и позиционировать их относительно ВМТ соответствующих цилиндров. После этого можно рассчитать индикаторный крутящий момент (момент от газовых сил). При правильно подобранном моменте сил сопротивления, работа разности момента газовых сил и момента сил сопротивления (интегральная работа) на стационарном режиме работы ДВС находится в пределах изменения кинетической энергии подвижных деталей двигателя (1).

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_{ср} = const \\ (\varphi_{к} - \varphi_{н}) \rightarrow \infty \\ \int_{\varphi_{н}}^{\varphi_{к}} (M_{г} - M_{с}) d\varphi \in [E_{кинmax} - E_{кинmin}] \end{array} \right. \quad (1)$$

Так как при работе на холостом ходу эффективный крутящий момент равен нулю, средний момент сил сопротивления M_c , который в общем случае является функцией различных параметров, можно найти из следующего соотношения: интегральная работа равна изменению кинетической энергии подвижных деталей двигателя (2).

$$\int_{\varphi_{н}}^{\varphi_{к}} (M_{г} - M_{с}) d\varphi = \Delta E_{кин} \quad (2)$$

где: M_g – момент от газовых сил, M_c – средний момент сил сопротивления, φ – угол поворота коленчатого вала, $\Delta E_{кин}$ – изменение кинетической энергии подвижных деталей двигателя на интервале интегрирования.

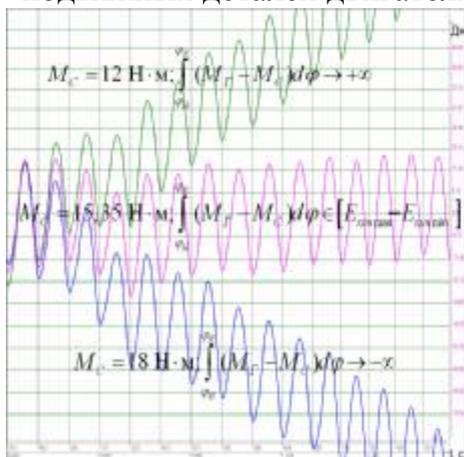


Рис.4. Графики интегральной работы при различных значениях момента сил сопротивления

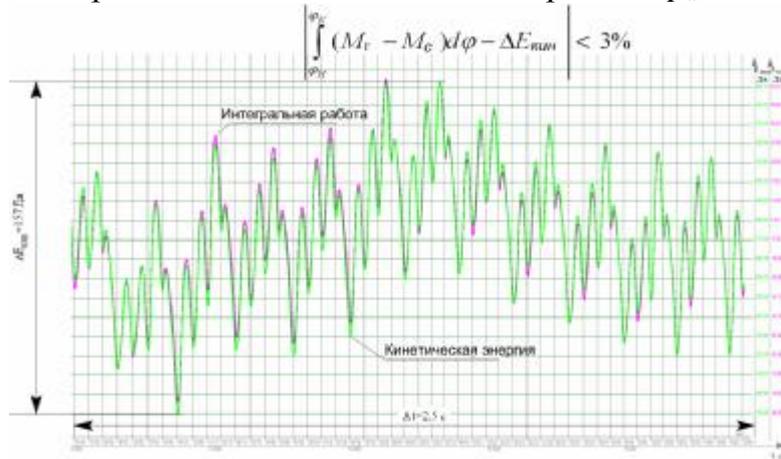
На рис.4 представлены графики интегральной работы при различных значениях среднего момента сил сопротивления. В случае, если момент сил сопротивления принимается равным 12 Н м, интегральная работа стремится в бесконечность, если, например, 18 Н м, то в минус бесконечность, и только при значении среднего момента сил сопротивления приблизительно 15,35 Н м интегральная работа на данном режиме длительное время находится в пределах изменения кинетической энергии подвижных деталей двигателя. При работе двигателя без внешней нагрузки значение интегральной работы должно совпадать с изменением кинетической энергии подвижных масс двигателя.

На рис.5 приведены графики изменения кинетической энергии системы и интегральной работы. Интегральная работа рассчитывается на основании индикаторных диаграмм, а кинетическая энергия подвижных деталей двигателя в каждый момент времени является функцией угловой скорости коленчатого вала. На рисунке представлен фрагмент работы двигателя продолжительностью 2,5 секунды. Во втором цилиндре выключена подача топлива, этим объясняется значительное колебание мгновенной угловой скорости коленчатого вала относительно средней. Индикаторная диаграмма во втором цилиндре также значительно отличается от диаграмм в остальных трёх цилиндрах.

Но, даже при такой нестабильной работе ДВС, графики изменения кинетической энергии системы и интегральной работы отличаются друг от друга не более чем на 3%. Их хорошее совпадение свидетельствует о сходимости результатов, полученных в различных расчётах.

На рис.6 представлено сопоставление индикаторных диаграмм, зарегистрированных в одном цилиндре в двух последовательных циклах: первый (красный цвет) с подачей топлива, второй (оливковый цвет) – с отключенной подачей топлива. При этом условия на впуске во втором цикле такие же, как и в первом, потому что режим работы двигателя ещё не изменился – отсутствие воспламенения не повлияло на предшествующий ему впуск. При анализе индикаторных диаграмм

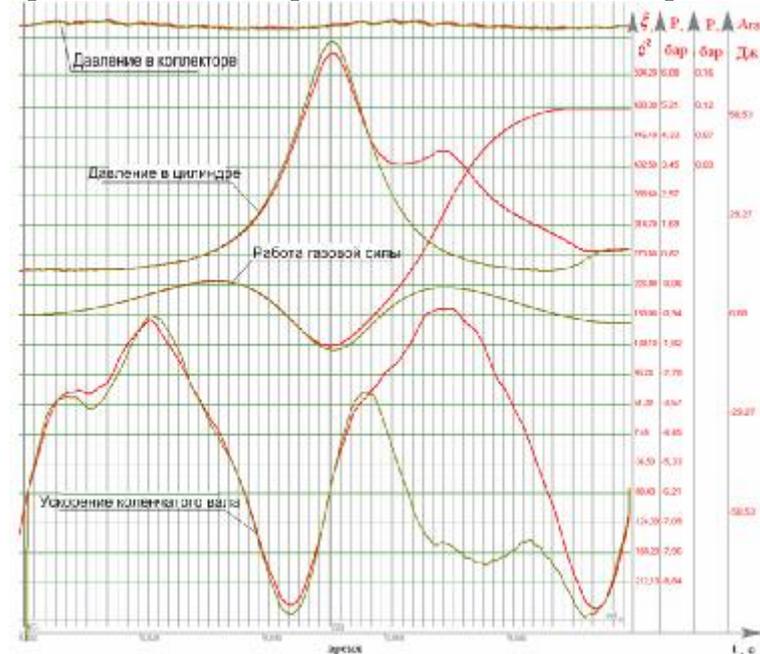
нужно отметить, что давление p_c в цикле с отключенной подачей топлива выше, чем при наличии подачи топлива. При этом p_a в этих циклах одинаковое.



Двигатель работал с отрицательным углом опережения зажигания, поэтому процесс сгорания не оказывал влияние на p_c цикла с подачей топлива.

Рис.5. Совмещение графиков интегральной работы и изменения кинетической энергии

Для того, чтобы убедиться в том, что разница в давлении p_c действительно имеет место, проанализируем ускорение коленчатого вала двигателя. В цикле без подачи топлива замедление вала при подходе к ВМТ, и ускорение после прохождения ВМТ больше, чем в цикле с включенной подачей топлива. Это подтверждает правильность измерения давления в цилиндре двигателя. Следует отметить, что



сбор данных и их обработка для построения всех приведенных графиков производилась в единой программной среде, что значительно облегчало работу. Естественно, что точность результатов, полученных при помощи данного комплекса, ниже, чем у комплексов таких мировых лидеров в области исследования рабочих процессов ДВС, как AVL и Kistler.

Рис.6. Сравнение индикаторных диаграмм

Но по соотношению цена – качество наш комплекс вполне может конкурировать с этими брендами.

Представленный комплекс может успешно использоваться при диагностике ДВС, а также в исследовательских работах, где не требуется получение результатов с предельно высокой точностью. Широкое применение может найти этот комплекс в учебном процессе. Возможность иллюстрировать процессы, происходящие в ДВС, одновременно с работой двигателя позволяют сделать процесс обучения более наглядным. Сами по себе получаемые результаты не являются уникальными, но оперативность и простота, с которой удаётся получать эти результаты, свидетельствуют о том, что представляемый комплекс является качественно новым высокотехнологичным продуктом.

СЕКЦИЯ 3. ТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ, АЛЬТЕРНАТИВНЫЕ ТОПЛИВА И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ И ПРОГРАММНОЕ ОБЕСПЕЧЕНИЕ РАСЧЕТА ФУНКЦИОНИРОВАНИЯ СИСТЕМЫ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Авдеев К.А., Агуреев И.Е., Базаева Н.С., Маливанов М.В., Хмелёв Р.Н.
(Тульский государственный университет)

Мощностные, экономические и экологические показатели дизельного двигателя в значительной степени зависят от функционирования системы топливоподачи.

Существующие подходы к математическому описанию системы топливоподачи ориентированы на математическое моделирование процесса подачи топлива без учета процесса функционирования ДВС, что связано с использованием допущения о постоянстве угловой скорости коленчатого вала. Такой подход существенно ограничивает возможности применяемых математических моделей.

В связи с этим расчет процесса подачи топлива и функционирования ДВС необходимо выполнять совместно с учетом их взаимного влияния. Такой подход может быть реализован за счет использования динамической модели ДВС [1] являющейся ядром набора взаимосвязанных моделей двигателя и его подсистем. Динамическая модель рассматривает двигатель как систему, включающую механическую, термодинамическую, газодинамическую и гидродинамическую подсистемы, и описывает функционирование двигателя "в целом" в переходных и установившихся режимах. Это позволяет исследовать как особенности течения топлива в отдельных элементах системы топливоподачи, так и влияние гидродинамических процессов на показатели двигателя при различных условиях его работы.

В качестве необходимых условий для расчета процесса топливоподачи на каждом временном шаге задаются текущие значения давления газа в цилиндре, координата рейки топливного насоса и угловая скорость, вычисленные с помощью модели ДВС. В результате расчета процесса подачи топлива определяются текущие значения массы топлива. По вычисленным значениям цикловой подачи топлива в каждом цикле определяется секундный приход энергии в результате горения рабочей смеси.

Система уравнений модели двигателя записывается в следующем виде [1]:

$$\frac{dp}{d\tau} = \frac{1}{W} [G_{вп} - G_{вып} - p \cdot f_{п} \cdot \omega \cdot a_2];$$

$$\frac{dT}{d\tau} = \frac{1}{c_{\vartheta} \cdot \rho \cdot W} [G_{вп} (h_{вп} - e) - G_{вып} (h_{вып} - e) + Q_{г} - Q_{т} - p \cdot f_{п} \cdot \omega \cdot a_2];$$

$$\frac{d\omega}{d\tau} = \frac{a_4 [(p - p_0) f_{п} - F_{тр} - a_3 \cdot m_{пр} \cdot \omega^2] - M_c}{a_4 \cdot a_2 \cdot m_{пр} + J_{пр}};$$

$$\frac{d\varphi}{d\tau} = \omega.$$

Замыкающим является уравнение состояния в термической форме:

$$p = \rho \cdot R \cdot T;$$

где $G_{вп}$, $G_{вып}$ – секундный приход и расход рабочего тела; $h_{вп}$, $h_{вып}$ – удельная энтальпия втекающего и вытекающего газа; p , p_0 – давление над и под поршнем; W – текущий объем рабочего тела; e – удельная внутренняя энергия; $X_{п}$, $V_{п}$ – координаты поршня;

ната и скорость поршня; $f_{\text{п}}$ – площадь поршня; $F_{\text{тр}}$ – сила трения; $F_{\text{ш}}$ – сила, действующая вдоль оси шатуна; β – угол отклонения кривошипа; $M_{\text{д}}$, $M_{\text{с}}$ – моменты: движущий, сопротивления; ω , φ – угловая скорость и угол поворота коленчатого вала; $m_{\text{пр}}$ – приведенная масса частей двигателя, совершающих возвратно-поступательное движение; $J_{\text{пр}}$ – приведенный момент инерции вращающихся частей двигателя,

c_{ϑ} – удельная изохорная теплоемкость; $Q_{\text{т}}$ – секундный приход (расход) энергии в форме теплоты в результате теплообмена; $Q_{\text{г}}$ – секундный приход энергии в форме теплоты при горении рабочей смеси; $a_2 = r_{\text{к}} \cdot \left(\sin\varphi + \frac{\lambda}{2} \sin 2\varphi \right)$

$$a_3 = r_{\text{к}} \cdot (\cos\varphi + \lambda \cos 2\varphi); a_4 = r_{\text{к}} \sin\varphi \left[1 + \frac{\lambda \cos\varphi}{1 - \frac{\lambda}{4}(1 - \cos 2\varphi)} \right]; \lambda = \frac{r_{\text{к}}}{l_{\text{ш}}}, \quad r_{\text{к}} - \text{радиус кривошипа, } l_{\text{ш}} - \text{длина шатуна.}$$

па, $l_{\text{ш}}$ – длина шатуна.

Математическая модель системы топливоподачи включает уравнения, описывающие гидродинамические процессы в трубе и гидромеханические процессы в насосе и форсунке.

Система уравнений гидродинамики, описывающая течение дизельного топлива (ДТ) в трубе, имеет следующий вид:

$$\frac{\partial p}{\partial \tau} + \frac{\partial p}{\partial x} = 0;$$

$$\frac{\partial \rho u}{\partial \tau} + \frac{\partial (\rho + \rho u^2)}{\partial x} = -\frac{\lambda_{\text{тр}} \rho u |u|}{2d_{\text{т}}};$$

$$\frac{\partial \rho \left(e + \frac{u^2}{2} \right)}{\partial \tau} + \frac{\partial \rho u \left(e + \frac{p}{\rho} + \frac{u^2}{2} \right)}{\partial x} + \frac{4\alpha_{\text{т}}(T - T_{\text{ст}})}{\rho d_{\text{т}}} = 0;$$

Замыкается система уравнений уравнением состояния ДТ, приведенным в работе проф. Грехова Л.В. [2]:

$$p = -B(T) + B(T) \left(\frac{\vartheta_0(T)}{\vartheta} \right)^{k(T)},$$

где $B = 10^6 \cdot [104 - 0,851(T - 273 - 20) + 0,44(\rho_{20} - 825)]$; $k = 10,5 + 0,0141(T - 273 - 20)$; ρ_{20} – плотность при нормальных условиях; ϑ – удельный объем; ϑ_0 – удельный объем при температуре T и атмосферном давлении.

Решение системы уравнений гидродинамики осуществлялось методом Годунова. Для описания гидромеханических процессов в насосе использовались уравнения изменения во времени удельного объема и температуры в надплунжерной полости:

$$\frac{d\vartheta_{\text{с}}}{d\tau} = -\frac{\vartheta_{\text{с}}^2}{W_{\text{с}}} \left[G_{\text{in}_{\text{н}}} - G_{\text{out}_{\text{н}}} + G_{\text{с}_{\text{с}}} - G_{\text{с}_{\text{с}}} - (f_{\text{пл}} V_{\text{пл}} + f_{\text{к}} V_{\text{к}} \sigma_1) / \vartheta_{\text{с}} \right];$$

$$\frac{dT_{\text{с}}}{d\tau} = \frac{\vartheta_{\text{с}}}{W_{\text{с}} c_{\vartheta_{\text{с}}}} \left[k_1 + k_2 + k_3 - (f_{\text{пл}} V_{\text{пл}} + f_{\text{к}} V_{\text{к}} \sigma_1) P_{\text{с}} - (f_{\text{пл}} V_{\text{пл}} + f_{\text{к}} V_{\text{к}} \sigma_1) b_1 \right];$$

полости штуцера:

$$\frac{d\vartheta_{\text{с}}}{d\tau} = -\frac{\vartheta_{\text{с}}^2}{W_{\text{с}}} \left[G_{\text{с}_{\text{с}}} - G_{\text{с}_{\text{с}}} + G_{\text{in}_{\text{т}_{\text{с}}}} - G_{\text{out}_{\text{т}_{\text{с}}}} + f_{\text{к}} V_{\text{к}} \sigma_1 / \vartheta_{\text{с}} \right];$$

$$\frac{dT_s}{dt} = \frac{\vartheta_s}{W_s c_{\vartheta_s}} [k_{11} + k_{12} + k_{13} + f_k V_k \sigma_1 P_s + f_k V_k \sigma_1 b_{11}]$$

а также уравнения движения нагнетательного клапана:

$$\frac{X_k}{dt} = V_k \sigma_1;$$

$$\frac{V_k}{dt} = \left(-P_{k0} f_k - \delta_k X_k + \frac{f_k - f'_k}{1 + k_k^2} (P_c - P_s) + f'_k (P_c - P_s) \right) \sigma_1 / m_k.$$

Для описания гидромеханических процессов в форсунке использовались уравнения изменения во времени удельного объема и температуры в полости:

$$\frac{d\vartheta_f}{dt} = -\frac{\vartheta_f^2}{W_f} [G_{in_t_f} - G_{out_t_f} - G_{cyl} - f_i V_i \sigma_2 / \vartheta_f]$$

$$\frac{dT_f}{dt} = \frac{\vartheta_f}{W_f c_{\vartheta_f}} [k_{21} + k_{22} + k_{23} - f_i V_i \sigma_2 P_f - f_i V_i \sigma_2 b_{21}]$$

и уравнения движения иглы:

$$\frac{X_i}{dt} = V_i \sigma_2;$$

$$\frac{V_i}{dt} = \left(-\delta_i X_i - (f_i - f'_i) (P_{of} - P_f) + f'_i P_f \right) \sigma_2 / m_i,$$

где $k_1 = G_{in_n} (h_n - u_c) - G_{out_n} (h_c - u_c)$; $k_2 = G_{s_c} (h_s - u_c) - G_{c_s} (h_c - u_c)$;

$k_3 = \vartheta_c b_1 (G_{in_n} - G_{out_n} + G_{s_c} - G_{c_s})$; $k_{11} = G_{c_s} (h_c - u_s) - G_{s_c} (h_s - u_s)$;

$k_{12} = G_{in_t_s} (h_{t_s} - u_s) - G_{out_t_s} (h_s - u_s)$;

$k_{13} = \vartheta_s b_{11} (G_{c_s} - G_{s_c} + G_{in_t_s} - G_{out_t_s})$;

$k_{21} = G_{in_t_f} (h_{t_f} - u_f) - G_{out_t_f} (h_f - u_f)$; $k_{22} = -G_{cyl} (h_f - u_f)$;

$k_{31} = \vartheta_f b_{21} (G_{in_t_f} - G_{out_t_f} - G_{cyl})$;

$b_1 = B_H \cdot (1 - (\vartheta_H / \vartheta_c)^{k_H})$; $b_{11} = B_H \cdot (1 - (\vartheta_H / \vartheta_s)^{k_H})$; $b_{21} = B_H \cdot (1 - (\vartheta_H / \vartheta_f)^{k_H})$,

В приведенных уравнениях индексы с, s, f отнесены к надплунжерной полости, полости штуцера и форсунке соответственно; к – к нагнетательному клапану, i – к игле; массовые приходы (расходы): G_{in_n} , G_{out_n} – в надплунжерную полость через отверстие в гильзе; G_{s_c} , G_{c_s} , – в полость штуцера из надплунжерной полости; $G_{in_t_s}$, $G_{out_t_s}$ – в полость штуцера из трубы; $G_{in_t_f}$, $G_{out_t_f}$ – в полость распылителя из трубы; G_{cyl} – в цилиндр; B_0 , k_0 – коэффициенты уравнения состояния при $T = 0$ К и $p = 10^5$ Па. $\sigma_1 = 0$ при $X_{kl} = 0$ и $F_{kl} \leq 0$, в остальных случаях $\sigma_1 = 1$; $\sigma_2 = 0$ при $X_i = 0$ и $F_i \leq 0$ или при $X_i = X_{i\max}$ и $F_i \geq 0$, в остальных случаях $\sigma_2 = 1$.

Программное обеспечение расчета процесса подачи топлива было включено в программу расчета функционирования двигателя (динамическую модель) в виде дополнительных модулей.

В качестве исходных данных при поведении расчетов использовались параметры системы топливоподачи дизеля ТМЗ-450Д. На рис. 1 приведены результаты расчетов процесса подачи топлива.

Разработанное математическое и программное обеспечение позволяет осуществить расчет функционирования системы топливоподачи в установившихся и переходных режимах.

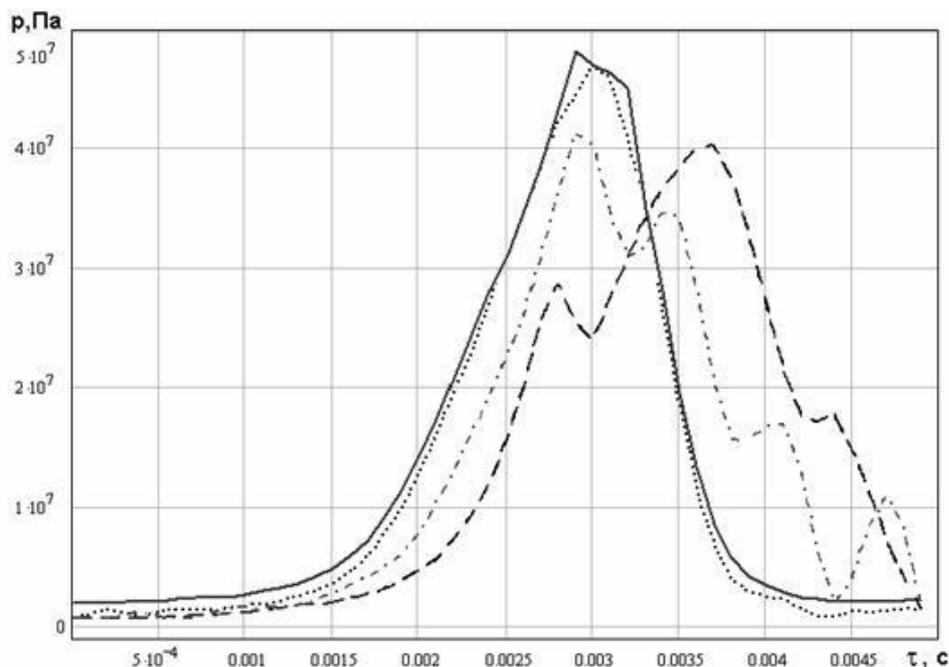


Рис. 1. Изменение давления во времени: — в надплунжерной полости; ···· в полости штуцера; --- в полости распылителя; -·-·- в центре трубы

Литература

1. Малиованов М.В. Динамическая теория ДВС (целесообразность создания и этапы разработки) // Изв. ТулГУ. Сер. "Автомобильный транспорт". Вып. 2. – Тула: ТулГУ, 1998. – С. 189-196.
2. 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.

РЕЗОНАНСНАЯ МОДЕЛЬ ОБРАТИМОГО ЭЛЕКТРИЧЕСКОГО ПРОБОЯ ПОЗИСТОРА

Богомольный В.М., Матвеев А.В. (Московский Государственный Университет Инженерной Экологии);

Сформулирована модель начальной обратимой стадии электротермического пробоя позистора. На основе анализа вольт-амперных характеристик (ВАХ), дано обоснование выбора параметров позисторов, используемых для нагрева дизельного топлива, в терморегуляторах (типа ТРП-16, ТС5-1) и для защиты от перегрузок. Если в цепь пусковой обмотки электродвигателя ввести позистор, обеспечивается не только бесконтактность автоматического управления, но также появляется возможность поддерживать постоянный момент на валу ротора с помощью остаточного тока [1].

При прохождении тока через позистор возможны следующие нелинейные физические явления: джоулев и диэлектрический нагрев, инжекция в полупроводник электронов из металлических электродов, фазовый переход. Этот комплекс нелинейных эффектов приводит к образованию N – образного участка на ВАХ позистора [1,2].

Экспериментально установлено, что в случае нагрева позистора током, его сопротивление оказывается меньше, чем при нагревании внешней средой [1], так

как сопротивление позисторов зависит не только от температуры, но и от величины приложенного к позистору напряжения.

В системах автоматического управления электрическими машинами и приборами в качестве терморегуляторов и источников тепла используются позисторы на основе полупроводниковой керамики – титаната бария ($BaTiO_3$). В двигателях внутреннего сгорания позисторная керамика может быть использована для подогрева масла зимой и в карбюраторах для более эффективного сгорания топлива. Конструкция позистора представляет собой тонкослойную структуру металл-диэлектрик-металл (МДМ), для которых сформулирована в этой работе математическая модель.

Недостатком позисторов является сравнительно большое время срабатывания (порядка нескольких минут) [3,4]. Для увеличения пускового момента электрических двигателей, а также лучшего переключения и регулирования скорости вращения целесообразно использовать резонансный LRC колебательный контур. Если в качестве нелинейного сопротивления с положительным температурным коэффициентом сопротивления (ПТКС) использовать позистор, то одновременно с улучшением пусковых характеристик можно обеспечить защиту электродвигателя по току и напряжению [1,4].

Резонансный режим увеличивает пусковой момент примерно в 2,0 – 3,2 раза, однако КПД при этом не увеличивается. Резонансный режим в RLC контуре выгодно отличается от других способов параметрического возбуждения тем, что вектор тока опережает вектор ЭДС источника питания. Это обеспечивает «захват» резонансной частоты.

При параллельном соединении позистора и линейного резистора их суммарная ВАХ значительно отличается от ВАХ одного позистора. Подбирая величину линейного резистора, можно создать на ВАХ участок отрицательной дифференциальной проводимости, когда элемент цепи «позистор - линейный резистор» ведет себя как активный элемент – автогенератор и усилитель тока. При этом ВАХ может быть аппроксимирована кубической параболой. Для параллельно-соединенных позисторов ТС5-1 ($R_{020} = 50 \text{ Ом}$) и линейного резистора с сопротивлением $r = 6R_{020}$ ВАХ имеет вид [1]:

$$I = aU - gU^3, \quad (1)$$

где $a = 2,15$, $g = 13,2$ известные из эксперимента постоянные величины.

В соответствии с законом Кирхгофа имеет:

$$I = I_R + I_L + I_C, \quad (2)$$

где I_R - ток в элементе цепи «позистор–линейное сопротивление», I_L , I_C - токи в индуктивности и конденсаторе, которые определяются следующими выражениями

$$I_R = \frac{U}{R}, \quad I_L = \frac{dI_L}{dt}, \quad I_C = \frac{dU}{dt}. \quad (3)$$

Подставляя (1) в (2) с учетом (3) получим дифференциальное уравнение колебаний LRC – контура

$$U \left[\frac{a}{C} + \frac{1}{RC} + \frac{3gU^2}{C} \right] + \frac{1}{LC} U = 0. \quad (4)$$

Из последнего выражения получим нелинейное уравнение генератора Ван-дер-Поля

$$C\ddot{U} + (a + bU^2)\dot{U} + w_0U = 0, \quad (5)$$

$$\text{где } a = \frac{a}{C} + \frac{1}{RC}, \quad b = \frac{3g}{C}, \quad w_0 = \frac{1}{LC}.$$

Теория нелинейных динамических систем и представление о предельных циклах в фазовой плоскости (в системе координат t, U) объясняют возникновение устойчивых автоколебаний.

Температуру нагрева позистора можно вычислить по формуле

$$\Delta T = I_e Et / C_0 r, \quad (6)$$

где I_e - ток электронов, E - напряженность электрического поля, t - время «пробега» электронов, C_0 - теплоемкость полупроводниковой керамики на основе титаната бария.

Ток электронов вычисляем по формуле

$$I_e = emnE, \quad (7)$$

где e, m - заряд и подвижность электронов, n - концентрация электронов.

Величина n вычисляется по формуле

$$n = C_{II} U / ehq, \quad (8)$$

где C_{II} - емкость позистора, U - напряжения на его электродах, h - толщина позистора, функция q характеризует процесс освобождения электронов из «ловушек» и определяется выражением

$$q = 1 + \frac{N_t}{N_C} \exp\left(\frac{\Delta E}{RT}\right), \quad (9)$$

где N_t - концентрация ловушек («центров захвата» электронов), N_C - концентрация инжектированных из металлических электродов в полупроводниковую керамику электронов, ΔE - энергия активации титаната бария, R - постоянная Больцмана, T - температура.

Напряженность электрического поля и время «пробега» электронов вычисляются по формулам

$$E = \frac{U}{h}, \quad t = \left(\frac{h^2}{mU}\right) q, \quad (10)$$

Из выражения (6) с учетом (7) – (10) следует

$$\Delta T = \frac{x}{4prC_0} \left(\frac{U}{h}\right)^2.$$

Выводы:

Приведенные формулы дают теоретическое обоснование выбора конструктивных параметров позисторов. Термоупругие механические напряжения определяют ресурс работы позисторов и их оптимальные геометрические параметры, методика их расчета дана в [5].

Из асимптотического решения уравнения (5) следует, что в фазовой плоскости существует устойчивый предельный цикл, анализ которого позволяет выбрать параметры LRC – колебательного контура. Температура позистора при прохождении переменного тока является основной рабочей характеристикой и в точной постановке определяется в [6].

Литература.

1. Минкин С.Б., Шашков А.Г. Позисторы / М.: Энергия, 1973.
2. Полупроводники на основе титаната бария. / Пер. с яп. М.: Энергия, 1982.
3. Материалы для изготовления позисторов / Андреев Ю.В., Лейкина Б.Б., Текстер-Проскуракова и др. / Электронная промышленность / 1986. №5. с. 67-69.
4. Кустов Т.В. Разработка технологии материалов и позисторов на их основе для защиты от электрических перегрузок // Автореф. дис. на соиск. уч. ст. к.т.н. СПб.: СПб. гос. электротехн. ун-т им. В.И. Ульянова-Ленина. 1997. 15с.
5. Шут В.Н., Гаврилов А.В. Температурные напряжения в терморезисторе // И.Ф.Ж. 2009. Т.82. №5. с. 981-983.
6. Богомольный В.М. Преобразователи информации / М.: МГУС. 2003.

ПРИМЕНЕНИЕ ВЫСОКОЧАСТОТНОГО БЫСТРОДЕЙСТВУЮЩЕГО ПНЕВМОКЛАПАНА БОЛЬШОГО РАСХОДА ГАЗА В КОНСТРУКЦИИ SMART AIRBAG

Булович С.В., Виколайнен В.Э., Гончарова Е.Ю., Григорьев В.В., Петров Р.Л. (Санкт-Петербургский государственный политехнический университет, СПбГПУ);
Исаков С.Н., Юркин С.В. (ООО НПП «ИСТА»);

Первую подушку безопасности для автомобиля в 1953 году запатентовал американский инженер Джон Хэттрик. Ее наполнение производилось при помощи сжатого воздуха из баллона. С тех пор практически на всех серийных автомобилях устанавливается от 2 до 6 подушек безопасности. При этом постоянно совершенствуются как отдельные элементы, так и концепция устройства в целом. Например, запатентованы подушки безопасности для аварийной посадки вертолета в режиме авторотации, на железнодорожном транспорте, препятствующие опрокидыванию цистерн.

Перечислим наиболее существенные недостатки в современных конструкциях подушек безопасности. В первую очередь они связаны с применением в качестве газогенератора твердотопливных высокоэнергетических материалов. Во-первых, при использовании порохового заряда в качестве газогенератора трудно, даже при наличии компьютера в системе управления процесса наполнения газом подушки безопасности, обеспечить требуемый закон изменения давления в «мешке» в зависимости от времени. Это касается как стадии наполнения подушки безопасности, так и последующей стадии сброса давления. Известны случаи, когда срабатывание подушки безопасности причиняло больший ущерб пассажирам, чем последствия от экстренного торможения и деформации корпуса автомобиля. Во-вторых, использование для наполнения подушки безопасности продуктов горения приводит к нежелательному контакту открытых участков тела пассажиров с высокотемпературной средой. Наличие в газе, наполняющем подушку безопасности, дисперсионной фазы может приводить к серьезным ожогам.

В настоящее время выработана концепция так называемого «умного airbag». В зависимости от массы пассажира, положения его тела и информации с датчиков

измерения ускорения и деформации деталей корпуса реализуется, под управлением компьютера, тот или иной сценарий наполнения подушки безопасности. В современных конструкциях этот вариант обеспечивается использованием нескольких зарядов разной производительности, часть из которых может быть активирована в разные моменты времени, а часть не активирована вовсе. Снижение температуры газов, поступающих в «мешок», обеспечивается разными способами. Среди используемых вариантов можно выделить эжекционное подмешивание окружающего воздуха и применение фильтрующих элементов, снижающих температуру продуктов сгорания и, попутно, удаляющих нежелательные частицы конденсированной фракции.

В настоящей работе для осуществления регулируемого наполнения подушки безопасности предлагается использование высокочастотного быстродействующего пневматического клапана, рассчитанного на большой расход газа. Клапан может быть использован как в существующих системах с применением пороховых зарядов, так и в перспективных системах, использующих в качестве рабочего тела углекислоту при давлении свыше 60 атмосфер или гелий. В частности, в современной конструкции с применением порохового заряда, на стадии наполнения подушки безопасности, требуемый закон изменения давления от времени обеспечивается путем отвода избыточного газа, на стадии выпуска – за счет открытия большого выпускного отверстия. Отвод «лишнего» газа из магистрали, соединяющий газогенератор и подушку безопасности, в зависимости от сценария развития событий, может быть реализован как серия импульсов оптимальной длительности и скважности.

Описание конструкций быстродействующего клапана большого расхода газа и высокочастотного быстродействующего клапана на большого расхода газа приведены в [1, 2]. Частотные характеристики устройства, при прочих равных условиях, определяются габаритами устройства. В частности, установлено, что для клапана с проходным отверстием 40 мм максимальная частота составляет порядка 100 Гц, для пропускного отверстия 23 мм частота уверенного управления расходом газа через клапан возрастает до 200 Гц.

В настоящей работе исследовались расходные характеристики по истечению газа из ресивера при различной частоте срабатывания запорной аппаратуры. Были рассмотрены два варианта: непосредственное истечение газа из ресивера через запорную арматуру в атмосферу и истечение газа из системы, состоящей из ресивера, высокочастотного быстродействующего клапана и цилиндрической трубы, подсоединенной к клапану.

Параметры установки следующие. Объем ресивера – 25 л. Длина трубы – 4.5 м, диаметр трубы – 46 мм. Проходное сечение клапана 40 мм, время коммутации, т.е. перемещение колпака клапана с седла на направляющую или, наоборот, с направляющей на седло клапана составляло около 5 мс.

Рабочая среда – воздух. Начальное давление и температура газа в ресивере 200 КПа и 280 К. Давление и температура в атмосфере 100 КПа и 280 К.

Управление работой высокочастотного быстродействующего клапана осуществлялось при помощи компьютерной платы ЦАП L783 фирмы L-Card. Регистрирующая аппаратура состояла из тензодатчика давления, расположенного в ресивере, четырех пьезодатчиков давления, расположенных равномерно по длине трубы, и датчика теплового потока, расположенного в середине трубы. Регистрация электрических сигналов датчиков осуществлялась при помощи платы АЦП L783 вышеупомянутой фирмы.

Время работы платы ЦАП задавали равным 400 мс. Скважность импульсов была выбрана постоянной и равной двум, что позволило, вне зависимости от частоты, иметь время открытого и закрытого состояния клапана равными 200 мс.

На рис. 1 приведены зависимости изменения давления в ресивере и датчике, расположенном непосредственно за быстродействующим клапаном, на входе в трубу для частоты срабатывания запорной арматуры 16 Гц. На рис. 2 приведены зависимости изменения давления от времени в ресивере для трех вариантов частот: 2.5 Гц (квазистационарное истечение), 16 Гц и 20 Гц.

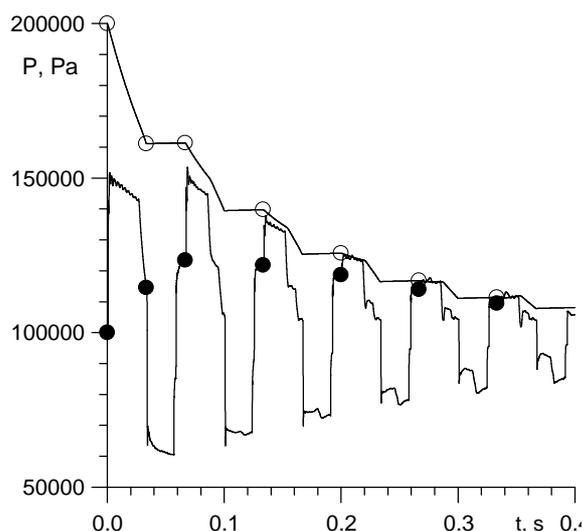


Рис. 1. Зависимость давления от времени в ресивере (○) и датчике за быстродействующим клапаном (●). Частота 16 Гц.

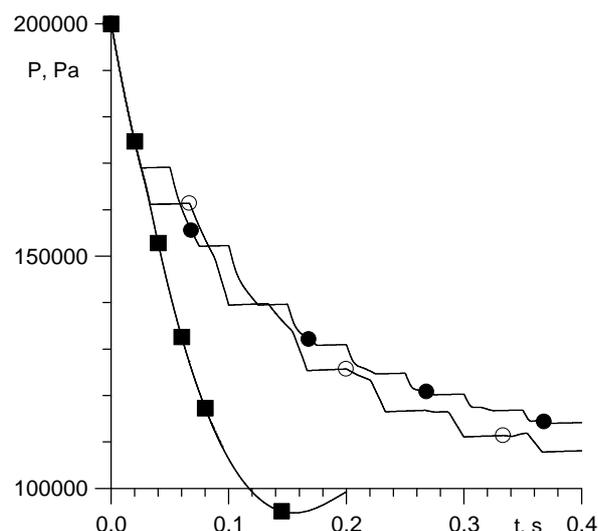


Рис. 2. Зависимость давления в ресивере от времени для частот 2.5 Гц (■) – квазистационарное истечение, 16 Гц (○) и 20 Гц (●).

Определение массы газа, покинувшей ресивер, было выполнено двумя способами. В первом варианте непосредственно по конечному значению давления в ресивере, в предположении, что нестационарное истечение газа из ресивера происходило в рамках адиабатического процесса. Второй вариант – «изотермический», включал в себя установление термодинамического равновесия между ресивером и окружающей средой. Это приводило к возрастанию температуры газа в ресивере до температуры окружающей среды, сопровождающейся увеличением давления. Относительная разница в оценке массы газа, покинувшей ресивер, по двум рассмотренным методам не превышала 5%.

На рис. 3 приведена зависимость относительной массы газа M , покинувшей ресивер, в зависимости от частоты срабатывания запорного элемента. На рис. 4 приведена зависимость относительной массы газа M , покинувшей систему, состоящую из ресивера, запорного элемента и цилиндрической трубы от частоты срабатывания запорного элемента.

Рис. 1 и рис. 2 иллюстрируют работу системы ресивер – запорный элемент – цилиндрическая труба. Приведенные графики демонстрирует ступенчатое изменение давления газа в ресивере, при этом при срабатывании запорного элемента в трубе возникают интенсивные бегущие волны сжатия и разрежения (падающие волны). Отражаясь в противофазе от открытого торца трубы (отраженные волны), они взаимодействуют с падающими волнами. Интерференция волн порождает ситуации, когда в момент открытия клапана в его окрестности находится область либо высокого, либо низкого давления газа. В случае высокого уровня давления газа в трубе в окрестности клапана расход газа через клапан меньше, чем в случае низкого давления.

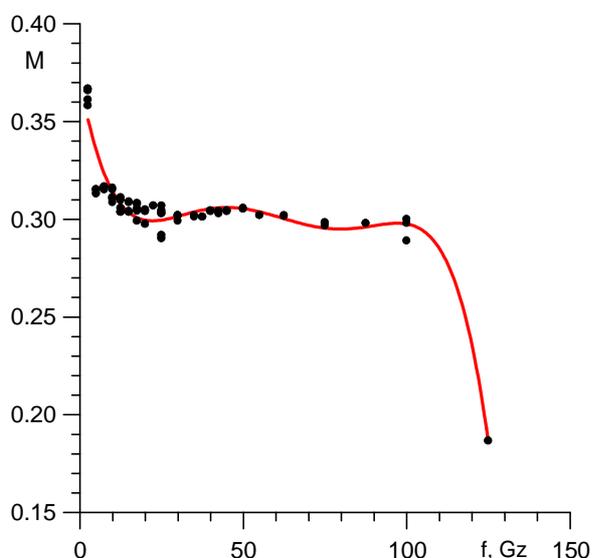


Рис. 3. Зависимость относительной массы газа, покинувшей ресивер, от частоты срабатывания высокочастотного быстродействующего клапана большого расхода газа.

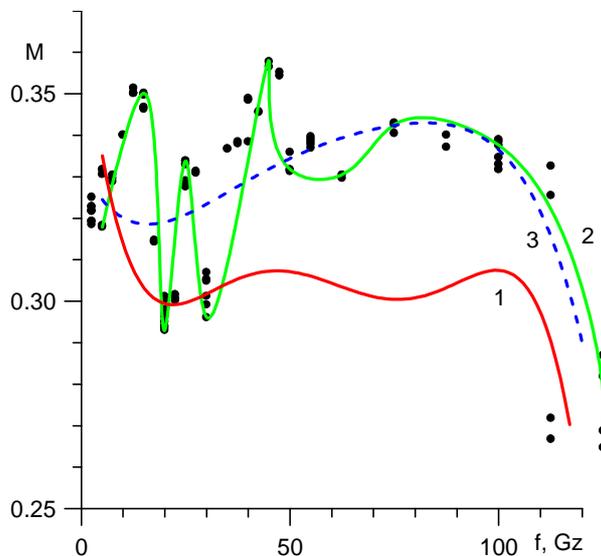


Рис. 4. Зависимость относительной массы газа, покинувшей систему состоящей из ресивера, запорного элемента и цилиндрической трубы, от частоты срабатывания высокочастотного быстродействующего клапана большого расхода газа.

В случае отсутствия трубы зависимость расхода газа через клапан от частоты невелика (рис. 3). Увеличение массы газа на частоте 2.5 Гц иллюстрирует режим квазистационарного истечения, резкое снижение расхода газа при частотах свыше 100 Гц свидетельствует о том, что колпак клапана не успевает полностью следовать управляющим импульсам.

На рис. 4 кривая 1, для наглядности, повторяет зависимость, приведенную на рис. 3; кривая 2 является огибающей для экспериментов по измерению относительной массы газа M покинувшей систему ресивер – запорный элемент – цилиндрическая труба; кривая 3 (штриховая линия) – некоторая кривая, сглаживающая зависимость 2. Отклонение кривой 2 от кривой 3 иллюстрирует влияние волновых процессов в трубе на пропускную способность системы. При этом при частотах 16, 25 и 47 Гц пропускная способность возрастает и превышает режим квазистационарного истечения. На частотах 20 и 30 Гц обнаружена минимальная пропускная способность системы.

Соотношение между кривой 3 и кривой 1 на рис. 4 демонстрирует нетривиальный факт, что при нестационарном волновом режиме течения газа в трубе пропускная способность системы выше, чем в случае простого нестационарного истечения из ресивера. Другими словами, присоединение трубы, т.е. формального увеличения гидравлического сопротивления системы, в случае нестационарного режима течения снижает гидравлическое сопротивление тракта.

Отчасти подобная ситуация возникает при т.н. настроенном выпуске, когда при выборе протяженности выпускного тракта исходят из волновых процессов в системе цилиндр двигателя – выпускной клапан – выхлопная труба.

Литература:

1. **Isakov S.N., Isakov I.N., Yurkin S.V.** USPTO, № 5,450,839, Pneumatic launcher.
2. **Isakov S.N., Yurkin S.V.** USPTO, № 7232152, Method of bringing to readiness an inflatable airbag of safety device, safety device for a vehicle, valve device.

МОДЕРНИЗАЦИЯ АВТОМОБИЛЕЙ «ЛАДА» ПОД ДВУХТОПЛИВНЫЕ СИСТЕМЫ

Вагнер В.А., Маркин В.Б., Прохоров С.П. (Алтайский государственный технический университет)

Во всем мире на газовом топливе работают свыше 3,2 млн. транспортных средств, в том числе в Аргентине – 1,2 млн., Бразилии – 600 тыс., Пакистане – 410 тыс., Италии – 401 тыс., США – 130 тыс. В Бразилии и Аргентине на газ переоборудуют по 7 – 8 тыс. автомобилей ежемесячно. А в Европе в настоящее время происходит настоящий газовый бум. Европейская Комиссия планирует до конца 2010 г. заместить природным газом до 10% потребления бензина и дизельного топлива, что соответствует переоборудованию на газ 23 млн. автомобилей. Российская Федерация обладает значительными запасами природного газа (метана). Метан имеет достаточно низкую себестоимость, его цена более привлекательна по отношению к традиционным видам топлива, а энергетическая эффективность в сравнении с бензином АИ95 соответствует значениям АИ140 (одному литру бензина с октановым числом АИ92 соответствует примерно 0,8 м³ сжатого газа с октановым числом АИ140). Следовательно, применение в качестве топлива природного сжатого газа позволяет решать несколько задач: повысить экологические характеристики отечественных автомобилей, резко от 3-х до 10 раз сократить расходы потребителей на топливо, в 1,5 — 1,8 раз увеличить ресурс двигателя. Для владельцев автотранспортных средств метан является наиболее выгодным топливом. Условная стоимость 100 км пробега для бензиновых двигателей составляет 240 руб., в то время как для двигателей, использующих метан — 64 руб. Такая разница существенно снижает срок окупаемости затрат на модификацию автомобиля.

На сайте организации ОАО «Алтай-Лада» был проведен мониторинг интереса потребителей автомобилей Лада к модернизации в условиях производства топливной системы и перевода её в двухтопливную систему «Природный газ – бензин». Результаты мониторинга показали, что 64% пользователей автомобилей Лада считают такую модернизацию необходимой (при этом около 10 % пользователей уже имеют газовое оборудование, установленное на базе зарубежных комплектующих), 25 % пользователей удовлетворяет имеющееся бензиновое топливное оборудование.

Поэтому была поставлена цель модернизировать автомобиль Лада на двухтопливную систему, использующую природный газ в сжиженном или сжатом состоянии и обычный бензин. Такая модернизация позволяет без крупных затрат расширить объем продаж отечественных автомобилей и вывести их на более высокий конкурентный уровень за счет новых потребительских качеств и выполнения ограничений по выбросам углекислого газа в атмосферу.

При выполнении этого проекта были выполнены следующие этапы НИОКР:

- исследование процессов, происходящих в двигателе внутреннего сгорания при переводе его на альтернативное топливо;
- исследование изменений параметров ДВС, ориентированных на традиционное топливо, при переходе на сжатый газ;
- конструктивные изменения в автомобиле при переводе двигателя на природный газ;
- технологические решения для выполнения конструктивных изменений;

– расчет и проектирование дополнительных конструкций газового оборудования;

– разработка и реализация технологии изготовления этих конструкций.

ОАО «Алтай Лада» в 2007-2009 годах совместно с АлтГТУ проводило научно-исследовательские работы по двум направлениям: исследование внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания при использовании альтернативных видов топлива и разработка конструкции газодвигательного оборудования для автомобилей семейства «Лада». В результате этих исследований установлены условия оптимального управления системой подачи газа в бензиновый двигатель, а также проведена оценка конструктивных изменений в автомобиле для оптимального размещения газодвигательного оборудования.

Газовое оборудование, представляющее такую систему, должно содержать баллоны высокого давления для хранения сжатого газа. Традиционно такие баллоны имели металлическое исполнение (доля применения в газовых системах высокого давления составляет более 60 %). Разработка полимерных композиционных материалов с высокими прочностными характеристиками сделала возможным усиление металлических тонкостенных баллонов композитными слоями (металлокомпозитные баллоны давления). Доля их применения в газовых системах составляет около 30%. Появление новых армирующих волокон органического класса и полимерных связующих нового поколения позволило разработать и реализовать производство полностью композитных баллонов давления. Изготовление таких баллонов осуществляется методом непрерывной намотки армирующего волокна, совмещенного со связующим на тонкостенную герметизирующую полимерную оболочку (лейнер) с последующим отверждением связующего.

Такие работы приобретают сейчас особую значимость в связи с уже окончательно сформировавшейся мировой тенденцией перевода автомобильного транспорта на газовое топливо [1, 3, 4].

В промышленности и машиностроении наиболее часто применяются баллоны высокого давления в связи с явным преимуществом – при одинаковом объеме самого резервуара полезная емкость баллона высокого давления в десятки, а то и в сотни раз выше полезной емкости баллона низкого давления. Этим фактом и объясняется применение высоких давлений с целью снижения объема вмещаемого газа [2].

Существенным недостатком баллонов высокого давления является высокая стоимость, которая обусловлена следующими факторами:

– применение особых материалов и технологических процессов при изготовлении;

– необходимость жесткого контроля качества, периодической сертификации и осмотра, обусловленные сохранением безопасности использования баллонов высокого давления (БВД).

Для хранения и транспортировки сжатого газа, используемого в качестве топлива для автомобилей, в настоящее время разработаны и используют следующие виды баллонов:

- а) цельнометаллический баллон (углеродистая сталь);
- б) цельнометаллический баллон (легированная сталь);
- в) композитный баллон (стальной лейнер + стекловолокно по цилиндрической поверхности лейнера);
- г) композитный баллон (алюминиевый лейнер + базальтовое волокно по цилиндрической поверхности лейнера);

д) композитный баллон (стальной лейнер + стекловолокно по всей поверхности лейнера);

е) композитный баллон (алюминиевый лейнер + базальтовое волокно по всей поверхности лейнера);

ж) состоящие из неметаллического лейнера, оболочки из композиционного материала на всей поверхности лейнера и металлических закладных элементов;

з) термопластовая оболочка, усиленная волокнистым материалом.

Композитные баллоны обладают безусловными преимуществами перед металлическими баллонами, так как обеспечивают:

- гарантийный срок эксплуатации более 10 лет;
- снижение массы в 2–7 раз;
- безопасность за счет безосколочного механизма разрушения баллонов, при котором при сверхпредельных нагрузках он только теряет герметичность без разрыва оболочки и осколков;
- высокие коррозионная и химическая стойкость, термостойкость и огнестойкость баллонов;
- стойкость к механическим повреждениям и воздействию открытого пламени;
- максимально реализуются прочностные характеристики композитных материалов;
- обеспечение числа нагружений (зарядка-сброс) – более 15000 циклов;
- не требуется переосвидетельствование в течение срока службы;

В металлических баллонах и композитных баллонах с металлическим лейнером существует вероятность внутренней коррозии, так как в газе всегда содержится некоторое количество влаги. При использовании баллона с пластиковым лейнером такая вероятность полностью исключена.

Недостатками любого композитного баллона в сравнении с цельнометаллическим баллоном являются:

- меньшая стойкость к ударным нагрузкам;
- высокая себестоимость (дороговизна оборудования, сырья, трудоемкость технологического процесса);

Оригинальные конструкторско-технологические решения, положенные авторами проекта в основу создания герметичной полиэтиленовой оболочки, усиленной стекловолокном (или органоволокном), позволили снизить массу баллонов в 5 раз, повысить коррозионную стойкость, устойчивость к воздействию агрессивных сред, пожарную и взрывобезопасность и гарантировать безосколочность разрушения. Достигнута циклическая долговечность – до 70000 циклов нагружения, коэффициент запаса прочности после проведения циклических испытаний - не менее 2,6, рабочий интервал температур - от минус 40 °С до плюс 80 °С, срок службы - не менее 10 лет.

Выбрана технология изготовления композитных баллонов методом непрерывной намотки, использующая процессы наноструктурирования полимерных связующих, модифицированных наноразмерными материалами (ультрадисперсные и наноразмерные алмазы, нанотрубки, наносферы и др.), ориентированная на высокую автоматизацию и компьютеризацию технологического процесса.

Конструкторская проработка автомобилей Лада последних моделей (LADA «PRIORA») позволила решить ряд проблем по компоновке оригинального газового оборудования, производство и оснащение которого определяет её назначение. Система газового оборудования представленного следующими элементами:

- два композитных баллона высокого давления с вентилем в сборе;

- модуль редуктора высокого давления с кронштейном в сборе;
- газовая рампа в сборе;
- контроллер ЭСУД;
- устройство заправочное в сборе;
- шланги и трубопроводы;
- хомуты крепления баллонов;
- переключатель вида топлива.

Модернизация предусматривает определенный объем изменений по конструкции автомобиля. На первом этапе внедрения двухтопливной системы при норме токсичности ЕВРО-4 предполагаются следующие конструктивные изменения:

- изменение ниши запасного колеса;
- изменение рамки лючка наливной горловины;
- изменение арки наружной;
- изменение геометрии наливной трубы;
- изменение трубы и кронштейнов подвески основного глушителя;
- изменение коврика багажника;
- изменения по жгутам проводов;
- калибровочные работы ЭСУД по газовой составляющей.

На втором этапе при внедрении нормы токсичности ЕВРО-5 предполагаются освоение бензобака емкостью 15 л и калибровочные работы ЭСУД по газовой составляющей.

Таблица 1. Техничко-экономические характеристики автомобиля LADA «PRIORA»

Параметр	21703/21713/21723 бензиновый	21709/21719 двухтопливный
Объем бензобака, л/запас хода на одной заправке, км	42/585	42/585
Объем газовых баллонов, л/запас хода на одной заправке, км	0	90/300
Суммарный запас хода на одной заправке, км	585	885
Объем багажника, л/уменьшение в %	430/0	385/11%
Увеличение массы автомобиля, кг	0	60
Двигатель	ВАЗ-21126, 1,6 л, 16 кл.? Е-газ	
- тип топлива	Бензин	Природный газ
- мощность, кВт/об/мин	72/5600	68/5200
- крутящий момент, Нм при об/мин	145/4000	130/3600
Максимальная скорость, км/ч	183	175
Время разгона до 100 км/ч, с	11,5	12,5

Примерная стоимость модификации автомобиля типа LADA PRIORA, определяющая доплату потребителя, составляет 39 тыс.руб. Экономия на 100 км пробега при использовании в качестве топлива метана составляет 176 руб.

Таблица 2. Соотношение разницы в ценах на природный газ высокого давления и другие виды топлива

Расчетный показатель	Бензин л	Метан, м³	Пропан-бутан (летняя смесь), л	Пропан-бутан (зимняя смесь), л
Бензин, 1л	-	0,83	1,19	1,25
Расход на 100 км, л	10	8	11-12	13-14
Цена топлива (средняя), руб. (на апрель 2010 г)	24	8	12	12
Условная стоимость 100 км пробега, руб.	240	64	132	130

Значительное снижение массы газового оборудования за счет применения композитных баллонов высокого давления при использовании отечественного органического армирующего волокна Армос, эпоксифенольного связующего, модифицированного наноразмерными структурирующими агентами, снижает условную стоимость 100 км пробега, а, следовательно, срок окупаемости затрат потребителя.

Литература:

1. Газобаллонное оборудование для транспортных средств, использующих газ в качестве моторного топлива. Стандарт отрасли : ОСТ37-001-653-99 - Введ. 1991-30 -12. - М.: Изд-во стандартов, 2000. - IV, 16 с.: ил.

2. Баллоны стальные бесшовные большого объема для газов на давление меньше 25 МПа. Технические условия : ГОСТ 9731-79 - Введ. 1981-01 -01. - М.: Изд-во стандартов, 1981. - IV, 16 с.: ил.

3. Баллоны высокого давления для сжатого природного газа, используемого в качестве моторного топлива на автомобильных транспортных средствах. Общие технические условия: ГОСТ Р 51753-2001- Введ. 2001-29-05. - М.: Изд-во стандартов, 2001. - III, 20 с.: ил.

4. Рубан А.Г. Анализ характеристик баллонов высокого давления для сжатых газов] / А. Г. Рубан // Технические газы. -2009. -№ 2. -А. 1-15.

ПРОГРАММНЫЙ КОМПЛЕКС ВПРЫСК ЧЕТВЕРТОГО ПОКОЛЕНИЯ

Грехов Л.В., Кулешов А.С., Фадеев Ю.М., Кулешов А.А. (Московский государственный университет им. Н.Э.Баумана)

ПК Впрыск описывает процесс подачи жидких топлив в напорных топливных системах и является инструментом исследования, проектирования, оптимизации топливных систем (ТС).

Разработка появилась в 1984 г., была написана на языке Фортран-4 и ориентирована на основные в то время ЭВМ типа ЕС (IBM), производимые в странах СЭВ. Эксплуатировалась при подаче в приемник пакета перфокарт, а затем и с формированием задания с удаленного монитора, связанного с ЭВМ высокочастотным кабелем. Для анализа систем уже в первой же версии предусматривалась организация численного эксперимента.

С 1986 г. программа была переведена на язык Фортран-77 и эксплуатировалась в диалоговом режиме на ЭВМ Электроника, СМ. Результаты представлялись псевдографике. С 1990 г. она использовалась при выполнении курсового проекта по Системам питания студентами 6 курса.

В 1993 начала эксплуатироваться значительно более удобная программа с сервисной оболочкой, обеспечивающей нормальную с точки зрения современного пользования работу. Сервисная оболочка функционировала как в ОС DOS, а позднее в Windows 3.6...97. Впервые был применен встроенный графический редактор схемы ТС на языке Assemble, написанный В.А.Светловым. Оболочка имела качественную графику, сервис диалога.

С 2009 введен в эксплуатацию ПК Впрыск четвертого поколения, ориентированный на PC со средами Windows-NT,XP,Vista. Получил дальнейшее развитие принцип “Usability” – удобства, дружелюбности по отношению к пользователю.

Нет перспектив у коммерческой программы для топливной системы одного типа. В ПК Впрыск 3-го поколения пользователь рисовал систему из примитивов, а программа распознавания обрабатывала схему и формировала данные для расчетного ядра. При всей привлекательности и общности такого подхода, он себя не оправдал. Пользователь мог рисовать невозможные для анализа схемы, бывали сбои в интерпретации схем, переусложнялись сервисные программы. В ПК 4-го поколения пользователю предлагается набор всех практически значимых схем, дальнейшая их детализация производится им путем исключения ненужного и уточнения вида элементов и конкретных технических решений в диалогах.

Здесь уместно сравнить ПК Впрыск с известными коммерческими программами того же назначения. Можно условно классифицировать их на три группы по способам генерации схемы ТС (табл.). В первой (Ricardo, AVL) пользователь собирает схему из мелких примитивов типа “узость, поворот, емкость”. Генерация одной ТС с обдумыванием и анализом ТС может занимать неделю, для малоопытного пользователя и более.

Во вторую группу можно условно отнести ПК AMESIM (Imagine Lab. ICE), Gamma Technol. (GT-SUITE). В них работа ведется с более крупными примитивами типа узлов или деталей ТС. Наконец, в ПК Впрыск, Bosch работа ведется с укрупненными составляющими типа устройства, узла (распылитель, насосная секция, кулачковый привод).

По нашему мнению, последний подход в наибольшей степени отвечает принципу Usability. Это доказывается многолетней практикой как использования в курсовом и дипломном проектировании студентами МГТУ, так и работой заводских специалистов. Применение таких крупных элементов схемы позволило перейти на технологию Впрыск-4 – предложения для выбора и уточнения готовых прототипов схем, обеспечивает быстрое освоение программы, но никак не наносит ущерба точности и необходимой детализации ТС и достоверности расчетов. Последнее обеспечивается не формальным многообразием возможностей, а наличием только необходимых детализаций, существование которых обязано формированию диалога специалистами, а не математиками-программистами.

С точки зрения организации работ в ПК можно отметить полезную преемственность с предыдущими версиями и новые возможности. Так, по-прежнему возможно одномерное, двумерное сканирование, многомерное с одним определяющим фактором, построение характеристик. Для многомерного анализа по числу факторов, больших 2, используется аппарат оптимизации одним из 14 возможных методов.

В целях решения конечной задачи – построения двигателя с заданными параметрами, например, экологическими, осуществляется взаимодействие с другим программным продуктом – Дизель-РК. Оптимизация рабочего процесса по заданным условиям – единственно научно обоснованный способ обоснования ряда оп-

ределяющих параметров ТС и ее важнейших показателей. Используется и обратная связь – получаемая в ПК Впрыск характеристика и другие показатели впрыскивания являются исходными данными для расчета рабочего процесса.

Совершенствование интерфейса 25 лет шло параллельно совершенствованию математических моделей. Потребности выполняемых работ для практики, изменяющиеся конструкции ТС, новые процессы и уровень показателей обуславливали новые подходы и усовершенствования расчетных методов. В табл. перечислены некоторые особенности математических моделей и известными отметками в различных ПК (к сожалению, на разные периоды времени).

К важнейшим достоинствам ПК Впрыск можно отнести использование для расчета аналитических и численных решений исходных уравнений (у каждого свои достоинства). При этом уникальной разработкой МГТУ является расчет гидравлического сопротивления для нестационарных потоков. Быстродействующие алгоритмы не замедляют счет, а гидродинамическое трение рассчитывается корректно (известные формулы для установившегося по длине и времени течений в трубе дают ошибку до порядка и более). Эти работы основываются на проведенном цикле тонких физических экспериментов.

Новые параметры ТС продиктовали необходимость учета неизотермичности в процессе подачи. Не теряют актуальность вопросы корректного учета двухфазного топлива. Учет газовой фазы производится на основе гипотезы и формальной процедуры по Астахову И.В.-Голубкову Л.Н., так и в рамках модели дисперсионной среды с переменными свойствами. В последнем случае производится учет гистерезиса при выделении - растворении газа.

Полезные приложения для промышленности имела организация решения сопряженной задачи топливоподачи и динамики привода ТНВД. Можно лишь сожалеть, что, несмотря на наличия такого вопроса в программе курса Динамика ДВС, выпускники ВУЗов России так и остаются в этом вопросе неосведомленными. Результат – фатальные ошибки при проектировании новых двигателей.

Внедрение ТС с электронным управлением обусловило необходимость разработок моделей быстродействующих электроприводов. К слову, по той же причине обострилась проблема расчета динамики привода из-за изъятия муфты опережения.

Сравнение пользовательского интерфейса и еще более, математических моделей, с аналогами (табл.) показывает, что им ПК Впрыск-4 не уступает, а по ряду позиций превосходит. Решающими достоинствами мы считаем относительная простота освоения и работы, быстродействие наряду с аппаратом исследования и оптимизации.

Разумеется, имеются по отношению к конкурирующим программам кажущиеся и реальные изъяны. К первым, например, можно отнести отсутствие 3D расчетов течения. Подобные модели и программы на кафедре ПД МГТУ разработаны (NSF-3), но здесь не применяются сознательно: расчет трехмерных течений по времени значительно превышает основную задачу. Таким образом, решение практических задач становится невозможным. В необходимых случаях (течении в конусах) это компенсируется полуэмпирическими методиками. К реальным недостаткам относятся более слабая проработка полезных “мелочей” сервиса, на сегодня – одноязычность, проигрыш в продвижении программы на рынке.

Ныне ПК функционирует в режиме удаленного пользования с сервером в МГТУ (см. другую статью). ПК передан для работы на ряд предприятий и ВУЗов России, является инструментальной базой при выполнении курсового проекта по

дисциплине Системы питания в МГТУ, применяется при выполнении договорных работ.

Литература:

1. Сайт <http://energy.power.bmstu.ru/e02/inject/i00rus.htm>
2. Иващенко Н.А., Вагнер В.А., Грехов Л.В. Моделирование процессов топливоподачи и проектирование топливной аппаратуры дизелей. – Барнаул-М.: Изд-во АлтГТУ им. И.И.Ползунова, 2002. – 166 с.

ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА ДЛЯ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ВПРЫСКИВАНИЯ БЕНЗИНА В ДВУХТАКТНЫЙ ДВИГАТЕЛЬ

Грехов Л.В., Потапов А.И. (Московский государственный университет им. Н.Э.Баумана)

В двигателях с искровым зажиганием наряду с традиционными системами подачи топлива во впускную систему, в последнее десятилетие, большое значение приобретают, системы непосредственного впрыскивания топлива в цилиндр. Ужесточение норм токсичности отработавших газов с введением в России экологического регламента для автомобильной техники ставит под сомнение возможность дальнейших разработок и производства двухтактных бензиновых двигателей с карбюратором. Радикальным средством снижения расхода бензина и токсичности отработанных газов, в первую очередь именно таких двигателей, является применение систем непосредственного впрыскивания топлива (СНВТ).

Существующие методики расчёта топливоподающей аппаратуры (ТПА) непосредственного действия по заданной характеристике впрыскивания для дизельного двухтактного двигателя позволяют получить весьма приблизительные расчётные данные для проектирования элементов бензиновой топливной аппаратуры. Также очевидно, что необходимое давление впрыскивания в бензиновом двигателе связано со специфическими условиями смесеобразования в нем. А это вносит существенные коррективы в конструкцию топливного насоса высокого давления и форсунки, для доводки ТПА используется компьютерная оптимизация ТПА.

Для оптимизации рабочего процесса и впрыскивания топлива бензинового двухтактного двигателя с кривошипно-камерной продувкой использовалась программа “ВПРЫСК”, разработанная в МГТУ им. Н.Э. Баумана. Это позволило оптимизировать параметры ТПА по критерию заданной характеристике впрыскивания.

Первичное определение основных размеров и параметров СНВТ на первом этапе (до компьютерной оптимизации) производилось с использованием следующих соотношений [1]:

1. Цикловая подача из условия обеспечения питания двигателя:

$$g_{ц} = \frac{G_T \tau}{120 n_{дв} i} = \frac{g_{e ном} \cdot N_{e ном} \tau}{120 \cdot n_{дв} \cdot i_{ц}}, \quad (1)$$

где $g_{e ном}$, $N_{e ном}$ – расход топлива и мощность на номинальном режиме; τ – тактность (2 или 4); $i_{ц}$ – число цилиндров; G_T – часовый расход топлива; $n_{дв}$ – частота вращения вала двигателя.

2. Цикловая подача и производительность ТНВД из условия его размерности:

$$Q^{max} = 0,25\pi \cdot d_{пл}^2 \cdot h_{акт} \cdot \eta \cdot i_{пл} \cdot n_{ТНВД}, \quad (2)$$

где $d_{пл}$ – диаметр плунжера; $h_{акт}$ – активный ход плунжера; $i_{пл}$ – число плунжеров; η – коэффициент подачи; $n_{ТНВД}$ – частота вращения вала насоса; ρ_T – плотность топлива.

3. Из формул (1) и (2) оцениваем базовый (реперный) размер насосной секции, т.е. диаметр плунжера:

$$d_{пл} = \sqrt{\frac{4g_{ц ном}}{\pi \cdot \rho \cdot \eta \cdot (h_{акт})_{ном}}} \quad (3)$$

На рис. 1 представлена трехмерная модель двухсекционного ТНВД, создаваемого для быстроходного двухцилиндрового двухтактного двигателя.

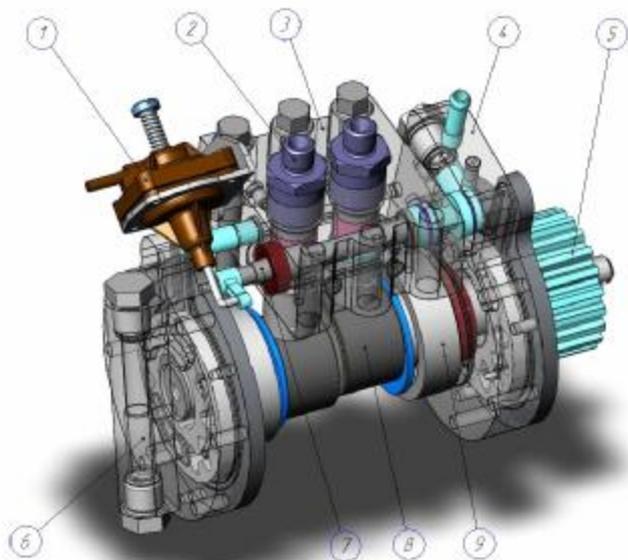


Рис. 1. Плунжерный ТНВД с регулированием цикловой подачи дросселированием на впуске:

- 1-мембранный всережимный регулятор;
- 2-нагнетательный клапан;
- 3-крышка насоса;
- 4-подкачивающий насос;
- 5-шків привода; 6-насос контура смазки; 7-ось дросселя; 8-эксцентриковый вал;
- 9-подшипник

4. Среднее давление впрыскивания, число и диаметр сопловых отверстий, продолжительность впрыскивания предварительно могут быть связаны очевидным балансовым соотношением

$$g_{ц} = i_c \cdot \mu_c f_c \cdot U_c \cdot \rho_T \cdot \Phi_{впр}^д \quad (4)$$

где i_c – число отверстий в форсунке; $\mu_c f_c$ – эффективная площадь соплового отверстия; $\Phi_{впр}^д$ – действительный угол впрыскивания; $U_c = \mu_c \sqrt{2(\bar{P}_{впр} - P_{цил})} / \rho_T$ – среднерасходная скорость истечения из сопла.

Последняя определяется с учетом реальной характеристики впрыскивания (рис.2). Она может быть получена обработкой экспериментальных данных, либо для любого режима – гидродинамическим расчетом ТПА.

5. Если применяется не сопловая форсунка, а клапанная, то дросселирующее (по-прежнему будем называть “сопловое”) сечение определяется как боковая поверхность усеченного конуса:

$$f_c = \pi \cdot x_{и} \cdot \sin \alpha \cdot (d_1 - x_{и} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha), \quad (5)$$

где d_1 – минимальный диаметр запорного конуса седла; α – полуугол при вершине запорного конуса клапана.

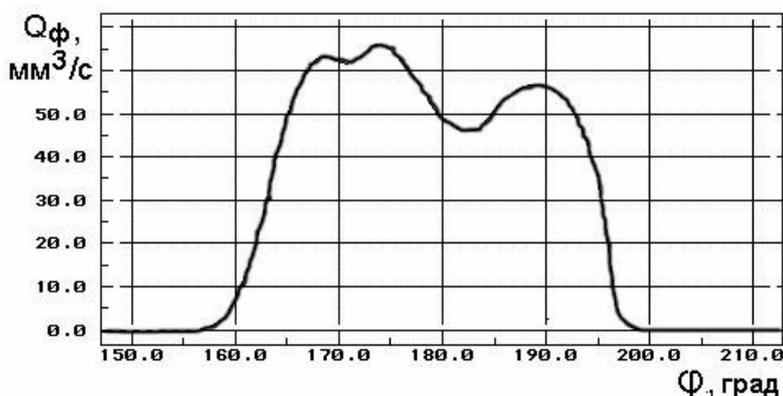


Рис. 2. Типичная характеристика впрыскивания СНВТ с клапанной форсункой и регулировании ТНВД дросселированием на всасывании

6. Форму гидравлической характеристики такой форсунки, отражающей ее поведение на различных режимах, можно определить из соотношения [2]:

$$Q_{\phi} = \mu \pi \sin \alpha (p_{\phi} - p_{\phi_0}) \left\{ \frac{d_{\text{кл}} - [(p_{\phi} - p_{\phi_0}) \sin \alpha \cos \alpha]}{b} \right\} \sqrt{\frac{2}{\rho_{\Gamma}} (p_{\phi} - p_{\text{цил}})}, \quad (6)$$

где p_{ϕ_0} – давление начала впрыскивания; $d_{\text{кл}}$ – диаметр запорного конуса клапана, $c_{\text{пр}}$ – жесткость пружины, $b = \frac{4c_{\text{пр}}}{\pi(d_{\text{кл}}^2 - d_1^2)}$ – приведенная жесткость пружины.

На рис. 3 представлен разрез разработанной форсунки.

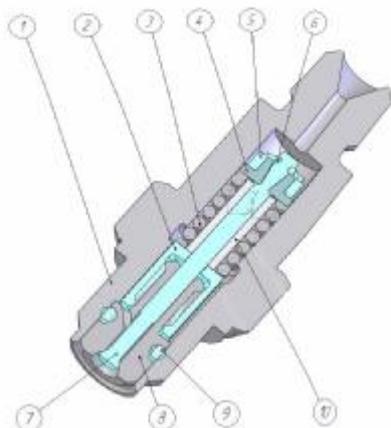


Рис. 3. Клапанная форсунка: 1- корпус форсунки; 2-гайка регулировочная; 3-пружина; 4- сухарь; 5-втулка; 6-фиксатор; 7-игла; 8-корпус распылителя; 9-кольцо уплотнительное; 10- втулка дистанционная

7. Длина трубопровода задана условиями компоновки и выбирается минимально возможной. Внутренний диаметр, также уточняемый в гидродинамическом расчете, первично оценивается из соображения допустимого гидравлического сопротивления:

$$d_{\text{тр}} = \sqrt{\frac{\xi_{\text{ц}} n_{\text{кул}}}{U_{\text{max}} \Phi_{\text{впр}}^{\text{д}} \rho_{\Gamma}} \cdot \frac{24}{\pi K_{\text{и}}}}, \quad (7)$$

где U_{max} – максимальная скорость в трубопроводе, рекомендуемая $U_{\text{max}}=50 \dots 80$ м/с; $K_{\text{и}}=0,66$.

Для двухтактного двигателя с системой непосредственного впрыскивания топлива с механическим регулированием цикловой подачи наиболее целесообразно использовать схему регулирования по разряжению во впускном трубопроводе двигателя: теоретически и рядом опытов установлено, что с достаточной точностью можно принять, что коэффициент наполнения η_v линейно зависит от величины $\Delta p_{\text{к}}$. Это подтверждается кривыми изменения величин η_v от $\Delta p_{\text{к}}$, построенными

для различных двигателей при различных числах оборотов вала [2]. Общая схема системы непосредственного впрыскивания, где цикловая подача топлива управляется дросселированием на впуске пневмомеханическим регулятором, может быть такой, как показано на рис. 1.

С использованием методик расчёта и программы оптимизации топливоподающей аппаратуры разработанных в МГТУ им. Н.Э. Баумана на ОАО «ДААЗ» уточнялись параметры топливной аппаратуры, и был изготовлен опытный образец ТПА непосредственного действия для двухтактного бензинового двигателя, подготовленный к моторным испытаниям. На рис. 4 показаны стендовые испытания клапанной форсунки.



Рис. 4. Развитие топливной струи клапанной форсунки в интервале давлений от 0,1 МПа до 0,4 МПа

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. Двигатели внутреннего сгорания: Системы поршневых и комбинированных двигателей / С.И.Ефимов, Н.А.Иващенко, В.И.Ивин и др. Под ред. А.С.Орлина, М.Г.Круглова. - 3 - е изд., перераб. и доп.- М.: Машиностроение, 1985. - 456 с.

ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ СЖИЖЕННЫМ УГЛЕВОДОРОДНЫМ ГАЗОМ НА ПЕРЕХОДНЫХ РЕЖИМАХ ДВИГАТЕЛЯ

Злотин Г. Н., Захаров Е. А., Белов А. В. (Волгоградский государственный технический университет)

Сжиженный углеводородный газ (СУГ) все шире используется в качестве моторного топлива для ДВС. В настоящее время наиболее современным типом аппаратуры для питания газом двигателей с внешним смесеобразованием и искровым зажиганием являются системы с распределенным впрыском, однако, по-прежнему на многие автомобили устанавливаются системы со смесителем, в который газ поступает из баллона через двухступенчатый редуктор. Такое газобаллонное оборудование (ГБО) не адаптируют, в полной мере, к конкретной модели двигателя. Это обстоятельство может негативно сказываться на характеристиках двигателя, особенно на переходных режимах, на которых в городских условиях эксплуатации значительную долю времени работают двигатели легковых автомобилей, маршрутных такси, малотоннажных грузовиков.

Адаптация ГБО к конкретной модели двигателя экспериментальным путем связана с большими временными и финансовыми затратами. В связи с этим практическое значение имеют математические модели, позволяющие оценивать и оптимизировать динамические характеристики системы питания двигателя сжиженным газом и конкретной модели двигателя.

тельное устройство – трубопровод подачи газа – вторая ступень редуктора – первая ступень редуктора. Наличие такой протяженной цепочки передачи управляющего воздействия на мембрану редуктора приводит к значительному отставанию изменения давления в конце цепи по отношению к начальному звену. Соответственно запаздывает обратная реакция системы, направленная на изменение расходных характеристик системы ГБО. Наиболее сильно данное обстоятельство проявляется при несоответствующем подборе ГБО по отношению к ДВС.

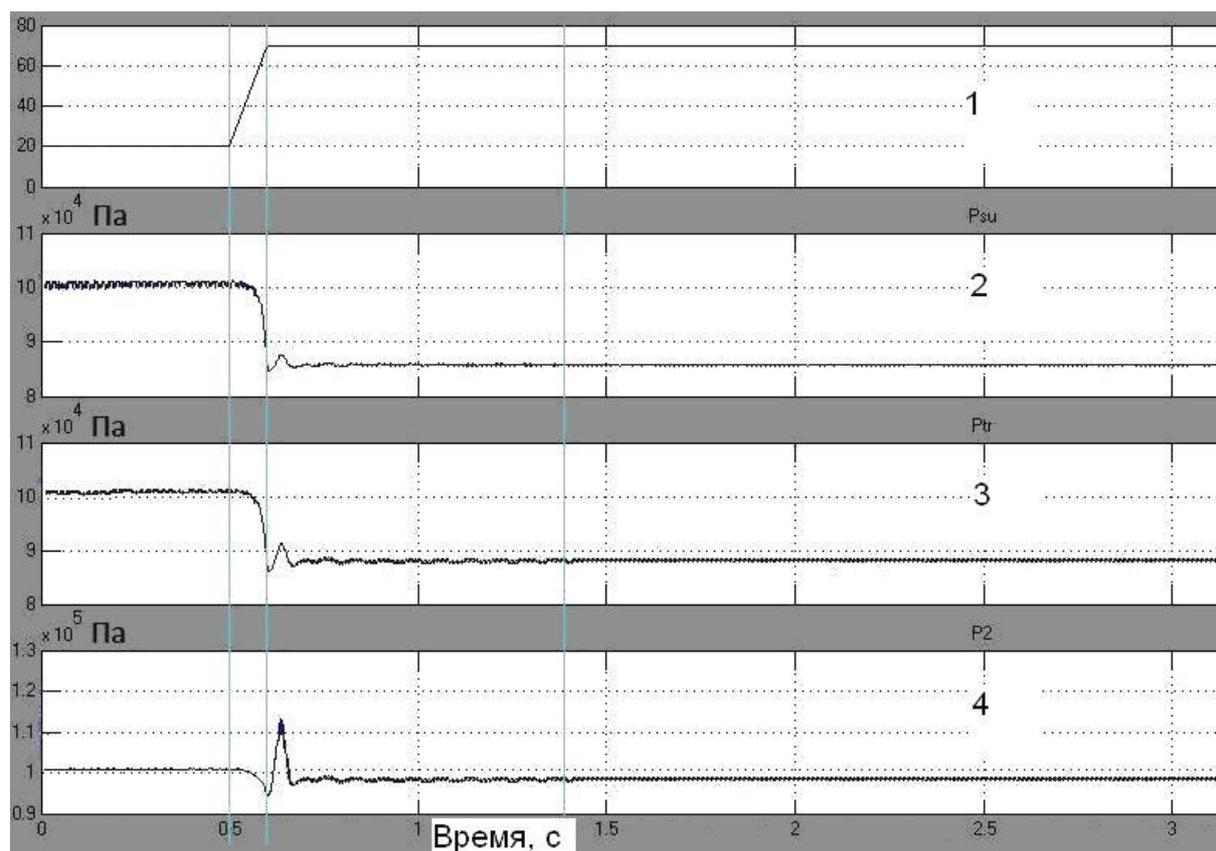


Рис. 2. Реакция редуктора на резкое открытие дроссельной заслонки от 20 до 70 % за 0,1 с.

Расчетами установлено, что наименьшее возможное время запаздывание реакции системы при изменении положения дроссельной заслонки составляет 0,1–0,3 с. Это соответствует 4–12 оборотам коленчатого вала при работе двигателя с частотой 2500 мин⁻¹. Указанное обстоятельство может привести к «провалам» в работе двигателя и, соответственно, отрицательно повлиять на динамику разгона.

Разработанная математическая модель системы питания ДВС сжиженным углеводородным газом может быть использована при подборе ГБО для конкретного двигателя с целью получения оптимальных расходных характеристик. Результаты расчетных исследований могут быть также применены для конструктивных изменений отдельных элементов ГБО.

Литература:

1. Математическая модель двухступенчатого газового редуктора при работе его на переходных режимах / Злотин Г. Н., Захаров Е. А., Белов А. В. // Известия ВолгГТУ. 2008, Т. 6, № 1, С. 41-45.

2. Экспериментальная установка для исследования переходных режимов двигателя ВАЗ-1111 при его работе на сжиженном нефтяном газе / Белов А.В., Захаров Е.А., Кузьмин А.В., Шумский С.Н.// Известия ВолгГТУ. 2007, Т. 8, № 2, С. 116-117.

НЕИСПОЛЬЗОВАННЫЕ ВОЗМОЖНОСТИ ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ НЕПОСРЕДСТВЕННОГО ДЕЙСТВИЯ

Крохотин Ю.М. (Воронежская государственная лесотехническая академия)

Известно, что топливные системы непосредственного действия (ТСНД) на некоторых режимах работают плохо. Особенно это касается тепловозных дизелей. При подачах соответствующих режиму холостого хода игла форсунки не доходит до упора и от цикла к циклу поднимается на разную высоту. Процесс топливоподачи и рабочий процесс дизеля нестабильны [1, 2], работа газодизелей сопровождается пропусками рабочих циклов [3]. Для подач топлива, соответствующих номинальному режиму, характерным недостатком являются самопроизвольные подпрыскивания топлива. По данным [4] наибольшая продолжительность подпрыскиваний топливной аппаратуры дизеля 10ДН20,7/2х25,4 наблюдается при $n = 850 \text{ мин}^{-1}$ и по количеству составляет 9...12 % от номинальной цикловой подачи. Попытки улучшить работу аппаратуры на одном из режимов приводили к ухудшению работы на других режимах.

Нам удалось разработать основные принципы, в соответствии с которыми работа ТСНД принципиально меняется. В целом, конструкция ТС осталась неизменной. Изменения коснулись лишь форсунки. Во-первых, форсунка стала электрогидравлической; во-вторых, форсунка имеет комбинированное запираение (в начале подъёма и в конце опускания – гидравлическое, в конце подъёма и начале опускания - гидромеханическое); в-третьих, форсунка снабжена перепускным клапаном, имеющим электромагнитный или пьезоэлектрический привод.

Клапан установлен между подыгольной и гидрозакорной камерами (рис. 1).

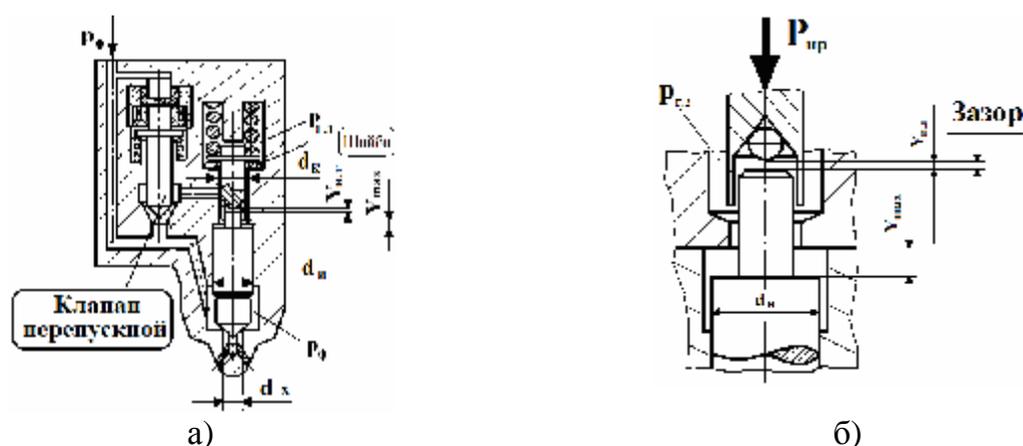


Рис. 1. Схема электрогидравлической форсунки, имеющей перепускной клапан и комбинированное запираение иглы: а – общая схема форсунки; б – положение иглы и штанги при гидравлическом запираении

Комбинированное запираение достигается установкой под штангу регулировочной шайбы необходимой толщины (рис. 1а). В начале подачи топлива штанга подвешена. Пружина не действует на иглу (рис. 1б). Величина остаточного давления в топливопроводе может быть относительно низкой (например, 5 МПа) или достаточно большой (10,0...40,0 МПа). В любом случае игла плотно прижата к запирающему конусу распылителя, так как сверху давление $p_{г.з}$ действует на всю площадь сечения прецизионной направляющей иглы, а снизу – лишь на дифференциальную площадку.

В начале подачи топлива перепускной клапан открыт, подыгольная камера составляет с гидрозапиряющей камерой единый объём (рис. 2а).

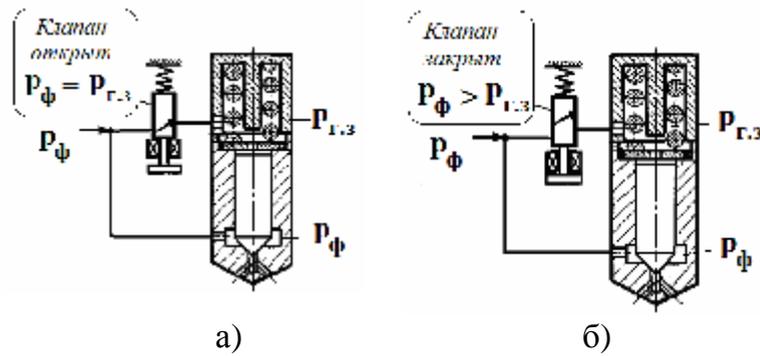


Рис. 2. Работа перепускного клапана:
а – положение клапана в начале подачи топлива;
б – положение клапана в начале впрыскивания топлива

Давление p_ϕ , создаваемое секцией ТНВД, увеличивается как под иглой, так и над иглой. Игла остаётся неподвижной. После того, как давление достигнет заданной величины, например, 30...50 МПа, перепускной клапан закрывается (рис. 2б). Давление под иглой продолжает увеличиваться, давление в гидрозапиряющей камере остается неизменным. Когда сила со стороны подыгольной камеры станет больше силы гидравлического запираения, игла начинает подниматься. В этом случае давление под иглой, определяемое давлением гидрозапиряения, равно 45...75 МПа. Таким образом, на проблемном режиме холостого хода можно получить давление начала подъёма иглы величиной 45 и более МПа.

Ускорение, с которым движется игла, определяется по зависимости (1):

$$\frac{d^2 Y_u}{dt^2} = \frac{K_{100}((f_u - f'_u)p_\phi + f'_u p_c - f_k p_{г.з.} - (f_u - f_k)p_{тор} - K_{101}(P_{пр.у} + C_{пр.у}(Y_u - Y_{у.э})))}{m_u + K_{101}(m_{н.у} + \frac{1}{3}m_{пр})}, \quad (1)$$

где K_{100}, K_{101} – ступенчатые функции, принимающие на разных этапах движения иглы значения 1 или 0; f_u – площадь сечения иглы форсунки по диаметру её прецизионной части; f'_u – площадь сечения иглы по посадочному диаметру; p_ϕ – давление в камере распылителя выше запирающего конуса; p_c – давление в сопловом канале распылителя (давления впрыскивания); f_k – площадь канала хвостовика иглы; $p_{г.з.}$ – давление топлива в гидрозапирной камере после закрытия клапана; $p_{тор}$ – давление над торцом иглы, контактировавшим с корпусом форсунки при максимальном подъёме иглы; $P_{пр.у}$ – усилие от предварительного сжатия пружины форсунки; $C_{пр.у}$ – жесткость пружины форсунки; Y_u – текущее значение перемещения иглы; $Y_{у.э}$ – ход иглы до подвижного упора; m_u – масса иглы форсунки; $m_{н.у}$ – масса подвижного упора; $m_{пр}$ – масса пружины.

В начале подъёма иглы на протяжении хода $Y_{и.г}$ $K_{100} = 1$, $K_{101} = 0$. Игла не встречает противодействие пружины и перемещается с максимальной скоростью.

После того как игла упрётся в штангу, ускорение движения иглы резко уменьшается (в формуле 1 $K_{101} = 1$). Уменьшение ускорения влечёт за собой уменьшение скорости dY/dt . Изменяя значения $P_{пр}$, $p_{г.з.}$, $Y_{и.г}$ можно получить трапецевидное, ступенчатое или двухразовое впрыскивание (рис. 3).

После того, как игла поднимется на полную высоту, торец иглы прижимается к корпусу форсунки и давление со стороны гидрозапиряющей камеры начинает действовать на меньшую площадь, определяемую диаметром d_k отверстия под хвостовик распылителя (рис. 4).

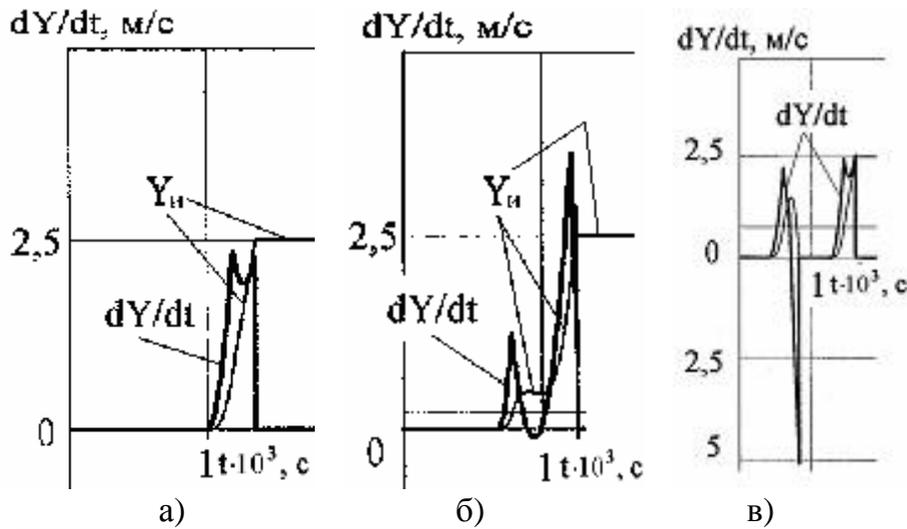


Рис. 3. Характер движения иглы в зависимости от значений регулируемых параметров:
 а – единичное впрыскивание;
 б – ступенчатое впрыскивание;
 в – двухразовое впрыскивание.

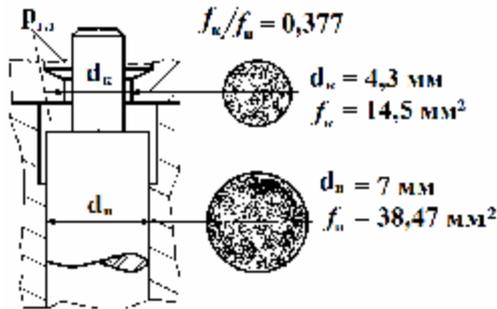


Рис. 4. Уменьшение рабочей площади иглы после её подъёма на максимальную высоту.

Для форсунок дизелей 6(8)ЧН21/21 $d_k = 4,3\text{мм}$, а $f_k = 14,5\text{ мм}^2$. При таких размерах игла находится на верхнем упоре даже в случае $p_\phi = p_{\phi \text{ max}}$, то есть после того как игла поднялась на полную высоту, перепускной клапан можно открывать. Когда клапан открыт, давление в полости пружины ($p_{г.з}$) равно давлению под иглой (p_ϕ).

После того как в секции ТНВД наступит отсечка, давление в единой полости – подыгольная камера + гидрозапирающая камера – начинает уменьшаться до давления начала опускания иглы ($p_{ф.н.о}$). У форсунки-прототипа при $P_{пр} = 660\text{ Н}$ давление начала опускания иглы ($p_{ф.н.о}$) равно 20,6 МПа. В новой топливной системе на иглу сверху давит как пружина, так и высокое давление топлива. Для неё давление начала опускания иглы равно 40 МПа. В начале движения игла опускается при гидромеханическом запирании. После того, как подвижный упор сядет на своё посадочное место, игла опускается под действием давления топлива со стороны гидрозапирающей камеры (гидравлическое запираение). Давление под иглой в момент посадки иглы на запирающий конус равно 38 МПа. Посадка иглы при столь высоком давлении обеспечивает качественное распыливание топлива в конце впрыскивания, когда условия смесеобразования наиболее затруднены.

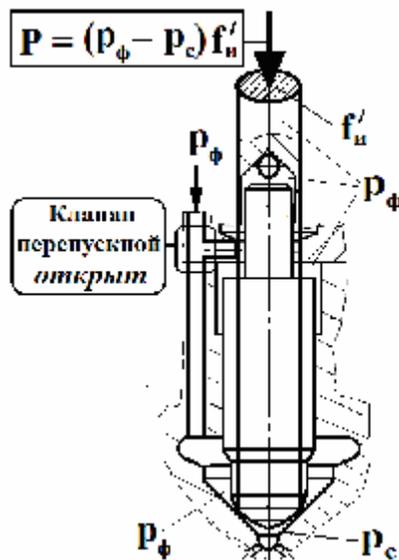


Рис. 5. Предпосылки для посадки иглы без подвпрыскиваний топлива

После посадки иглы давление в гидрозапирающей камере остаётся равным давлению под иглой выше сечения по запирающему конусу. Но сверху давление p_ϕ действует на всю площадь сечения прецизионной направляющей иглы (f_u), а снизу – лишь на дифференциальную площадку (f_u / f_u'). В целом иглу к запирающему конусу прижимает сила $P = (p_\phi /$

$p_c) f_u'$. Чем больше амплитуда колебаний давления p_ϕ за счёт волнового процесса, тем больше сила давления p_ϕ , больше сила P и плотнее посадка иглы. Подпрыскивания топлива невозможны (рис. 5).

Топливные системы непосредственного действия ещё далеко не изжили себя. Модернизация ТСНД по методу, предложенному в данной статье, позволит вывести их на уровень, сопоставимый с известными системами Common Rail или ТС с насос-форсунками, имеющими микропроцессорное управление.

Литература

1. Вейнблат М.Х., Корж С.А. Поиск причин аномалий процесса топливоподачи дизелей ДМ-21 (6ЧН21/21 и 8ЧН21/21) // Двигателестроение. 1991. № 1. С. 18-21.

2. Вейнблат М.Х., Федякин П.А. Снижение дымности отработавших газов форсированного дизеля на режимах холостого хода // Двигателестроение. - 1990. № 11. С. 8-10.

3. Альтернативные виды топлива на подвижном составе железнодорожного транспорта/ Г. А. Фофанов, Д. Н. Григорович, А. С. Нестрахов //Труды ОАО «ВНИИЖТ». М.: Интекс. 2008. 144 с.

4. Топливные системы тепловозных дизелей. Ремонт, испытания, совершенствование/ Г. Б Федотов, Г. И. Левин. М.: Транспорт . 1983. - 192 с.

ПОЛУНАТУРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ КАК СРЕДСТВО РАЗРАБОТКИ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯМИ

Кузнецов А.Г. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Одним из основных направлений обеспечения высоких требований по экологии, экономичности и динамическим показателям двигателей транспортных установок является совершенствование систем автоматического управления (САУ), которое идёт по пути использования в структуре регуляторов электронных микропроцессорных устройств (контроллеров).

В современных условиях жёсткой конкуренции двигателестроительных предприятий сократились сроки выпуска новых образцов двигателей. Поэтому разработка системы управления проводится одновременно с созданием самого двигателя методами комбинированного расчётно-экспериментального исследования и проектирования. Разработка элементов САУ, таких как электронный блок, датчики, исполнительные устройства опережает создание двигателя. В этом случае целесообразно продолжать разработку и отладку системы управления методом полунатурного моделирования, сопрягая натурные устройства автоматики с динамической моделью двигателя, которая имитирует его функционирование в реальном времени. Полунатурное моделирование позволяет сократить сроки разработки двигателя и его систем, а также снизить стоимость процесса разработки и испытаний системы управления двигателем.

Для проведения цифрового полунатурного моделирования разрабатывается комплекс аппаратных и программных средств, образующих стенд полунатурного моделирования. В натурную часть стенда входят микропроцессорный контроллер, управляющее устройство, датчики и исполнительные устройства САУ дизеля. Цифровая компьютерная модель описывает динамические свойства комбинированного двигателя и транспортной установки.

Основной особенностью работы стенда полунатурного моделирования является обмен информацией между натурной и модельной частями стенда в реальном

времени. Для моделирования переходных процессов САУ в реальном времени необходимо согласование в фиксированные моменты времени натурной и модельной частей стенда. Периодичность обмена задаётся контроллером и составляет, обычно, интервал времени порядка миллисекунд. Проблема обеспечения обмена информацией между натурной и модельной частями стенда в реальном времени становится одной из основных и по сути определяет вид модели. За интервал времени между последовательными обменами информацией в модели должны быть определены все необходимые изменения параметров рабочего процесса энергетической установки. Поставленная цель достигается сочетанием в модели соотношений теории рабочих процессов комбинированных двигателей с эмпирической частью.

Средства полунатурного моделирования в виде модели и стенда были разработаны для энергетической установки тепловоза 2ТЭ116, включающей дизель и электрическую трансмиссию, в которой тяговый синхронный генератор через выпрямительную установку связан с тяговыми электродвигателями [1, 2].

Основу модели дизеля [3] составляют дифференциальные уравнения поршневой части, турбокомпрессора, впускного и выпускного трубопроводов. Изменения угловых скоростей вала дизеля и ротора турбокомпрессора описываются уравнениями динамического баланса механической энергии при вращении твердого тела. Изменения давлений воздуха во впускном трубопроводе и газов в выпускном трубопроводе описываются уравнениями динамического баланса расходов. Среди параметров рабочего процесса дизеля, входящих в дифференциальные уравнения, выделены коэффициенты, характеризующие отличие реальных рабочих процессов от теоретических, и величины, определение которых требует значительного времени при расчётах: индикаторный КПД дизеля, коэффициент наполнения, адиабатический КПД компрессора, эффективный КПД турбины, цикловая подача топлива, температуры воздуха и газов, расходы воздуха и газов через компрессор и турбину. Для достижения высокой скорости расчёта эти параметры заданы в виде функциональных зависимостей от других (первичных) параметров. Значения коэффициента избытка воздуха, расходов воздуха и топлива через дизель, моментов дизеля, компрессора и турбины определяются по соотношениям теории рабочих процессов комбинированных двигателей.

Функциональные зависимости между параметрами рабочего процесса комбинированного дизеля заданы в виде полиномов, коэффициенты которых определялись методом наименьших квадратов. Подбор вида полиномов осуществлялся, исходя из физической картины рабочего процесса комбинированного двигателя, по критерию высокой точности приближения при возможно более простой структуре полиномов.

Стенд для полунатурного моделирования состоит из натурной части, компьютерной части и устройства их сопряжения (рис. 1). Основным элементом натурной части стенда является электронный блок (ЭБ, или микроконтроллер) регулятора. К микроконтроллеру могут быть подключены устройство управления энергетической установкой (УУ), часть реальных датчиков (Д), исполнительное устройство регулятора (ИУ).

Для связи натурной и компьютерной частей стенда используется специальное устройство сопряжения, которое преобразует вид регулирующих сигналов и сигналов датчиков. Коды сигналов датчиков на выходе компьютерной части стенда преобразуются в физическую форму, которая соответствует виду выходных сигналов реальных датчиков с характерными диапазонами изменения их параметров. Для регулирующих сигналов, вырабатываемых контроллером, осуществляется об-

ратное преобразование – из физической формы в код. Цикл программы устройства сопряжения производит постоянный опрос входных параметров через драйверы устройств ввода. При запросе информации по одному из интерфейсов компьютера в цикле программы формируется ответный пакет данных и передается соответствующему драйверу устройств вывода.

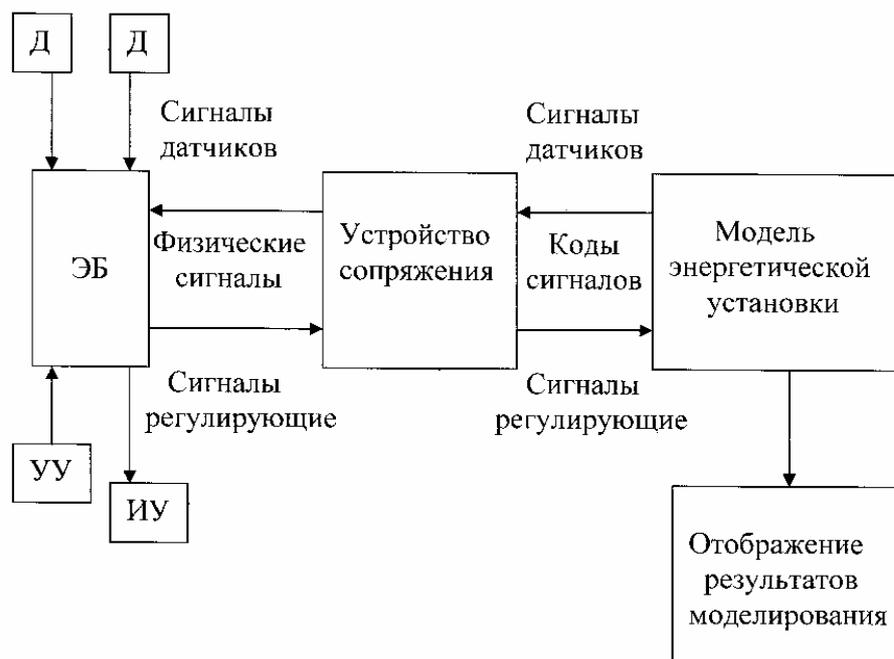


Рис. 1. Стенд полунатурного моделирования

На разработанном стенде проведено полунатурное моделирование динамических режимов энергетической установки тепловоза 2ТЭ116. Целями моделирования являлись: проверка функционирования стенда, проверка адекватности динамических моделей комбинированного дизеля и энергетической установки тепловоза, исследование влияния настроек регулятора на качество процессов управления энергетической установкой тепловоза.

В качестве примера на рис. 2 приведены полученные в результате полунатурного моделирования процессы при следующей программе задания позиций контроллера машиниста (КМ) тепловоза: последовательный перевод КМ на позиции $N=1-2-3-4-5-6-7-8-9-10-11-12$ с работой на каждой промежуточной позиции в течение десяти секунд и последовательное возвращение на позицию $N=1$. Здесь: n_d и n_t – частоты вращения вала дизеля и ротора турбокомпрессора, h – положение рейки топливных насосов, p_k – избыточное давление наддува, U_r и I_r – напряжение и ток тягового генератора. Сравнение результатов полунатурного моделирования с аналогичными экспериментальными данными подтвердило работоспособность разработанного стенда с заложенными в него математическими моделями. Было проведено полунатурное моделирование динамических режимов комбинированного дизеля и энергетической установки тепловоза 2ТЭ116 в широком диапазоне изменения режимов работы установки и настроек САУ.

Стенд полунатурного моделирования реализован на базе программируемых устройств, что обеспечивает гибкость структуры стенда и возможность его программной перенастройки на различные типы энергетических и других промышленных установок. При создании соответствующих динамических моделей разработанный базовый вариант стенда может быть адаптирован для полунатурного

моделирования в реальном времени установившихся и динамических режимов работы технических устройств широкого назначения.

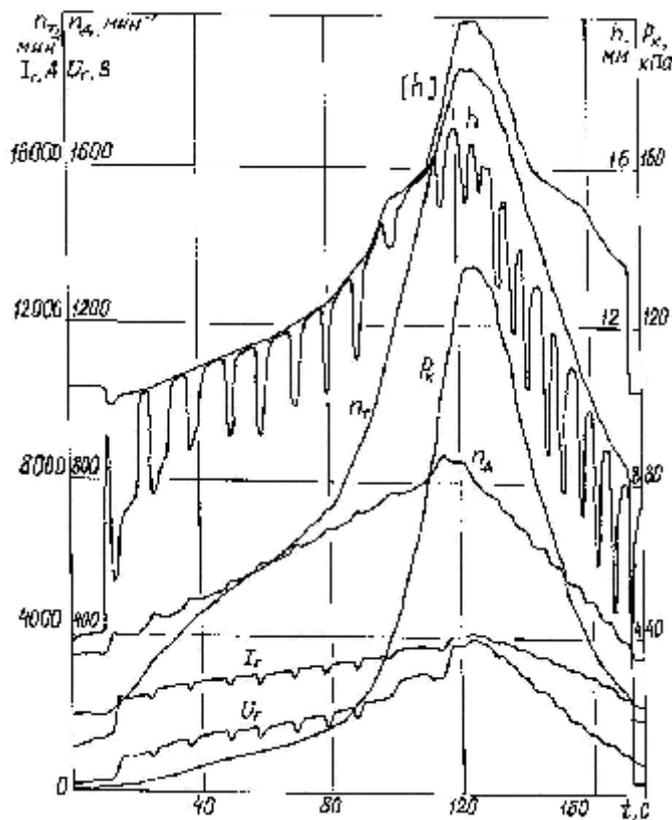


Рис. 2. Процесс управления тепло-
возом

Литература.

1. Кузнецов А.Г. Стенд полунатурного моделирования динамических режимов энергетических установок с дизелями // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2008. № 4. С. 25-29.
2. Кузнецов А.Г. Динамическая модель энергетической установки тепловоза // Вестник МГТУ. Машиностроение. 2009. № 3. С. 49-56.
3. Кузнецов А.Г. Динамическая модель дизеля // Автомобильная промышленность. 2010. № 2. С. 30-33.

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЙ МОТОРНЫЙ КОМПЛЕКС С СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ ТИПА «COMMON RAIL» ДЛЯ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ РАЗМЕРНОСТЬЮ D/S=13/14

Кулманаков С.П., Шашев А.В., Яковлев С.В., Кулманаков С.С. (Алтайский государственный технический университет им.И.И.Ползунова)

Одним из решений энергетических и экологических проблем в дизелестроение это обеспечение высокоэффективных способов смесеобразования и сгорания, с использованием системы топливоподачи повышенного давления типа «Common Rail» и с применением в качестве топлива как традиционного нефтяного, так и биотоплива.

Недостаточная достоверная информация о физических особенностях, протекающих процессов в цилиндре двигателя и недостатки математического описания процессов с данной системой топливоподачи, не позволяют составить полную оценку влияния системы топливоподачи «Common Rail» на рабочий процесс двигателя. На данный момент в Российской Федерации производство дизелей с собственной системой топливоподачи «Common Rail» отсутствует, используются зарубежные разработки топливной системы, не полностью адаптированные к особенностям двигателя.

На кафедре ДВС АлтГТУ им. И.И. Ползунова создан экспериментально-исследовательский комплекс на базе исследовательской одноцилиндровой установки УК-2, оснащенной системой топливоподачи «Common Rail» отечественной разработки, общий вид которой представлен на рисунке 1.

В качестве базового дизельного двигателя для экспериментального комплекса был использован исследовательский одноцилиндровый отсек УК-2. Двигатель УК-2 представляет собой одноцилиндровый отсек одного из самых распространенных типов двигателей – дизеля серии Д-440 и Д-460 размерностью D/S=130/140 производства ОАО «ПО АМЗ», который по деталям цилиндропоршневой группы, распылителям форсунок и многим деталям механизма газораспределения унифицирован с автомобильными двигателями ЯМЗ-236, ЯМЗ-238 и ЯМЗ-240. Одноцилиндровый отсек УК-2 предназначен для проведения научно-исследовательских и опытно-конструкторских работ с целью изучения рабочего процесса. Применение данной моторной установки позволяет в широком диапазоне изменять регулировочные и конструктивные параметры, что облегчает проведение научных исследований. Для исследования рабочего процесса и сравнительного анализа параметров рабочего процесса при испытаниях двигатель может комплектоваться двух- и четырехклапанными головками цилиндра и соответствующими поршнями с различным расположением камеры сгорания. Для двухклапанной головки предусматривается поршень со смещенной от центральной оси камерой сгорания типа ЯМЗ. Для четырехклапанной головки предусматривается поршень с центральным расположением камеры сгорания.

Гидравлическая часть системы «Common Rail» включает: топливный насос высокого давления (ТНВД), гидравлический аккумулятор, электрогидравлическую форсунку и топливопроводы высокого давления. Данные узлы и агрегаты производства ЗАО АЗПИ (г.Барнаул). Разработанный ЗАО «Алтайский завод прецизионных изделий» топливный насос высокого давления предназначен для многоцилиндровых автотракторных двигателей и для одноцилиндрового двигателя УК-2 оказывается «переразмеренным», т.е. обладает значительно большей производительностью и требует значительной мощности для привода. В связи с этим был использован насос высокого давления со встроенным топливоподкачивающим насосом и регулятором производства фирмы BOSCH CR/CP3S3/L90/20-289S предназначенный для легковых и легких коммерческих автомобилей. Установленный в экспериментальном комплексе ТНВД, снабжен автономным приводом от электродвигателя с изменяемой частотой вращения, что позволяет обеспечить независимость режимов ДВС и ТНВД, а также автономное использование ТНВД при других исследованиях.

В аккумуляторе производства ЗАО АЗПИ установлен датчик давления и редукционный клапан. На внешней поверхности смонтированы входной и выходной патрубки высокого давления и выход патрубка низкого давления. Характеристикой системы является создание давления впрыска, которое не зависит от частоты вращения двигателя и цикловой подачи.

Выбор параметров аккумулятора давления преследует компромисс, посредством большого объема обеспечить как можно большую накопительную способность и способность демпфировать колебания, чтобы, с одной стороны, сохранять давление в аккумуляторе постоянным, а с другой стороны, динамично реагировать на изменения величины давления в аккумуляторе от заданного режима. Например, при запуске двигателя или в условиях динамичной смены нагрузки, когда в зависимости от нагрузки требуется высокая скорость изменения давления, тогда для этого необходим минимальный объем аккумулятора. С помощью моделирования всей системы в характерных точках нагрузки и контроля на гидравлических испытательных стендах определяют минимальный требуемый объем аккумулятора как функцию основного впрыска при заданной конфигурации двигателя. Тем самым

часто фактический объем аккумулятора больше минимального функционального объема, не оказывая при этом заметного влияния на требования к динамике процесса изменения давления. На выходе из аккумулятора установлены демпфирующие дроссели, которые обеспечивают демпфирование отраженных волн в пространстве между аккумулятором и форсунками. С функциональной точки зрения дроссели служат уменьшению нагрузки насоса и форсунок, а также демпфирования колебаний давления в магистралях, которые при многократном впрыске могут снизить качество дозирования.

Начало впрыска, продолжительность и цикловая подача управляются подаваемым на форсунку электрическим сигналом. Используемая в комплексе форсунка типа «1790» производства ООО АЗПИ является форсункой с электрогидравлическим управлением типа Bosch.

Исходная информация для сигнала форсунки обеспечивается соответствующими датчиками. Датчики регистрируют рабочие параметры (частота вращения, температура, давление и т.д.) и задаваемые величины (положение педали газа). Датчики и исполнительные механизмы обеспечивают взаимодействие и обмен информацией между различными системами двигателя и электронным блоком, объединяя их в единую систему обработки данных и управления.

Основу электрической части составляет блок управления M240 производства фирмы ООО АБИТ.

Система управления дизельным двигателем M240 (далее СУДД M240) предназначена для преобразования и обработки первичной информации, поступающей от датчиков, реализации алгоритмов управления и диагностики компонентов системы, формирования сигналов управления исполнительными механизмами, запоминания кодов неисправностей, поддержки диагностического канала обмена данными с диагностической аппаратурой дизельных двигателей с системой топливоподачи «Common Rail». Управляющая программа состоит из отдельных блоков, позволяющих менять значения параметров ДВС на различных режимах работы.

Программа обеспечивает следующие режимы работы:

- обеспечение работы ДВС на различных режимах;
- программирование основных показателей режимов работы в зависимости от режима;
- запись основных показателей ДВС во время работы – режим осциллографа;
- оперативное изменение параметров двигателя во время работы;
- сохранение изменения регулировок в ПЗУ и в файле;
- передачу данных для записи в ПЗУ из файла;
- просмотр осциллограмм быстропротекающих процессов.

В ходе экспериментов индицирование показателей рабочего процесса и топливоподачи дизеля, их последующая обработка проводится с помощью компьютерного комплекса Н-2000 и набора соответствующих датчиков и усилителей.

Давление внутри цилиндра регистрируется с помощью оборудования фирмы Kistler (пьезодатчик и пьезоусилитель). Для синхронизации полученных данных с положением поршня используется датчик положения коленчатого вала.

В качестве программного обеспечения (ПО) для комплекса Н-2000 используется пакет «АСТest». Программное обеспечение комплекса позволяет осуществлять настройку сценариев эксперимента, хранение и поиск нужного сценария в базе данных, проводить измерения в реальном масштабе времени с одновременной архивацией и визуализацией экспериментальных данных, просматривать и анализировать результаты. В реальном масштабе времени производится первичная ма-

тематическая обработка и допусковый контроль значений измеряемых параметров. Предусмотрена возможность масштабирования и прокрутки графиков.

Обработка индикаторных диаграмм осуществлялась по методу ЦНИДИ и методу анализа индикаторного КПД Матиевского Д.Д., с помощью программы, разработанной на кафедре ДВС Алтайского государственного технического университета.

Выхлопная система установки оснащена газоотводящими устройствами для отбора и анализа отработавших газов на дымность и содержание токсичных компонентов. Анализ отработавших газов проводится с помощью лабораторного газоанализатора QUINTOX – 9106, а замер дымности с помощью дымомера Bosch.

Также проводилось специальные исследования - оптическая регистрация процесса топливоподачи с помощью скоростных фото- и видеокамеры «Видео-Спринт» системы VS-СТТ-285/Х/Е-2001/М, производства ЗАО «НПК ВИДЕОСКАН». Первый этап исследований структуры факела распыленного топлива проводится с помощью экспериментального комплекса для оптического контроля дисперсного состава и пространственно-временных характеристик при атмосферном давлении. Для последующих этапов экспериментальных работ разработан и изготовлен комплекс для оптических исследований характеристик и динамики развития топливного факела при наличии противодействия, на основе бомбы постоянного объема я.

Изготовленный экспериментальный комплекс топливоподачи «Common Rail» с повышенным давлением впрыска топлива, позволяет обеспечить изменение давления впрыска до 180 МПа в широком диапазоне опережения угла опережения впрыска и формирования характеристик впрыска с несколькими импульсами (до двух пилотных, основной и последующей).

Использование комплекса позволяет оценить работу дизеля по показателям мощности, экономичности, вредным выбросам, проанализировать тепловыделение и эффективность использования теплоты в рабочем цикле при изменении давления впрыска топлива, закона топливоподачи, нагрузки.



Рис. 1. Общий вид экспериментально-исследовательского комплекса

Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Литература:

1. Экспериментальный комплекс с системой топливоподачи «Common Rail» / С.П.Кулманаков, А.В.Шашев, С.В.Яковлев, С.С.Кулманаков, В.А.Казанцев //

2. Пат. 2347626 РФ, МПК⁷ В 05 В 12/08. Оптический способ определения качества распыливания жидкости распылителем [Текст] / Евстигнеев В.В., Еськов А.В., Зрюмов Е.А. и др.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО "АлтГТУ им. И.И. Ползунова" (Алт). – № 2007134776/12; опубл. 27.02.2009, Бюл. №6. – 8 с. : ил.

3. Пат. 2183509 РФ, МПК⁷ G 01 P 5/18. Способ определения качества распыливания жидкости распылителем [Текст] / Гуляев П.Ю., Еськов А.В., Евстигнеев В.В. и др.; заявитель и патентообладатель ГОУ ВПО АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – №2001108025/12; опубл. 20.06.02, Бюл. №17 (II ч.). – 3 с. : ил.

СРАВНИТЕЛЬНЫЙ АНАЛИЗ ПАРАМЕТРОВ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ 1С 13/14 С СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ ТИПА «COMMON RAIL» И СО ШТАТНОЙ ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРОЙ.

Кулманакон С.П., Шашев А.В., Яковлев С.В., Кулманакон С.С., (Алтайский государственный технический университет им.И.И.Ползунова)
Дробышев О.В. (ЗАО «Алтайский завод прецизионных изделий»)

В настоящее время для повышения экономических и экологических характеристик для дизельных двигателей используют системы топливоподачи повышенного давления. Наиболее широко применяется система питания типа «Common Rail».

Повышение давления до 160 – 180 МПа приводит к значительным изменениям процесса смесеобразования и сгорания. Экспериментальные исследования проведенные на кафедре ДВС в Алтайском государственном техническом университете позволили выявить различия рабочего процесса на установке, оснащенной системой «Common Rail» (CR) и штатной топливоподающей аппаратурой.

В качестве примера приведено сравнение параметров рабочего процесса дизельного двигателя, работающего на частичном режиме ($P_i = 0,44$ МПа при $n=1750$ мин⁻¹). Проведение анализа данных полученных при индицировании показало следующее.

При рассмотрении процесса сгорания в дизельном двигателе, выделяют:

1. фазу подготовки к процессу сгорания – период индукции, который длится от момента начала подачи до момента воспламенения топлива в цилиндре двигателя, фиксируемого отрывом кривой изменения давления от линии сжатия;
2. фазу быстрого сгорания – период, ограниченный моментом начала сгорания и моментом достижения давления внутри цилиндра максимума;
3. фазу медленного (диффузионного) сгорания – период, находящийся между точкой максимального давления и точкой достижения максимальной температуры цикла;
4. фазу последующего догорания на линии расширения.

Для системы «Common Rail» вследствие уменьшения размера капель, более лучшего использования воздушного заряда наблюдается уменьшение периода задержки воспламенения. При одинаковом начале угла топливоподачи отрыв линии сгорания от линии чистого сжатия для системы CR наблюдается раньше на 1-2° п.к.в., при этом в фазе задержки самовоспламенения происходит снижение скорости изменения давления по сравнению с штатной системой (рис.1). Сравнивая графики изменения температуры, можно увидеть, что для системы CR происходит

снижение температуры в цилиндре за счет более развитой площади теплообмена топливного факела.

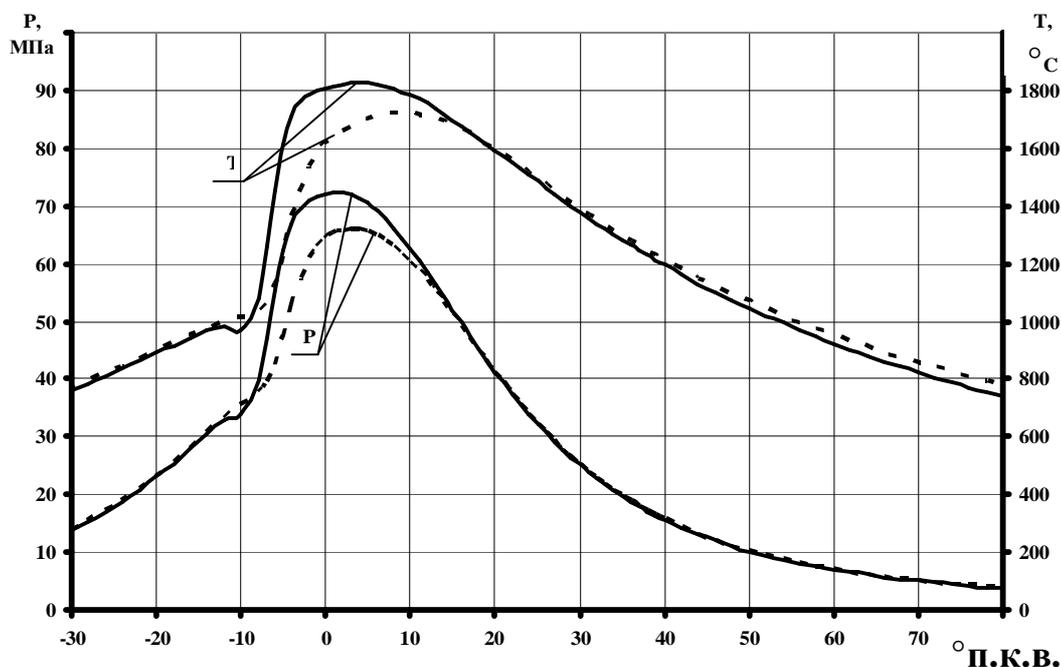


Рисунок – 1 Графики изменения давления и температуры в цилиндре двигателя: - - - ШТПА, — система топливоподачи Common Rail

Фаза быстрого сгорания характеризуется высокой скоростью нарастания давления, определяющей жесткость рабочего процесса дизеля. При проведении испытаний было отмечено, что при работе с системой топливоподачи CR (без «пилотной» порции), «жесткость» процесса увеличивается в 1,7 раза (9,31 МПа/град против 5,66 МПа/град). Это связано с интенсификацией процессов топливоподачи и смесеобразования, при этом количество топливо-воздушной смеси, подготовленной к самовоспламенению, оказывается больше чем случае работы двигателя со штатной системой топливоподачи.

Соответственно это отражается на характере тепловыделения. На рисунке 2 изображены графики изменения скорости тепловыделения в процессе сгорания. Из приведенных данных видно, что процесс сгорания двигателя с системой топливоподачи Common Rail (CR), в начальной фазе, протекает с большими скоростями, по сравнению со штатной топливоподающей аппаратурой (ШТПА), чем и определяется большая жесткость процесса. При этом, доля тепла, выделившаяся в первой фазе сгорания, увеличивается с 0,756 для ШТПА до 0,875 для CR, что приводит к росту максимального давления и максимальной температуры цикла и их приближению к ВМТ.

Фаза диффузионного сгорания характеризуется гораздо меньшей интенсивностью (скорость тепловыделения уменьшается с 0,038 град⁻¹ до 0,024 град⁻¹) и долей теплоты. При этом общая продолжительность выделения теплоты уменьшается с 25 до 18° п.к.в.

При организации рабочего процесса дизельного двигателя стремятся к сокращению продолжительности ввода тепла в цикл, так как от этого зависит экономичность процесса преобразования тепла, выделившегося в процессе сгорания топлива в работу газов. Сравнивая продолжительность тепловыделения, можно сделать вывод, что двигатель с системой топливоподачи CR позволяет улучшить экономичность с точки зрения термодинамики.

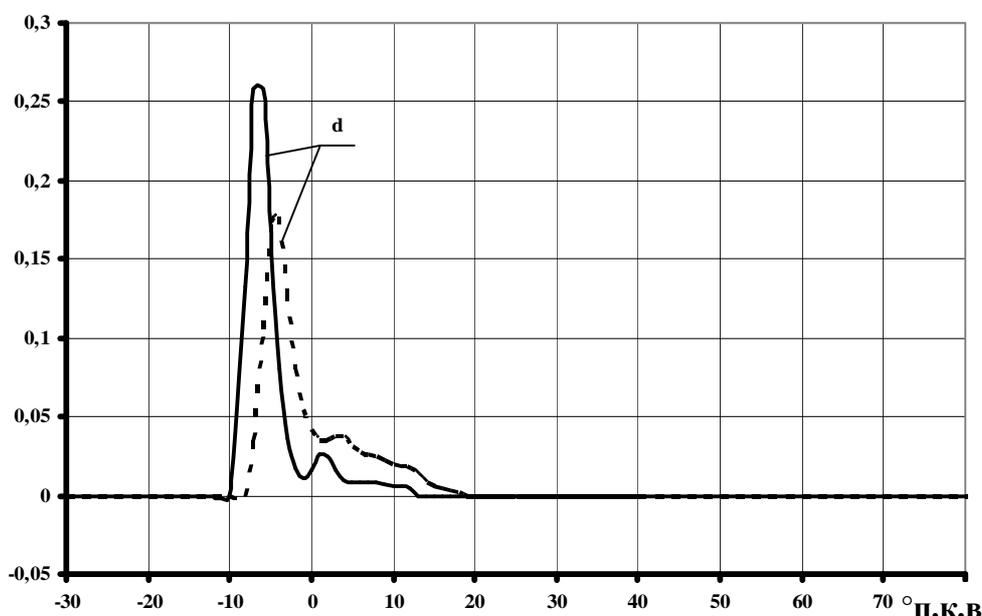


Рисунок – 2 Графики изменения скорости тепловыделения:
 - - - ШТПА, — система топливоподачи Common Rail

При организации рабочего процесса дизеля с объёмноплёночным смесеобразованием стремятся, чтобы максимальные давления сгорания не выходили за пределы 7-8,8 МПа для безнаддувных двигателей и 10,5-16 МПа для двигателей с наддувом. В случае использования системы топливоподачи CR максимальное давление сгорания на 8-9% выше по сравнению со ШТПА что, следовательно, приводит к увеличению механических напряжений в деталях цилиндропоршневой группы и является отрицательным явлением.

Содержание вредных составляющих в отработавших газах подтверждает выявленные закономерности процесса воспламенения и сгорания. Сокращение продолжительности сгорания, увеличение доли тепла, выделившегося в первой фазе сгорания, а соответственно, определяют рост максимального давления и температуры цикла, что приводит к увеличению выбросов окислов азота NO_x . Снижение доли топлива, сгорающего в диффузионной фазе, обеспечивает меньшее количество продуктов неполного сгорания: углеводородов CH , окиси углерода CO и твердых частиц C .

Таблица 1

№	Параметр	Обозначение	Ед. измерения	ШТПА	Common Rail
1	окись углерода	CO	ppm	277	86
2	углеводороды	CH	ppm	150	0
3	твердые частицы	C	ед. BOSCH	0,1	0
4	окислы азота	NO_x	ppm	703	1666

Таким образом, для двигателей, оснащенных системой топливоподачи Common Rail необходимо решать задачи по снижению механических нагрузок на детали, уменьшению теплонапряженности и снижению выбросов окислов азота.

Работа выполнена в рамках реализации ФЦП «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009 – 2013 годы.

Литература:

1. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. М.: Машиностроение, 1977.- 277 с.: ил.

2. Алексеев В. П., Вырубов Д. Н. Физические основы процессов в камерах сгорания поршневых ДВС: Учебное пособие. – М.: МВТУ, 1977. – 84 с.

3. Матиевский Д.Д. Исследование тепловыделения и показателей работы тракторного дизеля Ч13/14 с полуразделенной камерой сгорания.- Диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук. – Барнаул, 1971, 287 с.

4. Матиевский Д.Д. Показатели эффективности двигателей внутреннего сгорания и их анализ: учебное пособие / Д.Д. Матиевский : АлтГТУ им. И.И. Ползунова. – Барнаул: из-во АГТУ, 2006 – 79.

РАСПЫЛИТЕЛЬ С ПОНИЖЕННОЙ ТЕПЛОВОЙ НАГРУЖЕННОСТЬЮ ПРЕЦИЗИОННЫХ СОПРЯЖЕНИЙ ДЛЯ ФОРСУНКИ ДИЗЕЛЯ

Лазарев В.Е., Ломакин Г.В., Лазарев Е.А.
(Южно-Уральский государственный университет)

Актуальность проблемы.

Объективной тенденцией совершенствования показателей рабочего цикла и эксплуатационных свойств транспортных дизелей является повышение давления впрыскивания топлива. Применение удлиненных распылителей с уменьшенным диаметром выступающей части сопровождается нежелательным снижением устойчивости иглы при движении (перекос, защемление), прочностных характеристик корпуса, трудностями применения локального охлаждения и тепловой защиты.

Это приводит к необходимости обеспечения требуемого ресурса прецизионных сопряжений иглы и корпуса распылителей форсунки, подвергающихся увеличенным гидродинамическим, тепловым и механическим нагрузкам, поскольку они являются потенциально недостаточно износостойчивыми и надежными.

Комплексное совершенствование элементов распылителей.

Перспективным направлением совершенствования конструкции является реализация комплекса технических решений по изменению геометрических параметров прецизионных сопряжений, минимизации массы иглы, повышению эффективности локального охлаждения и применению тепловой защиты распылителей с коротким (повышенной жесткости) корпусом.

Совершенствование прецизионных сопряжений и минимизация массы иглы распылителя предполагают уменьшение диаметра и длины уплотняющего сопряжения с удалением его от огневой поверхности головки цилиндров.

Повышение эффективности локального охлаждения распылителя достигается увеличением числа наклонных топливоподводящих каналов в верхней части корпуса и развитием поверхности охлаждающей полости под дифференциальной площадкой иглы.

Тепловая защита распылителя обеспечивается частичным экранированием боковой поверхности корпуса с созданием под заградительным экраном закрытых воздушных полостей.

Этапы создания новой конструкции распылителя

Усовершенствованная конструкция распылителя форсунки разработана авторами на базе распылителя типа DLA (рис.1, а) производства ООО «ЧТЗ-Уралтрак».

На первом этапе создания распылителя осуществлялось изменение геометрических параметров иглы и отверстия в корпусе. Диаметр уплотняющего сопряжения уменьшен до 4 мм, а его длина – до 10 мм. Уменьшение длины уплотняющего

сопряжения осуществлялось за счет перемещения нижней его кромки вверх от носка распылителя для перемещения сопряжения в часть корпуса, наиболее удаленную от огневой поверхности головки цилиндра.

Второй этап предполагал повышение эффективности локального охлаждения распылителя (рис.1, б). Для этого в верхней части корпуса размещено пять наклонных топливоподводящих канала. Развитие поверхности охлаждающей полости в корпусе распылителя под дифференциальной площадкой иглы осуществлялось выполнением ее в виде тела вращения с образующей 3-образной формы. Это позволило представить рассматриваемую полость в виде двух объемов с созданием в месте их соединения кольцевого турбулизирующего выступа для интенсификации теплообмена при движении топлива в процессе впрыскивания.

На третьем этапе осуществлялось частичное заградительное экранирование боковой поверхности корпуса с созданием под экраном герметично закрытой воздушной полости (рис.1, в). Экран, выполненный из стали X18H9T, установлен с натягом в нижней части корпуса распылителя, а под ним дообработкой корпуса образована воздушная полость.

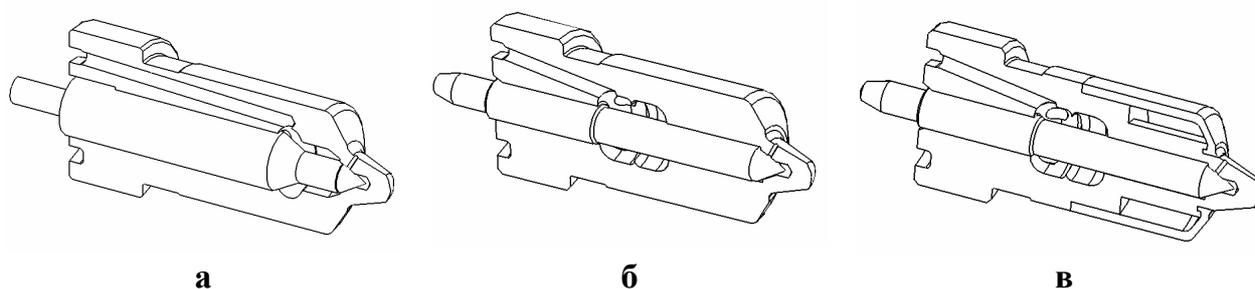


Рис.1. Исследуемые типы распылителей с коротким корпусом:
а – штатный, б – модифицированный, в – модифицированный с экраном

Методика определения теплового состояния распылителей

Тепловое нагружение распылителя характеризуется теплоотдачей от газов к носку и боковой поверхности корпуса, к топливу в полостях и теплопередачей при контакте с корпусом форсунки.

Квазистационарный теплообмен газов с поверхностью распылителя в цилиндре характеризуется граничными условиями третьего рода. Используя текущие значения коэффициента теплоотдачи и температуры газов по углу поворота коленчатого вала, определяются их эквивалентные значения. Определение температуры газов выполнено термодинамическим анализом индикаторной диаграммы давления, а для оценки коэффициента теплоотдачи использована зависимость Г. Вошни.

Распределение коэффициента теплоотдачи по поверхности головки блока на диаметре цилиндра учитывалось, используя рекомендации А.К. Костина и Р.М. Петриченко. Теплообмен в зазоре между распылителем и отверстием в головке оценивался по данным А.В. Николаенко, предполагающим постоянство температуры газов и изменение коэффициента теплоотдачи по линейному закону в зазоре.

Закрытые воздушные полости под экраном распылителя с тепловой защитой характеризуются свободно-конвективным теплообменом, который по рекомендациям М.А. Михеева рассматривается как явление теплопроводности.

На протяжении рабочего цикла между распылителем и топливом имеет место вынужденно-конвективный теплообмен разной интенсивности, который рассматривался состоящим из двух периодов: при отсутствии и при наличии впрыскивания топлива. Во втором периоде движение топлива в полостях характеризуется

высокой скоростью, а в первом периоде наблюдаются лишь колебательные его движения. Текущий коэффициент теплоотдачи в топливо в первом периоде в трех полостях: кольцевой, дифференциальной площадки и под иглой распылителя определялся по рекомендациям М.А. Михеева. Во втором периоде текущий коэффициент теплоотдачи в топливо в кольцевой полости и подыгольном колодце определялся по рекомендациям М.А. Михеева, а в полости дифференциальной площадки иглы – с учетом исследований В.Н. Долинина.

Контактный теплообмен с форсункой характеризуется температурой деталей в контакте и коэффициентом контактного теплообмена, который для горизонтальных поверхностей определялся по рекомендациям Г.Б. Розенблита, а для вертикальных – по закономерностям для условного контактного слоя или зазора. Термическое сопротивление контакта зависит от идентичности формы, чистоты исполнения, контактного усилия, толщины контактного слоя или зазора и теплопроводности среды в зазоре.

Результаты оценки теплового состояния распылителей

Температурные поля сечений исследуемых распылителей транспортного дизеля 4ЧН15/20,5 производства «ЧТЗ-Уралтрак» при работе на режиме номинальной мощности ($P_e = 0,95$ МПа, $n = 1250$ мин⁻¹) определялись с использованием метода конечных элементов (рис. 2).

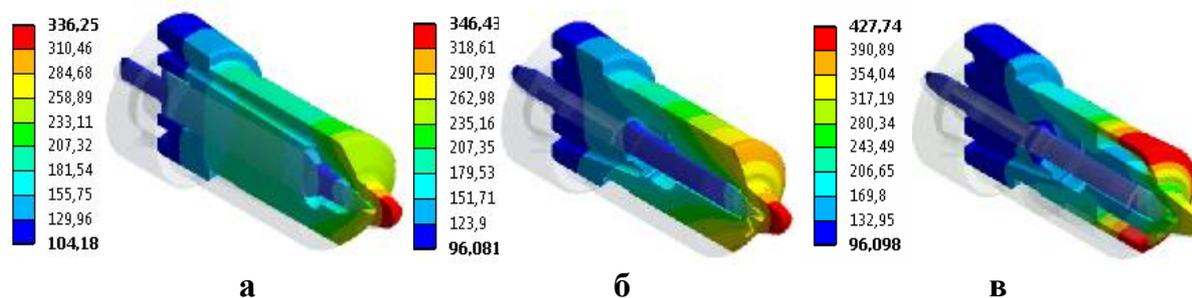


Рис.2. Температурные поля распылителей с коротким корпусом:
а – штатный, б – модифицированный, в – модифицированный с экраном

Решению пространственных задач теплопроводности при определении температурного состояния распылителей: штатного, модифицированного и модифицированного с экраном предшествовало создание твердотельных моделей для образования их конечно-элементных аналогов. Анализ результатов расчетного определения теплового состояния исследуемых распылителей показывает, что характер распределения теплового потока обусловлен размерами и расположением прецизионного цилиндрического сопряжения, числом наклонных топливоподводящих каналов в корпусе распылителя и наличием экрана.

В прецизионном цилиндрическом сопряжении штатного распылителя максимальная температура составляет 226 °С (рис.2, а). В модифицированном распылителе без экрана и с экраном максимальная температура прецизионного цилиндрического сопряжения практически одинакова и не превышает 132 °С (рис.2, б, в). Уменьшение диаметра до 4,0 мм и длины до 10 мм направляющей иглы, развитие охлаждающей полости в корпусе, увеличение числа наклонных топливных каналов до 5 и постановка экрана приводит к снижению максимальной температуры цилиндрического прецизионного сопряжения распылителя на 94 °С, а средней его температуры – на 40 °С.

Температура поверхности конического прецизионного сопряжения штатного распылителя и модифицированного распылителя без экрана изменяется незначительно и составляет 250 °С (рис.2, а, б), а в модифицированном распылителе с экраном составляет 221 °С (рис. 2, в). Постановка экрана в модифицированном распылителе снижает температуру поверхности конического прецизионного сопряжения на 29 °С.

Максимальная температура области распыливающих отверстий исследуемых распылителей практически одинакова и составляет 273 °С (рис.2, а, б, в).

Исследования выполнены в рамках Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013 годы и при финансовой поддержке Российского фонда фундаментальных исследований (номер проекта: 10-08-00424).

Выводы

Полученные результаты свидетельствуют, что использование модифицированного распылителя позволяет улучшить условия работы цилиндрического прецизионного сопряжения, а постановка экрана в модифицированном распылителе дополнительно улучшает условия работы и конического прецизионного сопряжения. При этом тепловое состояние распыливающих отверстий практически не изменяется. Для снижения температуры в области распыливающих отверстий, как известно, целесообразно полное экранирование распылителя.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДИЗЕЛЯ НА ОСНОВЕ ИДЕНТИФИКАЦИИ БЫСТРОПРОТЕКАЮЩИХ РАБОЧИХ ПРОЦЕССОВ

Лашко В.А. (Тихоокеанский государственный университет); **Коньков А.Ю.** (Дальневосточный государственный университет путей сообщения)

Традиционным для диагностики технического состояния (ТС) ДВС оказался подход, предполагающий длительный этап накопления и обобщения экспериментальных данных. В существующих системах технической диагностики дизеля практически не используется давно разработанный и применяемый на этапах проектирования двигателя математический аппарат, моделирующий физические процессы в двигателе.

Вместе с тем, в смежных областях знаний достаточно давно и успешно применяются методы, основанные на теории идентификации. В первую очередь, этот мощный математический аппарат, являющийся составной частью теории управления, нашел применение там, где экспериментальное исследование влияния дефектов на показатели объекта либо принципиально невозможно, либо чрезвычайно дорого.

Практический интерес для целей технической диагностики представляют известные решения задачи идентификации в параметрической постановке (идентификация в узком смысле или параметрическая идентификация), которая состоит в оценивании параметров и состояния системы по результатам наблюдения над входными и выходными параметрами. На основании выполненных теоретических исследований в качестве базового алгоритма идентификации (рис. 1) для решения поставленных задач выбрана структура, известная под аббревиатурой ПАИАМ – поисковые алгоритмы идентификации с адаптивной моделью.

Первым условием практической реализации представленной схемы является *наблюдаемость* входов и выходов объекта. Роль выходного сигнала объекта (на схеме выход обозначен как y в функции от времени τ в общем случае могут выполнять сигналы: давления в цилиндре, ТВД дизеля; виброускорения, измеренного на различных поверхностях двигателя; перемещения иглы форсунки и др. популярные при диагностике ДВС сигналы. Обычно изменение контролируемых показателей увязывают с рабочим циклом двигателя и рассматривают их не в функции от времени, а в функции от угла поворота коленчатого вала. Для рассматриваемого метода это означает, что наряду с измерением непосредственно диагностического сигнала необходимо получение временной реализации угла поворота коленчатого вала $\varphi(\tau)$. На схеме эта функция представлена входом $u(\tau)$. Необходимо отметить, что большую ценность при диагностировании дизеля представляет наблюдение других величин, в большей мере отвечающих понятию «вход» объекта. Действительно, при анализе сигнала давления в цилиндре в первую очередь учитывается его связь с движением поршня, при диагностировании ТА возмущающим воздействием является движение плунжера насоса и т.д.

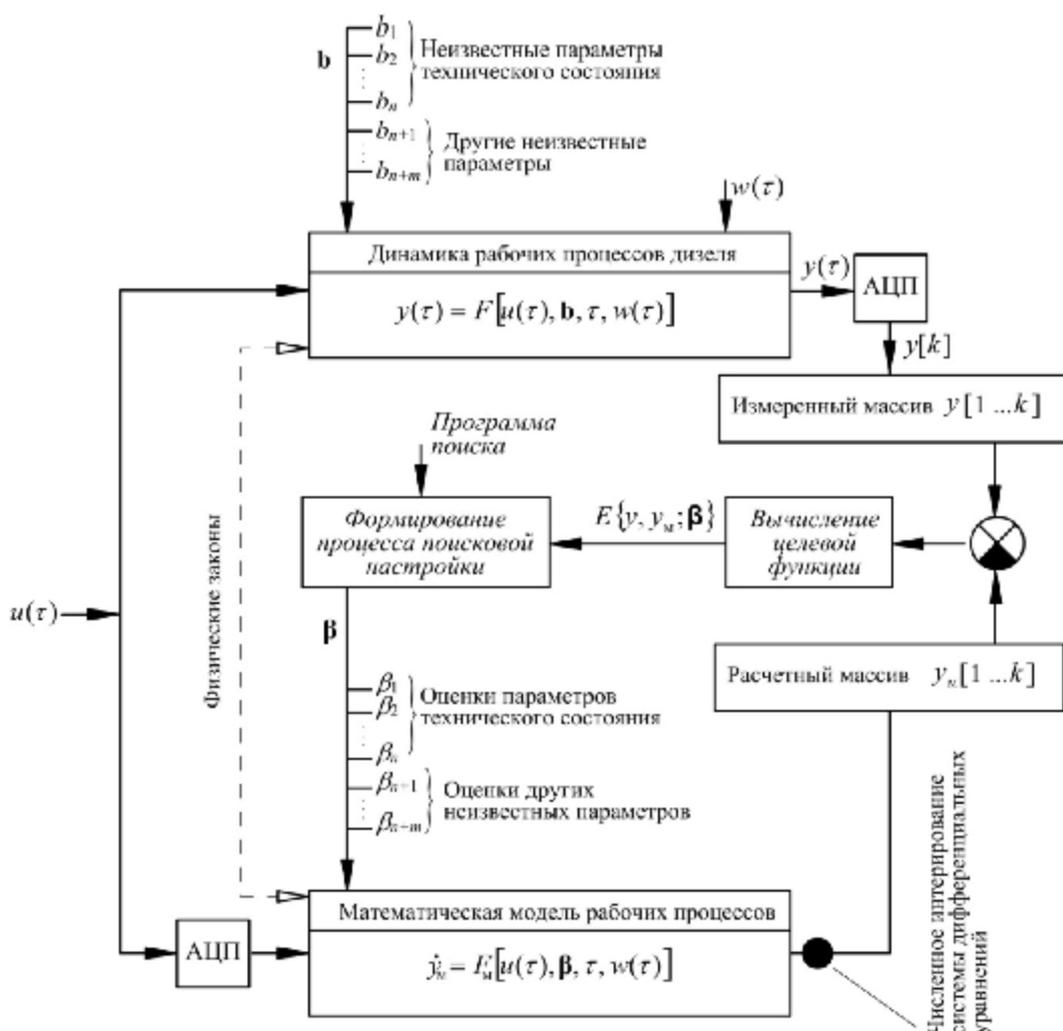


Рис.1. Структурная схема параметрической идентификации ТС дизеля

Разграничив отдельно наблюдение за входом и выходом объекта проще установить влияние внешних, случайных воздействий $w(\tau)$ на наблюдения. Таким образом, объект диагностики представляется функцией вида

$$y(\tau) = F[u(\tau), \mathbf{b}, \tau, w(\tau)],$$

где \mathbf{b} – вектор неизвестных параметров, включающий, в первую очередь, параметры ТС.

Важнейшим звеном параметрической идентификации является математическая модель объекта. Ее задача заключается в генерации функции $y_M(\tau)$ по результатам наблюдений за входом $u(\tau)$. Связь между этими функциями устанавливается в первую очередь физическими законами и опытными данными об объекте. Функция $y_M(\tau)$ является некоторым аналогом выхода объекта $y(\tau)$ и, в идеале, должна была бы в точности повторять ее. Замечательным обстоятельством является то, что разработка подобных математических моделей «с нуля» не требуется. В большинстве случаев, можно ограничиться выбором и незначительной коррекцией одной из существующих моделей с учетом задачи диагностики.

Основная задача рассматриваемого метода формулируется следующим образом: найти количественные значения параметров β , при которых выход модели $y_M(\tau)$ и $y(\tau)$ будут наиболее близки. Введенное здесь обозначение β вместо \mathbf{b} подчеркивает то обстоятельство, что результаты идентификации позволяют судить лишь о некотором приближении найденных параметров β действительно имеющим место \mathbf{b} . Иными словами, вектор β не вектор параметров, а вектор их *оценок*.

В связи с тем, что современные системы сбора диагностической информации выполнены, как правило, с применением цифровых вычислительных средств, структурная схема (рис. 1) рассматривалась в дискретной постановке задачи. Квантованию сигналов по времени и амплитуде на схеме соответствуют блоки АЦП – аналого-цифрового преобразования. Поэтому цель идентификации – близость выходов объекта и модели определялась сравнением массивов $y[1 \dots k]$ и $y_M[1 \dots k]$.

При выборе вида целевой функции, количественно определяющей ошибку модели $E(y, y_M, \beta)$ рассматривались различные известные подходы, основанные на методе наименьших квадратов, наименьших модулей и т.п. При практических реализациях метода идентификации, некоторые результаты которых изложены ниже, ошибка модели рассчитывалась по уравнениям вида:

$$E\{y, y_M; \beta\} = \sum_{k=1}^N (y[k] - y_M[k; \beta])^2, \quad (1)$$

$$E\{y, y_M; \beta\} = \sqrt{(\bar{y}[k] - \bar{y}_M[j; \beta])^2 + (\bar{\tau}[k] - \bar{\tau}_M[j; \beta])^2} = \sqrt{\Delta\bar{y}^2 + \Delta\bar{\tau}^2}, \quad (2)$$

$$E\{y, y_M; \beta\} = \max_{\tau \in T} |y(\tau) - y_M(\tau; \beta)|, \quad (3)$$

где \bar{y} и $\bar{\tau}$ – безразмерные (нормализованные к интервалу 0...1) значения выхода и времени анализируемого участка данных); k – номер в массиве данных выхода объекта, определяющий характерную точку; j – то же, но для модели; $\Delta\bar{y}$ и $\Delta\bar{\tau}$ – нормализованные расстояния между одноименными характерными точками сигналов по оси ординат (y) и абсцисс (τ).

С учетом вышесказанного, формально задача параметрической идентификации сводится к минимизации критерия $E\{y, y_M, \beta\} \rightarrow \min$.

В ПАИАМ решение этой задачи ищут с помощью неявных итерационных методов. Известно, что точность и время поиска минимума зависит от уровня задачи оптимизации (в нашем случае от размерности вектора оценок β). Применение детерминированных математических моделей позволяет понизить уровень оптимизации разбиением интервала наблюдения на несколько характерных периодов, для которых известны параметры, оказывающие преобладающее влияние на выход модели.

Первое практическое решение задачи идентификации было выполнено для сигнала давления в цилиндре двигателя – индикаторной диаграммы (ИД). Объектами исследования являлись вспомогательный дизель-генератор рефрижераторных секций (4Ч9/12,5) и тепловозный дизель 1А-9ДГ (16ЧН26/26). Результаты выполненных исследований докладывались ранее [1] и наиболее полно опубликованы в [2]. Отметим здесь, что использование изложенного выше подхода позволило разработать технологию определения по ИД оценок девяти параметров, семь из которых характеризуют ТС, в том числе показатели впрыскивания топлива (угол начала подачи топлива, цикловая подача, средний диаметр капель). Наряду с этим, удалось учесть типичные для эксплуатации погрешности определения ИД: ошибку определения ВМТ и дросселирование газа в индикаторном канале.

Другим примером практической реализации метода идентификации применительно к задачам диагностирования дизеля является оценивание параметров ТС форсунки по результатам осциллографирования процессов в опрессовочном стенде типа А10б. Обычная работа со стендом предполагает определение с использованием трубчато-пружинного манометра давления начала впрыскивания проверяемой форсунки, плотность запорного конуса распылителя. Качество распыливания персонал оценивает на основании визуальных и слуховых ощущений. Применение метода идентификации позволяет не только устранить эту субъективность, но и расширить перечень контролируемых показателей, получить их количественные оценки.

С этой целью была выполнена модернизация стенда, которая заключалась в дополнительной установке датчиков давления в магистрали стенда и перемещения плунжера, а также устройств ввода данных в персональный компьютер. Структура разработанного метода соответствует представленной выше схеме со следующими особенностями: входом объекта является сигнал с датчика перемещения плунжера $h_n(\tau)$; выходом – сигнал давления топлива в магистрали стенда $p'_n(\tau)$.

Особенности математической модели и технологии идентификации подробно рассмотрены в работе [3]. Идентификация процесса впрыскивания осуществлялась по семи параметрам, среди них четыре параметра непосредственно характеризуют ТС форсунки: δ_n – средний диаметральный зазор в сопряжении «игла – корпус распылителя»; d_c – средний диаметр сопловых отверстий; j – жесткость пружины форсунки; z_{\max} – ход иглы до ограничителя.

В качестве примера, иллюстрирующего возможности метода на рис. 2 и в табл.1 представлены результаты оценивания показателей форсунки Д49 при двух искусственно и одновременно внесенных дефектах: закоксовывание сопловых отверстий и увеличение максимального хода иглы. Для этого в новом распылителе были забиты три из девяти отверстий и сточена опорная поверхность иглы. В качестве действительного значения d_c в таблице приведен эквивалентный диаметр, подсчитанный по шести отверстиям с чертежными размерами. Остальные параметры определялись инструментальными средствами.

Необходимо отметить, что некоторые из оцениваемых при идентификации дефекты ТС форсунок не могут быть выявлены с применением традиционной для ремонтного производства технологии не только количественно, но и качественно.

Литература:

1. Лашко, В.А. Идентификация технического состояния дизеля по индикаторной диаграмме с учетом особенностей эксперимента в условиях эксплуатации [Текст] / В.А. Лашко, А.Ю. Коньков // Сб. науч. тр. межд. конф. Двигатель-2007,

посв. 100-летию школы двигателестроения МГТУ им. Н.Э. Баумана.– М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2007.– С.547-551.

2. Коньков, А.Ю. Диагностирование технического состояния тепловозного дизеля по индикаторной диаграмме на основе теории идентификации [Текст] / А.Ю. Коньков, В.А. Лашко // Двигателестроение.– 2009.–3(237).– С.19-23.

3. Коньков, А.Ю. Оценка технического состояния распылителей форсунок дизелей с использованием механотестеров топливной аппаратуры [Текст] / А.Ю. Коньков, В.А. Лашко, В.Г. Кочерга / Вестник Тихоокеанского государственного университета.– №2(17).– 2010.– С.111-120.

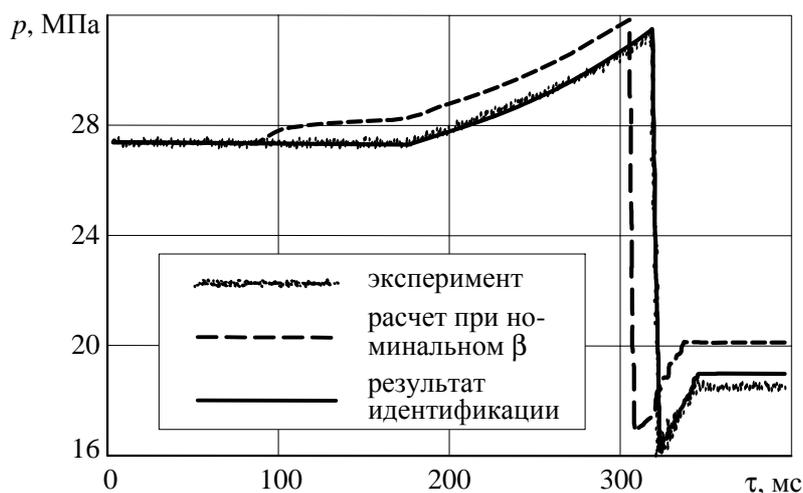


Таблица 1.

Параметр	Значение	
	b	•
$\delta_{и}$, мкм	-	3,23
z_{max} , мм	0,85	0,87
d_c , мм	0,32	0,33
j , Н/мм	365	355

Примечание: b - действительное, β - оценка

Рис.2. Пример оценивания параметров форсунки Д49

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧНОСТИ БЕНЗИНОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ

Морозова В.С., Поляцко В.Л., Гун В.С. (Южно-Уральский государственный университет)

В современном мире борьба за снижение негативного воздействия автомобилей на окружающую природную среду становится основной задачей производителей автомобильной техники. Для этого необходимо выявить основные факторы, влияющие на экологические показатели автомобильных двигателей.

На экологические показатели бензиновых двигателей существенное влияние оказывает состав горючей смеси, оцениваемый коэффициентом избытка воздуха (λ), и физические параметры горючей смеси.

Если разделить процесс образования горючей смеси на две стадии, то первая (несомненно, основная) связана с дозированием топлива, а именно с установлением количественного соотношения «воздух-топливо», вторая стадия – это получение однородной (гомогенной) смеси [1]. На процесс гомогенизации в бензиновых двигателях влияет множество факторов от принципа действия приборов топливоподачи и режимов работы двигателя до физических свойств топлива. Важнейшим фактором, влияющим на полноту испарения топлива и равномерного его распределения по всему объему камеры сгорания, является процесс дозирования топлива. Непосредственным наблюдением или измерением степень гомогенизации определить трудно, но возможно применить косвенную оценку в виде экологических показателей и регулировочной характеристики. Причем, ряд исследований

Г.П.Покровского показывает, что процесс смесеобразования может протекать более полно, чем эталонный [1].

В двигателях с электронным управлением процессом топливоподачи дозирование топлива является регулируемой величиной. В карбюраторных двигателях воздействовать на количество подаваемого топлива можно только косвенно, изменяя положение дроссельной заслонки педалью акселератора. В этот момент протекающий поток воздуха захватывает определенное количество испарившегося топлива, причем, чем лучше испарилось топливо, тем однороднее становится топливовоздушная смесь, как следствие, улучшается процесс сгорания. Полнота испарения топлива напрямую зависит от скорости его испаряемости.

Исследования, проведенные Йюн Накагавой (Токийский Университет) и его сотрудниками показали, что на скорость испарения жидкости существенное влияние оказывают магнитные поля [2]. Причем, воздействие больше зависит от градиента магнитной индукции B , чем от её величины. Эта работа обнаруживает значительное увеличение скорости испарения воды в потоке воздуха под действием магнитных полей определенной направленности.

Перенесем эту модель на процесс смесеобразования бензиновых двигателей. Известно, что в двигателях с принудительным воспламенением для снижения концентрации CO , CH , а главное NO_x необходимо улучшить мелкость распыливания топлива и его испаряемость для обеспечения однородной смеси надлежащего состава на всех режимах, включая неустановившиеся и принудительный холостой ход [3]. Для решения этой сложной технической задачи авторами предлагается усовершенствовать процесс смесеобразования.

Таблица 1. Значение выходных компонентов ОГ на холостом ходу

Название компонента ОГ	Частота вращения коленчатого вала, мин-1	Серийная система	Система с кольцевыми магнитами	Система с плоскими призматическими магнитами
CO , %	700	4,88	2,16	3,12
	1500	9,45	7,00	8,42
	3000	6,72	5,60	3,09
CH , ppm	700	1354	447	404
	1500	1245	594	653
	3000	550	439	176
NO_x , ppm	700	111	62	68
	1500	133	67	91
	3000	205	181	162
CO_2 , %	700	12,70	14,20	13,10
	1500	8,75	10,65	11,00
	3000	12,00	12,90	14,00
Коэффициент избытка воздуха (λ)	700	0,889	0,982	0,950
	1500	0,753	0,812	0,846
	3000	0,850	0,878	0,927

В 2009 году авторами был запатентован способ интенсификации работы двигателя внутреннего сгорания путем обработки топлива и воздуха магнитным полем [4]. Было проведено несколько серий экспериментов, в ходе которых менялись такие параметры как напряженность магнитного поля, форма магнитов, место уста-

новки. Была определена методика проведения экспериментов. Постоянные магниты, кольцевые или призматические, напряженностью 80-100 мТл устанавливались на топливозаборник бака автомобиля ВАЗ-21213 «Нива» 1996 года выпуска полюсом «S» к топливу и на канал воздухозаборника воздушного фильтра полюсом «N» к воздуху.

Измерения токсичности отработавших газов производились газоанализатором АВТОТЕСТ 0203 первого класса точности российского производства, данные полученные в процессе экспериментов сведены в табл. 1. В ней приведены результаты экспериментальных исследований снятых на режимах холостого хода, минимальной и повышенной частоты вращения коленчатого вала, и рециркуляции двигателя, 700, 3000 и 1500 мин.⁻¹ соответственно.

Результаты проведенных опытов дают основание утверждать, что воздействие магнитного поля на топливо и воздух разноименными полюсами приводит к улучшению экологичности бензиновых двигателей с внешним смесеобразованием.

Предложенный способ позволяет использовать магнитные поля различной напряженности и оптимизировать процесс смесеобразования на различных режимах работы бензинового двигателя по критерию минимальной токсичности.

Литература:

1. Покровский, Г.П. /Электронное управление автомобильными двигателями//Г.П.Покровский, Е.А.Белов, С.Г.Драгомиров. - М.: Машиностроение, 1994.

2. Jun Nakagawa Magnetic field enhancement of water vaporization/ Jun Nakagawa, Noriyuki Hirota, Koichi Kitazawa, Makoto Shoda// JOURNAL OF APPLIED PHYSICS, Vol.86,num.5.American Institute of Physics. 1999.

3. Вырубов, Д.Н./ Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей//Д.Н.Вырубов, Н.А.Ивашенко, В.И.Ивин, М.Г.Круглов, О.Б.Леонов, А.А.Меднов, Г.Н.Мизернюк, А.С.Орлин, С.Г.Роганов. – М.: Машиностроение, 1983.

4. Патент № 2352806 РФ. Способ интенсификации работы двигателя внутреннего сгорания/ В.С.Морозова, В.К.Марченков, В.Л.Поляцко, В.С.Гун, С.П.Вяткин, В.И.Рамов. – RU-2007138802/06;заявл. 18.10.2007; опубл. 20.04.2009, Бюл. №11.

УСТРОЙСТВО ДЛЯ ОПРЕДЕЛЕНИЯ ХАРАКТЕРИСТИКИ ВПРЫСКИВАНИЯ ТОПЛИВА

Неговора А.В., Давлетов А.Ф. (Башкирский государственный аграрный университет)

Основные показатели работы ТНВД, насос-форсунок и инжекторов дизелей при их испытании определяются путем измерения цикловой подачи топлива на разных режимах работы. Для достижения наилучших технико-экономических и экологических показателей двигателя в современных топливоподающих системах осуществляется несколько впрыскиваний за цикл для формирования заданной характеристики впрыскивания. Соответственно для испытания таких систем необходимо определять не только величину цикловой подачи, но и характеристику впрыскивания.

Для определения характеристики впрыскивания разработано множество методов. Свести их можно к четырем основным. Метод впрыскивания в камеру ограниченную с одной стороны поршнем, связанным с регистратором. Вследствие инерционности и трения механических частей этот метод не позволяет измерять

малые величины подачи. Фирма Robert Bosch GmbH, совершенствуя данный способ, в 2004 и 2006 году запатентовала два устройства измеряющих величину цикловой подачи принципиально отличающихся лишь методом демпфирования поршня [1, 2].

Следующий метод основан на измерении давления под конусом иглы. Метод очень точен и представляет большой интерес для экспериментальных исследований, но абсолютно не пригоден для диагностирования, так как требует доработки стандартных распылителей.

Метод определения закона подачи впрыскиванием в замкнутый объем основан на том, что сжимаемость топлива подчиняется закону Гука, то есть давление в камере изменяется прямо пропорционально количеству поступившего топлива. Недостаток этого метода связан с непостоянством коэффициента сжимаемости топлива. Для решения этой задачи предложено устройство [3] контролирующее акустическими сенсорами изменение коэффициента сжимаемости топлива в камере. Все это усложняет устройство и снижает его надежность.

Наиболее простым и поэтому привлекательным остается метод определения закона подачи впрыскиванием в длинный трубопровод. Регистрируемая в начале трубопровода прямая волна давления в определенном масштабе представляет характеристику впрыскивания. Устройство и метод были запатентованы фирмой Robert Bosch GmbH в 1964 году [4]. Серийный образец подобного устройства позволяет измерять величину подачи от 5 до 80 мм³ и создавать противодействие до 10 МПа.

Существенными недостатками данного прибора являются сложность определения больших подач и возможность появления отраженных волн искажающих характеристику впрыскивания. С первой проблемой успешно справилась фирма Cummins. В патенте 2006 года инженеры фирмы установили на выходе датчика кариолисовый расходомер, одновременно решив задачу тарирования датчика [5].

С 1993 года в Башкирском ГАУ ведутся работы над созданием устройства для определения характеристики впрыскивания. Одна из основных задач - получение стабильной характеристики впрыскивания без отраженных волн на всем диапазоне цикловых подач и частоты вращения вала насоса. Для выполнения этой задачи запланированы экспериментальные исследования различной направленности на разработанной опытной установке (рис.1).

Один из экспериментов основан на замене дросселирующего вентиля в конце мерной трубки, на электромагнитный клапан с изменяемым эффективным проходным сечением. В результате экспериментов были получены файлограммы изменения давления в мерной трубке при различных значениях скважности и частоты ШИМ сигнала управляющего клапаном (рис.2).

Как видно из графиков, чем меньше величина скважности управляющего клапаном ШИМ сигнала, тем заметнее становится влияние отраженных волн на регистрируемую прямую волну. Также можно заметить появление «шума» (рис.2,б) от работы клапана при малой скважности. Как выяснилось в результате проливки электромагнитного клапана, частота управляющего сигнала в отличии от скважности меньше влияет на эффективное проходное сечение. В результате проделанного эксперимента можно сделать следующие выводы:

- для снижения влияния отраженных волн на характеристику впрыскивания при изменении частоты вращения и цикловой подачи необходимо управлять эффективным проходным сечением клапана.

- уменьшение «шума» от работы электромагнитного клапана возможно путем замены его на более быстродействующий.

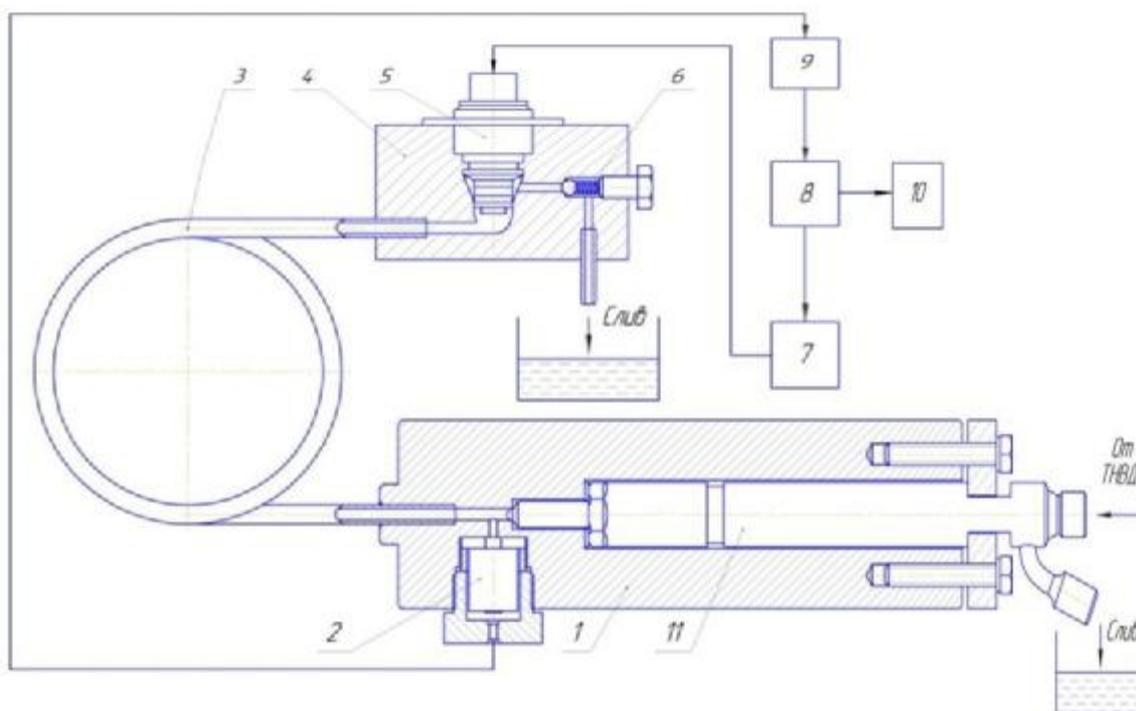


Рис. 1. Схема экспериментального устройства БашГАУ: 1 – штуцер для установки форсунки, 2 – тензодатчик, 3– мерная трубка, 4 – блок регулирования, 5 – электромагнитный клапан, 6 – перепускной клапан, 7 – широтно-импульсный модулятор, 8 – блок управления, 9 – аналогово-цифровой преобразователь, 10 – монитор, 11 – форсунка.

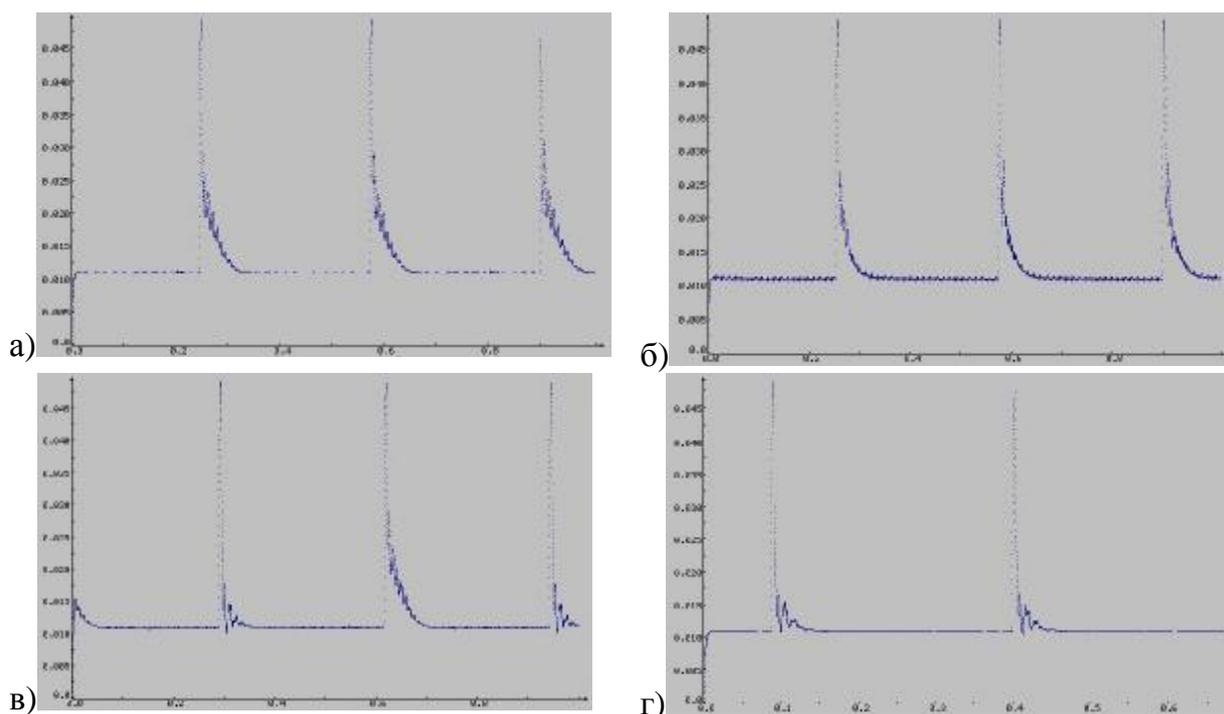


Рис. 2. Файлограммы изменения давления в мерной трубке экспериментального устройства: а) минимальная частота и скважность, б) максимальная частота минимальная скважность, в) минимальная частота максимальная скважность, г) максимальная частота и скважность.

Литература:

1 Patent №1601945, G01M 15/00. Method and apparatus for measuring the quantity of fuel injection pumps for internal combustion engines. - Robert Bosch GmbH, Stuttgart. - Filed. 07.10.2003. Pub. 16.09.2004.

2 Patent №7000450, F02 M65/00. Method, computer program and device for measuring the injection quantity of injection nozzles, especially for motor vehicles.- Robert Bosch GmbH, Stuttgart. - Filed. 01.02.2002. Pub. 21.02.2006.

3 Patent №1954938, F02 M65/00. Method and device for measuring the injection quantity and the injection rate of an injection valve for liquids.- Robert Bosch GmbH, Stuttgart. - Filed. 09.10.2006. Pub. 31.05.2007.

4 Bosch Wilhelm. Der Einspritzgesetz-indikator, ein neues Meßgerät zur direkten Bestimmung des Einspritzgesetzes von Einzeleinspritzungen. Motortechn, 1964, №7, стр. 268-282.

5 Patent №7080550, G01F 15/00. Rate tube measurement system. – Cummins Inc., Columbus, - Filed. 13.08.2004. Pub. 25.07.2006.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКОВЫХ ЗНАЧЕНИЙ СТРУКТУРНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЭЛЕКТРОГИДРОУПРАВЛЯЕМЫХ ФОРСУНОК

Неговора А.В., Козеев А.А., Габдрахимов М.М. (Башкирский государственный аграрный университет)

Эффективность использования современной сельскохозяйственной техники во многом зависит от качества технического обслуживания и ремонта ее топливной аппаратуры.

Электрогидроуправляемая форсунка (ЭГФ) является основным элементом аккумуляторных топливоподающей системы, технология ремонта которой еще официально не представлена ни одним из заводов-производителей (Bosch, Denso, Delphi) своим сервисным дилерам.

Работоспособность ЭГФ определяется совокупностью регламентированных показателей ее технического состояния или структурными параметрами (рис. 1), которые, в свою очередь, оцениваются диагностическими параметрами.

Критерии нормального функционирования системы, определяемые диагностированием, должны содержать количественные характеристики, позволяющие оценить их в пределах допусковых значений. При превышении допусковых отклонений оценочных параметров необходимо воздействовать на систему корректирующими факторами для приведения ее в нормальное состояние.

В качестве оценочных характеристик рассматривались допусковые значения структурных и диагностических параметров инжектора. Поэлементный анализ конструкции инжектора фирмы Bosch дизеля Д-245.9 (ЕВРО-3) трактора МТЗ-82, широко распространенного в России, позволил описать 20 структурных и 6 диагностических параметров (рис. 2).

За структурные параметры были приняты те, которые самопроизвольно изменяются в процессе эксплуатации или корректируются при техническом обслуживании путем регулировки. Например, гидроплотность плунжера (уменьшается из-за износа) или ход якоря (регулируется при помощи дистанционных шайб). К диагностическим параметрам отнесены те, которые возможно измерить без разборки инжектора. Например, давление у входного штуцера (измеряется при помощи датчика давления) или цикловая подача (оценивается расходомером стенда).

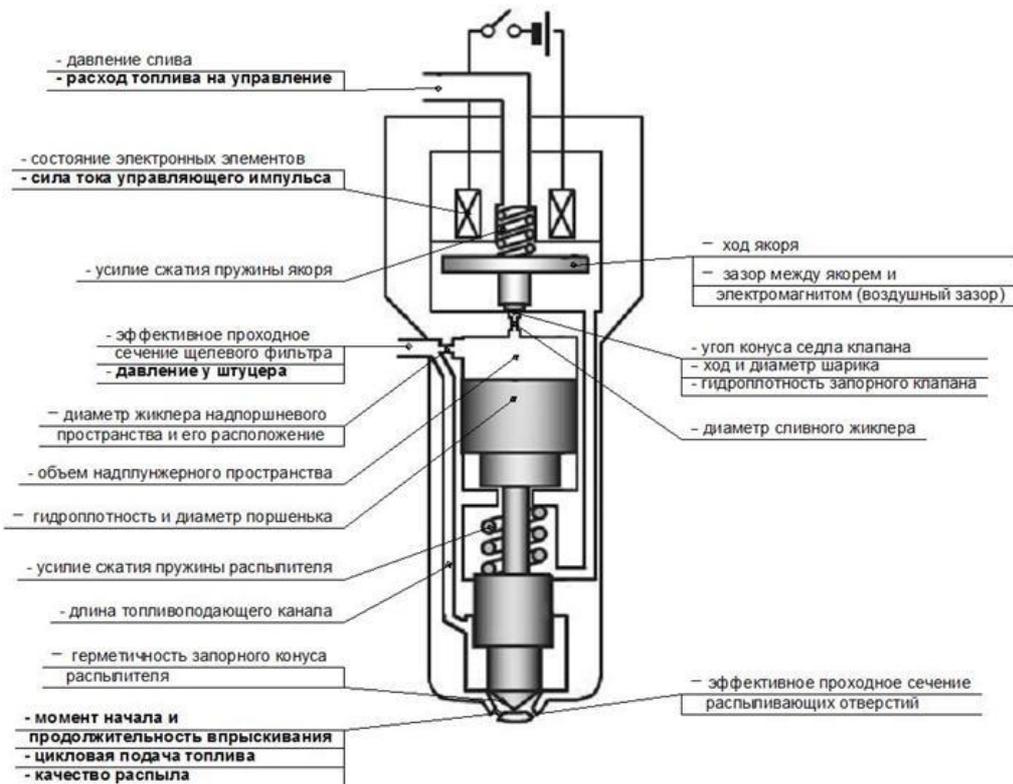


Рис. 1. Структурные и диагностические (выделено жирным) параметры электрогидроуправляемых форсунок.

Были установлены способы оценки состояния каждого из структурных параметров – они могут быть определены непосредственно на двигателе (V), на стендах (X) или после разборки (O), соответственно, при этом необходимо выполнение монтажно-демонтажных работ (W) или можно обойтись без данных операций (T). Улучшение показателей структурных параметров производится путем замены деталей (З), восстановления (В) или регулировкой (Р).

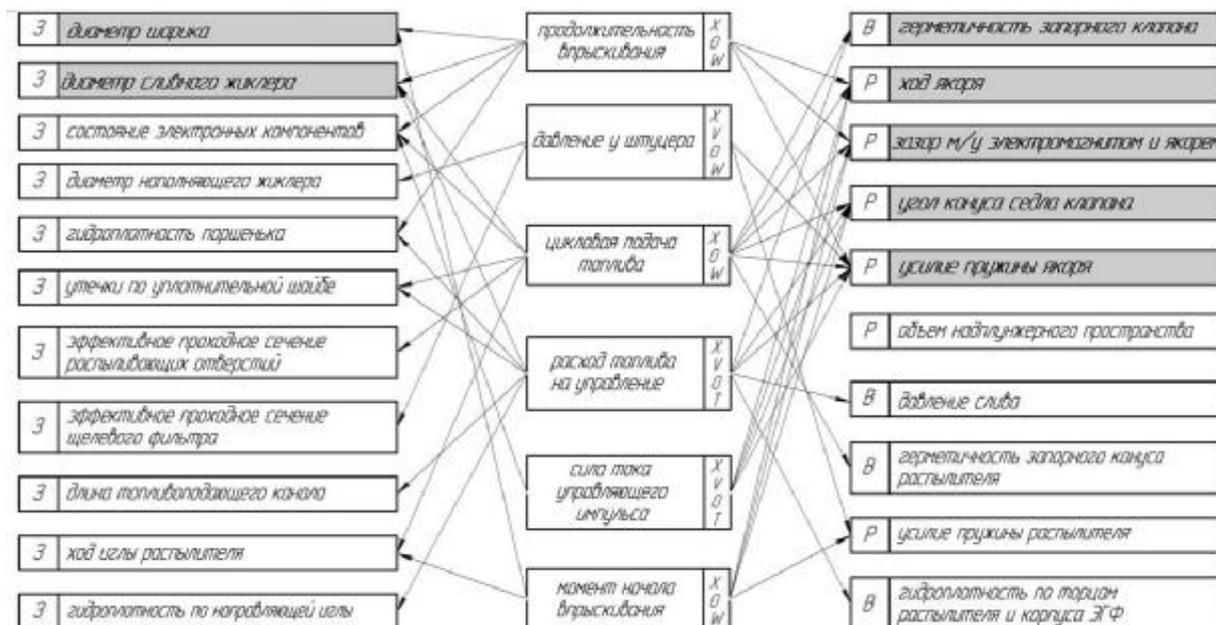


Рис. 2. Анализ ЭГФ по его структурным параметрам с оценкой возможности их определения с помощью различных диагностических параметров (в центре)

С помощью разработанного в МГТУ им. Баумана программного комплекса «Впрыск», проводились одно- или двухфакторные численные эксперименты для каждого из выявленных структурных параметров. Результаты исследований представлены в работе в виде трехмерных графиков (рис. 3), что позволяет определить

допустимые отклонения каждого из структурных параметров (указано в виде площадки) при условии, что все диагностические показатели при этом соответствуют показателям исправного инжектора.

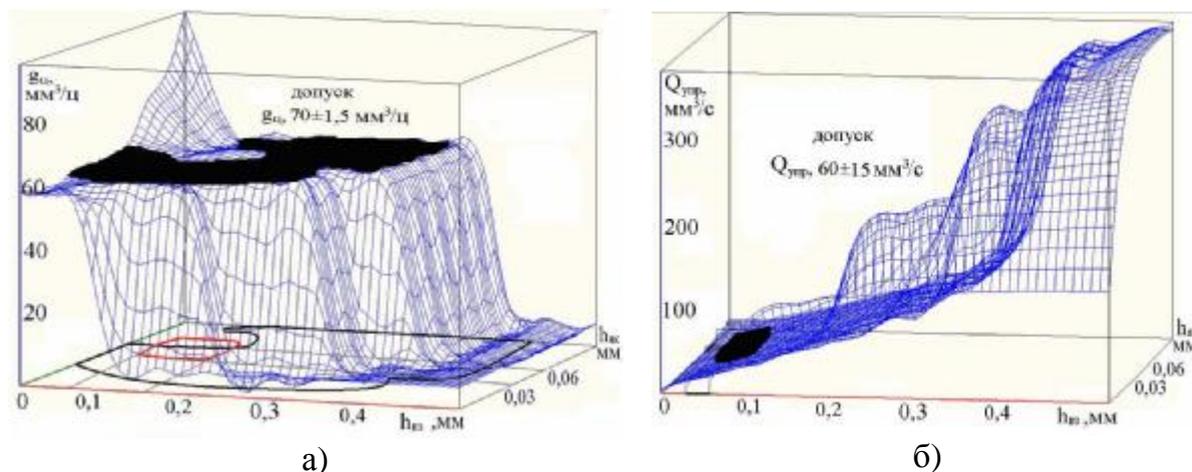


Рис. 3. Зависимости цикловой подачи $g_{ц}$ (а) и расхода топлива на управление $Q_{упр}$ (б) от величин воздушного зазора $h_{вз}$ и хода якоря $h_{як}$.

К примеру, анализ зависимостей основных показателей работы инжектора - цикловой подачи $g_{ц}$ и расхода на управление $Q_{упр}$ (рис. 3), показывает, что ход якоря не влияет на цикловую подачу в широком диапазоне его изменения, но значительно влияет на расход топлива на управление. Воздушный зазор между якорем и электромагнитом влияет на оба параметра при значении свыше 0,06 мм. Это можно объяснить более продолжительным периодом срабатывания запорного клапана из-за медленного подъема якоря и тем самым, отводом дополнительного количества топлива через открытый клапан.

Аналогичные операции для всех вышеназванных структурных параметров выявили их допусковые отклонения, которые указаны в таблице 1.

Таким образом, получена таблица, где прослеживаются все допусковые значения структурных параметров инжектора. Для каждого структурного параметра определен режим испытания, на котором наиболее прослеживается его влияние. По результатам исследований были откорректированы допуски структурных параметров и впервые получена таблица неисправностей с откорректированными структурными параметрами в ходе проведенных экспериментальных исследований, что позволяет создать автоматизированный диагностический стенд для проверки инжекторов.

Таблица 1. Допусковые отклонения структурных параметров инжектора фирмы Bosch дизеля Д-245.9 (ЕВРО-3)

Структурные параметры ЭГФ	Допуск	Режим
Давление слива, МПа	0,12±0,02	Н
Состояние электронных компонентов	исправное	П
Сечение наполняющего жиклера, мм ²	0,03±0,005	Н
Гидроплотность поршенька, с*	5±1	П
Утечки по уплотнительной шайбе	недопустимы	П
Объем надпоршневого пространства, мм ³	6,23±0,32	XX
Усилие пружины распылителя, Н/мм	121±8	XX
Эффективное проходное сечение распыливающих от-	0,91±0,02	Н

верстий, мм ²		
Негерметичность запорного конуса распылителя	недопустима	XX
Ход якоря, мм	0,05±0,01	Н
Воздушный зазор, мм	0,13±0,02	Н
Эффективное проходное сечение щелевого фильтра, мм ²	3,75±0,12	Н
Сечение сливного жиклера, мм ²	0,67±0,04	Н
Угол конуса седла клапана, град.	119°±3°	Н
Диаметр шарика, мм	1,3±0,02	Н
Негерметичность запорного клапана	недопустимо	XX
Гидроплотность по торцам распылителя и корпуса ЭГФ, с	4±2	XX
Ход иглы, мм	0,23±0,02	Н
Гидроплотность по направляющей иглы, с*	5±2	XX
Усилие пружины якоря, Н/мм	2,52±0,13	Н

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ ЭЖЕКЦИОННЫХ СМЕСИТЕЛЕЙ ПРИ ПЕРЕВОДЕ НА ГАЗ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Скворцова М.А., Тихомиров А.Н. (Нижегородский государственный технический университет им. Р.Е. Алексеева);

Сегодня при переводе автомобилей на газ редко встречаются монотопливные схемы. Чаще конвертируют серийные бензиновые двигатели, сохраняя все настройки в полной мере ориентированными на бензин, а газ используя с той эффективностью, какую в состоянии обеспечить примененная система газоподдачи. В течение многих лет в качестве оптимальной рассматривалась «характеристика идеального карбюратора», обеспечивающая обедненные экономичные смеси с плавным обогащением в зоне полных нагрузок. Сегодня главным критерием оптимальности выступает приспособленность системы топливоподдачи к обслуживанию трехкомпонентных каталитических нейтрализаторов.

Известно, что бензин далеко не полностью испарен во впускной трубе. Часть его при подаче из форсунки оседает на стенках впускной системы в виде пленки. При движении воздуха на такте впуска часть пленки срывается в поток и уносится в цилиндр. На статических режимах наступает некое равновесие между топливом, ушедшим в пленку, и вышедшим из нее. В динамике (открытие или закрытие дросселя) баланс нарушается. По исследованиям [1] и собственным экспериментам, проведенным в лаборатории двигателей НГТУ, восстановление происходит после 20...30 циклов работы.

Естественно, в течение всех циклов с нарушенным балансом состав смеси, поступающей в цилиндр, переобедняется. В программе управления топливоподачей обязательно заложена компенсация пленки, выражающаяся в подаче дополнительного топлива на этот период.

Для нашего примера (рис.1), где время перехода – 30 циклов, линия перехода близка к экспоненте, базовая подача $G_{тц_впр}=10$ мг/цикл, это составит 100 мг бензина. Большая часть из этого ляжет на стенки и оторвется после завершения перехода, обогащая смесь там, где необходимость уже отпала. Принимая типичные условия – двигатель ВАЗ 21114, движение по городу со средней скоростью 30 км/ч, расход бензина 7 кг/100 км (или 2 кг/час), за минуту 10 набросов нагрузки,

1,8 г/км. Автомобили, работающие на газе, скромно освобождаются от теста типа б. Можно только предположить, что прирост был бы в пределах 20%.

Приведенный выше расчет потерь бензина для компенсации пленки велся для двигателя, прогретого до температуры охлаждения 100°C. При снижении температуры до 20°C степень временного обогащения должна быть увеличена уже втрое. При более низких температурах прирост лавинообразный.

Среди недостатков газовых смесителей обычно выделяется большой объем готовой газовой смеси, заполняющей впускную трубу двигателя. При случайном воспламенении такого количества смеси возникает ударная волна, разрушающая элементы впускного тракта (термоанемометр, воздушный фильтр, патрубки). Действительно, если такая вспышка произойдет, то последствия могут быть плачевны. Однако воспламенения такого рода происходят только от переобогащения смеси, т.е. неправильного проектирования самого смесителя. Происходит это чаще при динамическом набросе нагрузки или разгоне двигателя на холостом ходу.

Для примера был проведен эксперимент на том же двигателе ВАЗ 21114 с системой впрыска бензина и центральным газовым смесителем.

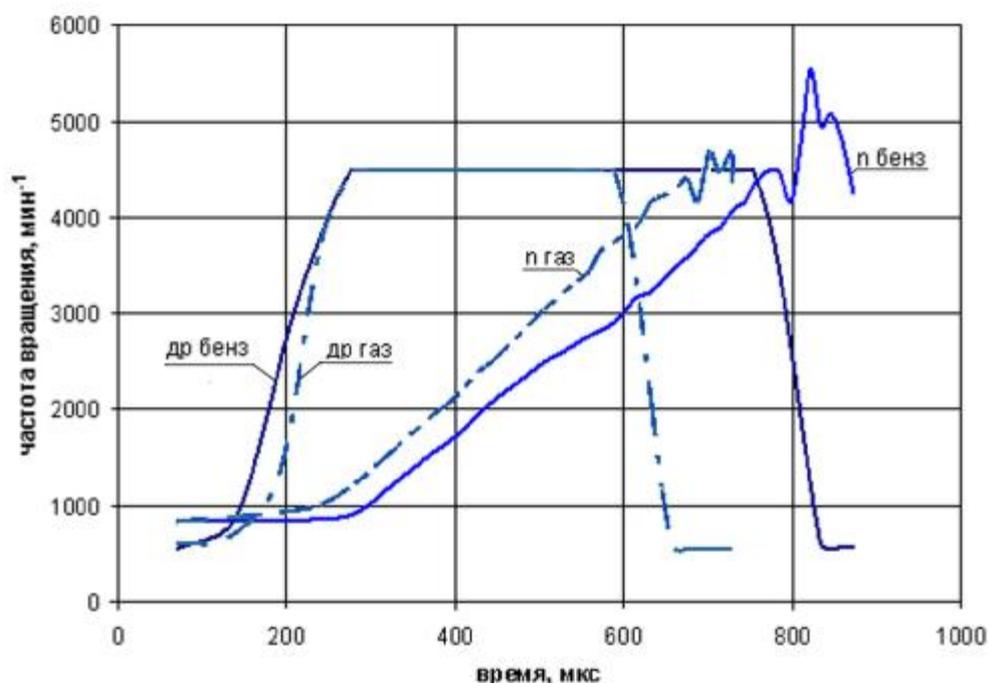


Рис.2. Процесс разгона двигателя ВАЗ 21114 при резком открытии дросселя на бензине (блок Январь 7.2) и сжиженном газе со смесителем.

Прогретый двигатель из режима самостоятельного холостого хода резким открытием дросселя разгонялся до частоты примерно 4000 мин⁻¹, параметры двигателя фиксировались пишущим осциллографом, который был подключен к датчику положения коленвала, датчику положения дросселя и датчику кислорода. Система газоподдачи не имела электронных корректоров, и была настроена по оптимумам «характеристики идеального карбюратора». Состав смеси на полных нагрузках – богатый, на частичных – бедный, на режиме холостого хода – максимально близкий к стехиометрии.

На рис. 2 представлены записи изменения частоты вращения и положения дросселя. Последний в обоих случаях открывался примерно за 0,2 сек. От момента его отрыва до начала отрыва линии частот на газе проходит примерно на 0,1 сек меньше, а первые 0,2 сек частота вращения на бензине совсем не изменяется. Ско-

рость изменения частоты вращения (установившаяся) на бензине – 6,9, а на газе – 8,3 мин⁻¹/мкс.

Нельзя утверждать, что результат применения современных подходов к управлению дискретными системами однозначно хуже. В силу пульсирующей картины движения воздуха по впускной трубе и геометрической отдаленности датчика массового расхода воздуха от впускного клапана (как правило, объем впускной системы в 2...3 раза больше рабочего объема двигателя) блоку управления форсунками приходится вести расчет подачи топлива косвенно. По тем же причинам при центральном смесителе первые несколько циклов в цилиндры продолжает поступать готовая газоздушная смесь, находящаяся в ресивере и впускной трубе. Далее при правильной организации базовой характеристики смесителя не образуется обедненных циклов, что ведет к однозначному и энергичному разгону.

А если принять во внимание все преимущества газового топлива, то экологический и экономический выигрыш обязательно окажется на его стороне. Усилия в развитии забытых систем следует направить на достижение большей точности статического регулирования смеси. Здесь целесообразно применять те же современные алгоритмы нечетких множеств и нейронных сетей, что постепенно внедряются в управление бензиновой топливоподачей.

Литература:

1. Совершенствование управления бензинового двигателя с использованием искусственных нейронных сетей / Смирнов А.Б. // дисс. на соискание ученой степени кандидата технических наук, М.: 2006. 146 с.

ПРИМЕНЕНИЕ СИСТЕМ ПОДАЧИ СМЕСЕВОГО ТОПЛИВА КОНСТРУКЦИИ МАДИ ДЛЯ ПОДАЧИ КИСЛОРОДОСОДЕРЖАЩИХ ТОПЛИВ В КАМЕРУ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Шатров М.Г., Мальчук В.И., Дунин А.Ю., Езжев А.А. (Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет)

На сегодняшний день одним из способов улучшения экологических показателей дизелей и сокращения потребления ими нефтяного топлива стало применение кислородосодержащих топлив. Наибольшее внимание в этом направлении уделяется спиртам (метанолу и этанолу) и топливам на основе масел растительного происхождения.

Спирты и масла получают из биомассы, что позволяет их отнести к возобновляемым источникам энергии.

Сгорание альтернативных топлив, молекулы которых содержат кислород, характеризуется высокой полнотой сгорания и низким содержанием сажи в отработавших газах (ОГ).

С другой стороны, наличие кислорода снижает теплоту сгорания. Соответственно, при прочих равных условиях, в цилиндр необходимо подавать бóльшую, по сравнению с дизельным топливом, цикловую подачу растительного масла. Это приводит к увеличению времени впрыскивания.

Достоинство масел растительного происхождения заключается в сопоставимом с дизельным топливом цетановом числе (ЦЧ). Тогда как метанол и этанол обладают низкой величиной ЦЧ и более чем в 4 раза высокой теплотой парообразования по сравнению с дизельным топливом, что приводит к большой продолжительности задержки воспламенения, а также к затруднению пуска дизеля.

Масла, по сравнению с дизельным топливом, отличаются более высокой вязкостью, что приводит к повышению дальности струи впрыскиваемого топлива и снижению мелкости распыливания.

Величина поверхностного натяжения и вязкость спиртов напротив ниже чем у дизельного топлива. Это свидетельствует о низкой смазывающей способности спиртов, что приводит к быстрому износу топливной аппаратуры.

Наличие в маслах растительного происхождения смолистых веществ способствует более высокому нагарообразованию по сравнению с дизельным топливом.

Спирты обладают высокой коррозионной активностью и агрессивность по отношению к ряду пластмасс, что требует пересмотра материалов, применяемых в топливных системах (ТС).

Таким образом, растительные масла и спирты обладают своими преимуществами перед дизельным топливом. Однако при работе дизеля на топливах с различными физико-химическими свойствами меняются все основные показатели рабочего цикла дизеля: период задержки воспламенения, скорость нарастания давления в цилиндре и его максимальное значение, удельный расход топлива, мощностные показатели двигателя и содержание вредных веществ в ОГ. Требуется серьезный пересмотр конструкции ТС. При этом важным является обеспечение качества распыливания топлива, полноты сгорания, быстрого и надежного пуска двигателя при различных температурах окружающего воздуха и широком диапазоне изменения физико-химических свойств топлив, что возможно осуществить с помощью совместной подачи в камеру сгорания (КС) дизеля смесей альтернативных топлив и дизельного топлива.

В случае масел и спиртов, исследователями высказывается необходимость изменения содержания альтернативных топлив в смеси с дизельным в зависимости от режима работы двигателя.

В этой связи становится актуальным вопрос создания ТС, способных осуществлять гибкую коррекцию состава смеси топлив, подаваемых в КС, в зависимости от режима работы. При этом такие системы должны обладать как можно меньшей инерционностью при изменении состава смеси в условиях быстрой смены режимов транспортным двигателем.

На наш взгляд, с этой точки зрения, наиболее рационально организовать смешения топлив в форсунке, как можно ближе к распыливающим отверстиям (у основания запирающего конуса иглы распылителя), непосредственно перед впрыскиванием.

Эта идея нашла свое отражение в системе подачи смесового топлива (СПСТ) [1], два варианта которой представлены на рис.1.

Оба варианта предназначены для подачи через одну форсунку в камеру сгорания дизеля смеси двух топлив. Компоненты подаются отдельно по своим каналам (10, 12, 16 и 11, 13, 15, 17, 22, соответственно) к объему смешения $V_{ф см}$. Благодаря конструкции систем и их принципу действия [1] осуществляется направленная коррекция состава смеси топлив в процессе ее впрыскивания через распыливающие отверстия 18.

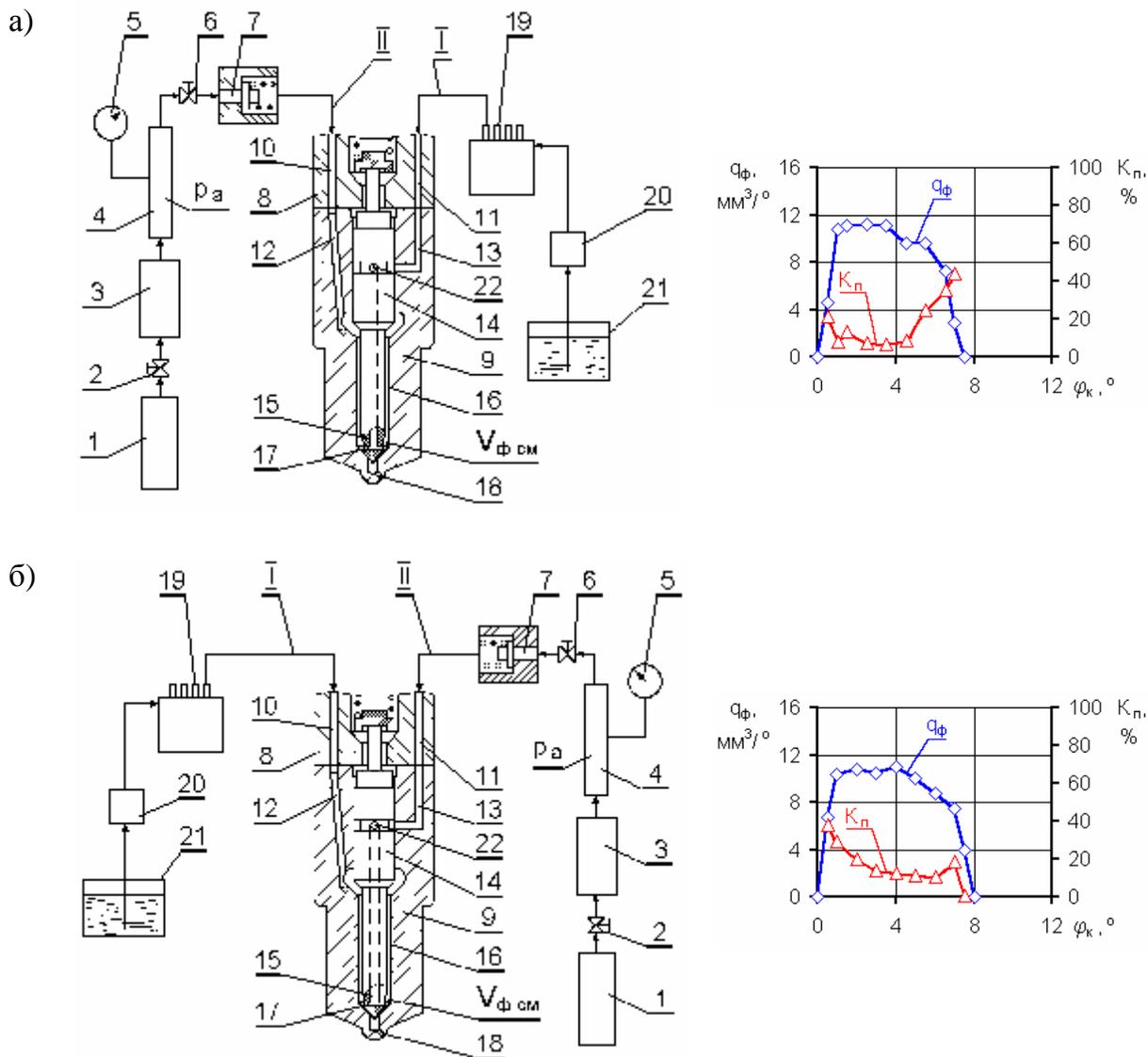


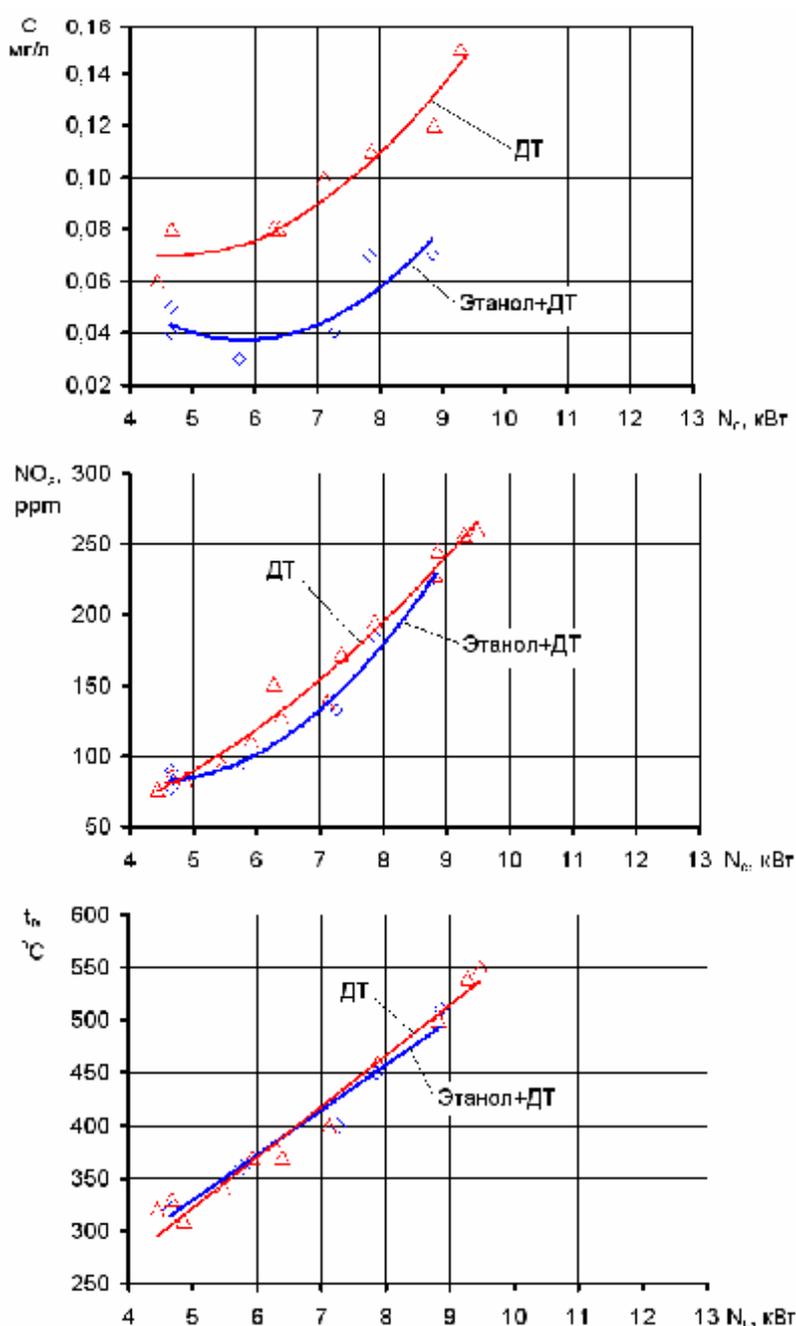
Рис.1. Схемы комплектаций систем подачи смесевых топлив и образцы реализованных ими характеристик впрыскивания: а–комплектация, предназначенная для подачи этанола совместно с дизельным топливом; б–комплектация, предназначенная для совместной подачи рапсового масла и дизельного топлива; q_ϕ – количество смеси топлив, поданное за градус поворота кулачкового вала ТНВД; K_p –массовое содержание присадки, подаваемой топливной системой аккумуляторного типа; ϕ_k –угол поворота кулачкового вала ТНВД.

Отличия двух вариантов состоят в способах подвода кислородосодержащего топлива. В случае применения спиртов, обладающих плохими смазывающими свойствами и не образующих с дизельным топливом устойчивой смеси, целесообразен вариант системы, представленный на рис.1,а. В ней спирт подается аккумуляторной топливной системой по топливопроводу II и каналам 10, 12, 16. При таком способе подвода попадание большого количества спирта в прецизионную часть иглы 14 исключено, а смазка в этой зоне будет осуществляться преимущественно дизельным топливом, подаваемом подкачивающим насосом 20 из бака 21 и топливным насосом высокого давления (ТНВД) 19 по топливопроводу I и каналам 11, 13, 15, 17, 22, в форсунке 8 и распылителе 9. Кроме того, параметры СПСТ подобраны таким образом, что бы преимущественная подача спирта в смеси с дизельным топливом происходила в конечной фазе впрыскивания (массовое содержание K_p спирта

та возрастает в процессе впрыскивания, рис.1,а). Это создает благоприятные условия для воспламенения в дизеле спирта, обладающего низким ЦЧ. Подача кислородосодержащего топлива к концу сгорания снижает образование сажи.

Для подачи масел растительного происхождения предназначен второй вариант СПСТ (рис.1,б). Поскольку растительные масла обладают высокой вязкостью и коксуемостью, то их подачу в КС предпочтительно осуществлять в смеси с дизельным топливом через ТНВД 19. В этой связи к рапсовому маслу дополнительно подмешивается дизельное топливо в полости $V_{ф см}$, которое подается из аккумулятора 4 по каналам II, 11, 13, 15, 17, 22. В этом случае, исходя из необходимости преимущественной подачи масла к концу впрыскивания для снижения образования сажи, система обеспечивает уменьшение массового содержания K_{II} дизельного топлива в смеси (рис.1,б).

Моторные исследования обоих вариантов СПСТ проводились на дизеле производства Владимирского тракторного завода (ВТЗ) модели Д-120 (2Ч 10,5/12).



В процессе исследований с помощью газоанализатора Инфралайт 11П проводился замер содержания в ОГ дизеля оксида азота NO_x , углеводородов CH , оксида углерода CO , диоксида углерода CO_2 и кислорода O_2 . Количество сажи C в ОГ определялось с использованием способа, предложенного НАМИ. Согласно способа, величина C оценивалось плотность светового излучения, проходящего через фильтр, через который в системе выпуска двигателя были пропущены ОГ.

С помощью указанного выше измерительного оборудования были сняты нагрузочные характеристики (рис.2, рис.3) дизеля Д-120, укомплектованного обоими вариантами СПСТ.

Рис.2. Нагрузочная характеристика дизеля Д120 (2Ч 10,5/12), $n=1200 \text{ мин}^{-1}$: ДТ – работа на дизельном топливе, подаваемом ТНВД; Этанол+ДТ – работа на смеси ДТ и этанола

Первая характеристика (рис.2) относится к варианту, представленному на рис.1,а. В качестве основного топлива, подаваемого через ТНВД 19, использовалось дизельное топливо, а в качестве присадки – этанол (линии, обозначенные “Этанол + ДТ”), давление p_a которого в аккумуляторе 4 составляло 2,5 МПа. Исследования проводились при частоте вращения коленчатого вала $n=1200 \text{ мин}^{-1}$ и установочном угле опережения впрыскивания $\varphi_{o.вп.}=13^\circ$ п.к.в. до ВМТ. Это сочетание n и $\varphi_{o.вп.}$, как показали предварительные исследования при работе Д-120 на дизельном топливе, способствовало наиболее существенному снижению выбросов NO_x за счет ухудшения дымности.

Для сравнения на рис.2 представлены показатели, полученные при работе Д-120 на дизельном топливе (линии, обозначенные “ДТ”).

Как видно из рисунка, за счет совместной подачи дизельного топлива и этанола удалось добиться значительного снижения выбросов С. Так на режиме $N_e=8,8 \text{ кВт}$ за счет подачи смеси этанола и дизельного топлива содержание С снизилось на 35 % по сравнению с работой на чистом дизельном топливе.

Аналогичного значимого эффекта удалось добиться по снижению выбросов СН (на рис.2 не показан). На режиме $N_e=8,8 \text{ кВт}$ оно составило 38%. При этом

изменения температуры t_f ОГ и остальных измеряемых составляющих ОГ были незначительны и укладывались в погрешность измерений.

Испытания варианта СПСТ, изображенного на рис.1,б проводились при значении $n=1400 \text{ мин}^{-1}$, которые соответствовали частоте вращения, при которой достигается максимальный крутящий момент двигателя Д-120. Установочный угол опережения впрыскивания составлял $\varphi_{o.вп.}=20^\circ$ п.к.в. до ВМТ.

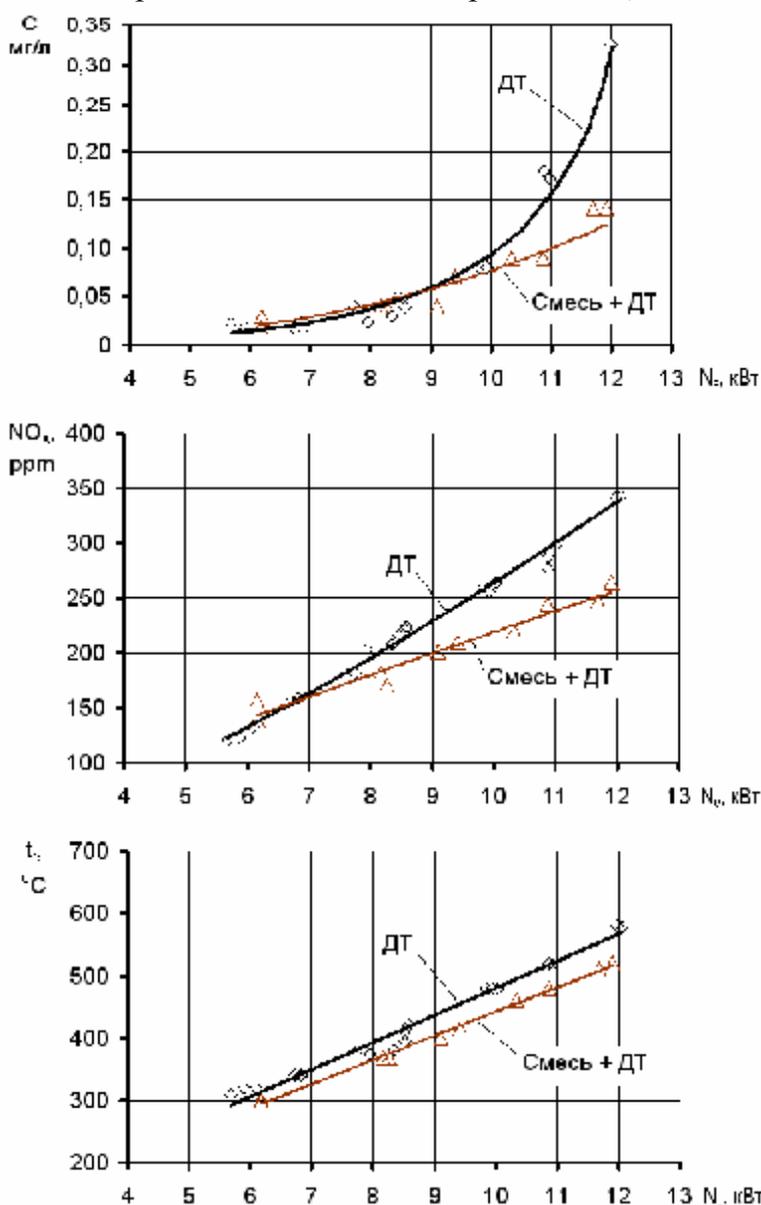


Рис.3. Нагрузочная характеристика дизеля Д-120 (2Ч 10,5/12), $n=1400 \text{ мин}^{-1}$: ДТ – работа на дизельном топливе, подаваемом ТНВД; Смесь+ДТ – работа на смеси 80% (по объему) дизельного топлива и 20% рапсового масла, подаваемой через ТНВД и дизельном топливе, подаваемом системой подачи присадки

Через ТНВД 19 была организована подача смеси постоянного состава, состоящей из 80 % (по объему) дизельного топлива и 20 % рапсового масла. К этой смеси в объеме $V_{ф см}$ подмешивалось дизельное топливо, подаваемое системой подачи присадки. Давление p_a в аккумуляторе составляло 2,5 МПа

Такой способ подачи растительного масла позволил избежать коксования распылителя и обеспечил работоспособность системы на протяжении всего срока исследований.

Как видно из рис.3, применение рапсового масла позволило улучшить экологические показатели дизеля. В частности, на режиме $N_e=11$ кВт снижение C составило 50 %, NO_x – 20 %. На этом же режиме выбросы CH сократились в два раза, CO – на 35 % и CO_2 – на 13 %.

Стоит отметить, что достигнутый (рис.2, рис.3) при применении кислородосодержащих топлив эффект является результатом совместного подбора способа их подвода, объема линии высокого давления ТНВД и $\phi_{o.вп.}$.

Литература:

1. Система подачи смесового топлива для дизеля: Патент № 2204048. Россия МКИ F02M 43/04 / В.Н. Луканин, В.И. Мальчук, А.Ю. Дунин. – Оpubл. 10.05.2003, бюл. № 13.

СИСТЕМА И СПОСОБ УПРАВЛЕНИЯ СИЛОВЫМ АГРЕГАТОМ

Хрящёв Ю.Е., Дойников К.В. (Ярославский государственный технический университет).

В условиях действующего производства силового агрегата «дизель ЯМЗ 6581.10 – коробка передач ТМЗ-14.180» с целью улучшения его потребительских качеств, принято решение об автоматизации управления переключением передач при помощи электронной системы управления для обеспечения возможности автоматического перехода с одного режима движения на другой.

Электронное управление силовым агрегатом большегрузных транспортных средств с механической коробкой передач (КП) имеет свои особенности. Это связано с большими усилиями, необходимыми для переключения с одной пары шестерён на другую, отсутствием контроля выжима сцепления. При совмещении автоматической трансмиссии и двигателя, объективно существуют проблемы по синхронизации их работы [1,2]. В связи с этим предлагается новый способ управления силовым агрегатом большегрузного транспортного средства с механической коробкой передач, который позволит оптимизировать крутящий момент в зависимости от условий движения автомобиля.

Предлагаемый способ позволяет с помощью электронной системы управления согласовать автоматическое переключение КП с работой двигателя.

Система управления двигателем содержит: электронный блок управления (ЭБУ) двигателя 1 (рис.1), электронный блок управления «Газ-регулятор» 3, исполнительные элементы управления топливоподачей 15, датчик частоты вращения коленчатого вала двигателя 10, педаль топливоподачи 4 с датчиком положения педали 5.

Предлагаемый способ создан применительно к механической коробке передач нового поколения «ТМЗ-14.180», разрабатываемой ОАО «Тутаевский моторный завод». Способ может быть осуществлён с помощью электронной системы управления коробкой передач, включающей в себя исполнительные механизмы пере-

ключения передач, кинематически связанные с линейными электромагнитными исполнительными механизмами 24, 25, 26, три пневматических цилиндра 16, 20, 22, каждый из которых соответственно сочленён с электромагнитным пневматическим распределителем 19, 18, 17. Система снабжена датчиком положения поршня пневматического цилиндра выжима сцепления 27, датчиком включения диапазона делителя 21, датчиком переключения демультипликатора 23, датчиком скорости 11 и панелью управления коробкой передач 6.

Системы управления взаимодействуют между собой. Например, От ЭБУ двигателя в ЭБУ коробки передач поступает информация о положении органа управления топливоподачей (рейка топливного насоса) и о частоте вращения двигателя. Схема функционального взаимодействия элементов систем управления силовым агрегатом представлена на рис. 1.

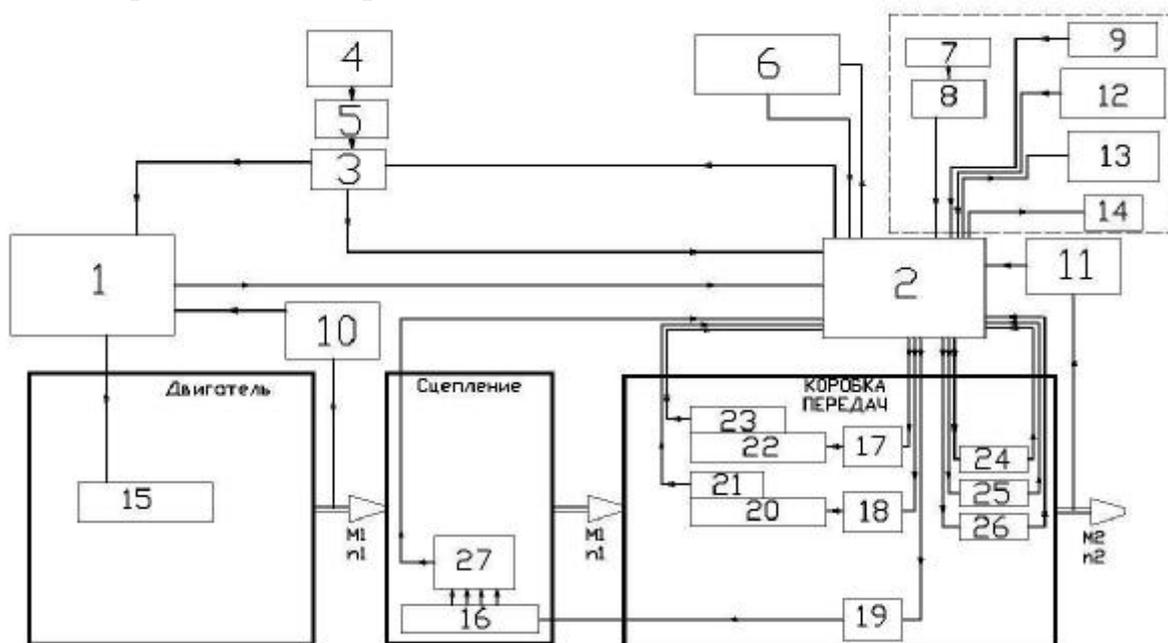


Рис. 1. Схема функционального взаимодействия элементов систем управления: 1 – электронный блок управления двигателем; 2 – электронный блок управления КП; 3 – электронный блок системы «Газ-регулятор»; 4 – педаль управления подачей топлива; 5 – датчик положения педали; 6 – панель управления; 7 – педаль тормоза; 8 – датчик положения педали тормоза; 9 – датчик стояночного тормоза; 10 – датчик частоты вращения (ДЧВ) коленчатого вала; 11 – ДЧВ выходного фланца КП; 12 – датчик давления в пневматической системе транспортного средства; 13 – механизм блокировки пуска двигателя; 14 – лампа заднего хода; 15 – исполнительный элемент управления топливоподачей; 16 – пневматический цилиндр выжима сцепления; 17 – клапан электромагнитный для демультипликатора; 18 – клапан электромагнитный делителя; 19 – клапан электромагнитный сцепления; 20 – пневматический цилиндр делителя; 21 – датчик диапазона делителя; 22 – пневматический цилиндр демультипликатора; 23 – датчик диапазона демультипликатора; 24 – линейный электромагнитный исполнительный механизм (ЛЭИМ) для планки заднего хода; 25 – ЛЭИМ для планки первой и второй передачи; 26 – ЛЭИМ для планки третьей и четвертой передачи основной КП; 27 – датчик позиционирования поршня пневматического цилиндра.

Педаль топливоподачи 4 механически соединена с датчиком положения педали 5. Сигнал от датчика 5 по электрической цепи поступает в электронный блок управления системы «Газ-регулятор» 3. Сигнал о положении педали поступает от

системы «Газ-регулятор» к электронному блоку управления КП 2. Электронный блок управления КП обрабатывает поступающий сигнал, принимает решение о необходимой частоте вращения двигателя и вырабатывает сигнал на систему «Газ-регулятор». «Газ-регулятор» обрабатывает сигнал, поступивший от электронного блока управления 2, и генерирует сигнал, передаваемый к электронному блоку управления двигателем 1. Таким образом, система «Газ-регулятор» позволяет управлять сигналом педали акселератора в зависимости от требований системы управления КП (например, снизить частоту вращения двигателя при выжиме сцепления и переключении передачи). Система «Газ-регулятор» включена в способ управления силовым агрегатом для универсализации его применения.

Для расчетного силового агрегата, произведён анализ последовательности переключения коробки передач [3]. Определены характеристики переключения на различных режимах движения (рис.2).

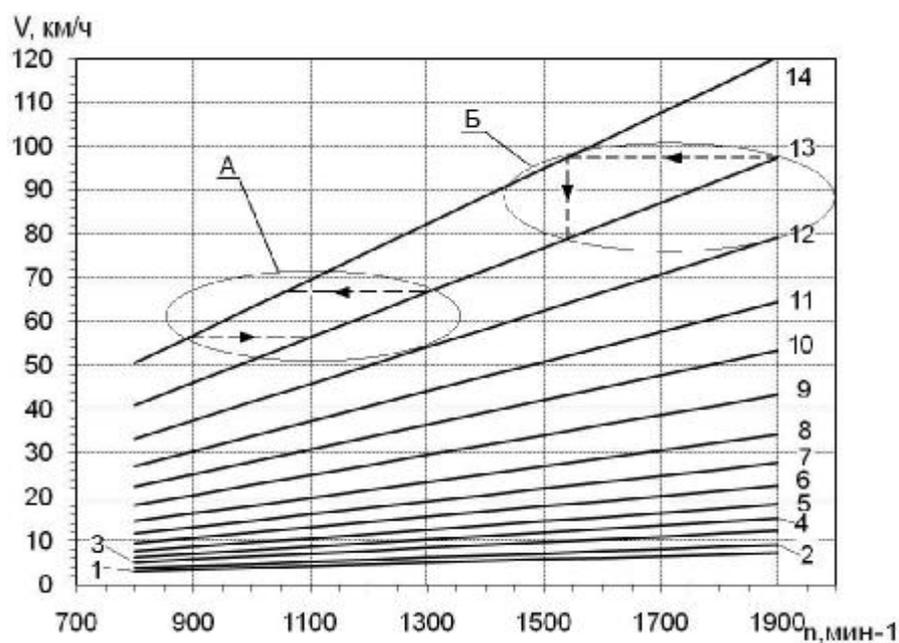


Рис. 2. Зависимость скорости движения автомобиля на всех передачах от частоты вращения коленчатого вала двигателя: 1-14 – зависимость для соответствующей передачи; А – переключения между 13-й и 14-й передачей при режиме экономии топлива; Б – переключения между 13-й и 14-й передачей при режиме максимальной производительности силового агрегата.

На основе тягового, динамического, мощностного расчетов транспортного средства оснащенного силовым агрегатом «дизель ЯМЗ 6581.10 – коробка передач ТМЗ-14.180» и анализа возможностей переключения коробки передач осуществлена разработка алгоритмов управления силовым агрегатом, в которых отражена последовательность работы системы управления в зависимости от намерений водителя и режимных параметров двигателя. В алгоритме предусмотрено десять режимов работы транспортного средства: парковка (стоянка); пуск двигателя; разгон автоматический маневровый; разгон автоматический полная или частичная загрузка; разгон автоматический без загрузки; разгон ручной; качение; замедление движения; экстренное торможение; буксировка. В таблице 1 приведён фрагмент алгоритма управления силовым агрегатом на режиме «Разгон автоматический маневровый».

С помощью предлагаемой системы и способа решается проблема автоматической оптимизации крутящего момента силового агрегата с механической коробкой передач. Применение способа ведёт к снижению расхода топлива транспортного средства и увеличению срока службы сцепления. Адаптивная система автоматического управления коробкой передач позволяет в любой момент перейти на ручной

режим управления. Применение предлагаемого способа управления не влечет изменения принципа передачи крутящего момента используемого в механических коробках передач, а значит, может применяться во всех сферах их назначения.

Таблица 1. Фрагмент алгоритма управления на режиме «Разгон автоматический маневровый».

№	Условия	Описание действия	Индикация
1	Выполнение алгоритма «Запуск двигателя»	Переключатель манёвренности переводится водителем в положение «М» - маневровый.	На дисплее режима движения активируется значение «М» - маневровый
2	Выполнение алгоритма «Запуск двигателя»	Переключатель режима движения переводится водителем из положения «Р» - парковка в положение «D» - движение.	На дисплее режима движения активируется значение «D» - движение.
3	Выполнение алгоритма «Запуск двигателя»	Джойстик касанием водителя перемещается влево в положение «А» - автоматический режим переключения.	На дисплее режима движения активируется значение «А» - автоматический режим переключения.
...

Таким образом, определены логические взаимосвязи систем управления силовым агрегатом, проведён анализ последовательности переключения передач, создан алгоритм работы системы управления силовым агрегатом для различных режимов движения. В алгоритме предусмотрены режимы работы, обеспечивающие: экономию топлива; максимальную производительность силового агрегата; ручной режим переключения.

Литература:

1. Хрящёв Ю. Е. Жаров А. В. Блаженнов Е. И. Конспекты по современной автоэлектронике. Ярославль.: Уч. пособие. – Ярославль : Изд-во ЯГТУ, 1999. – 127 с.
2. Боярских С. Ю. АКПП - Автоматическая коробка переключения передач: Электронный ресурс – Режим доступа: <http://www.car4u.ru/pages.php?cid=2241>
3. Туренский И. С. Теория автомобиля: Учебное пособие – М.: Высш. шк., 2005. – 240 с.
4. Поляков К. Ю. Основы теории цифровых систем управления: Учеб. пособие: СПбГМТУ. – СПб.: 2006. – 161 с.
5. Бесекерский В. А., Попов Е.П. Теория систем автоматического управления – 4-е изд. СПб.: Профессия, 2003. – 752 с.

УПРАВЛЕНИЕ АВТОМОБИЛЬНЫМ ДИЗЕЛЕМ НА ХОЛОСТОМ ХОДУ

Хрящёв Ю.Е., Епанешников Д.А. (Ярославский государственный технический университет)

Достижение оптимального управления дизелем на режиме холостого хода затруднено как вследствие отсутствия практической возможности подробного математического описания процессов, протекающих в двигателе, так и из-за многомерности, многопараметричности, нелинейности, неопределенности характеристик и

импульсного характера работы. Заранее не предвидимы и отклонения внешних условий работы дизеля. Поиск решений, позволяющих достигнуть в этих условиях результатов, близких к оптимальным, является актуальной проблемой.

Несмотря на предпринятые попытки решения упомянутых проблем в производстве дизелей, оснащаемых любыми системами управления, периодически появляются причины, приводящие к определенным сложностям регулирования частоты вращения на некоторых эксплуатационных режимах, таких как холостой ход, холодный пуск, маневровые режимы и тому подобные.

Конкретной целью данной работы является - устранение неустойчивости частоты вращения на режимах холостого хода (рис. 1).

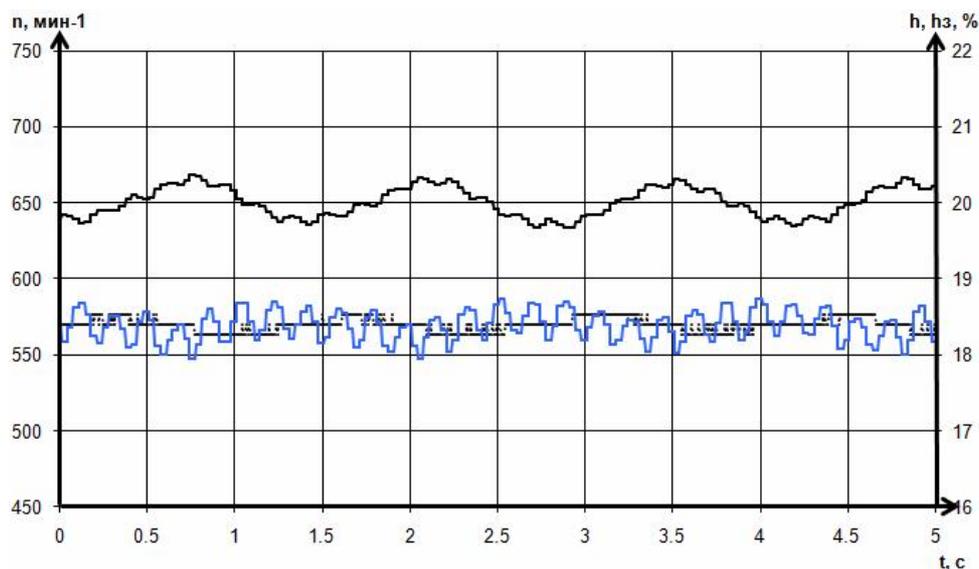


Рис. 1. Зарегистрированные колебания частоты вращения на режиме холостого хода, на графике: — n, мин⁻¹ h, % — hз, %

Проблема регулирования частоты вращения дизеля на режиме минимального холостого хода является достаточно сложной и требует системного решения с реализацией мероприятий конструктивных, технологических и алгоритмических. Для исследования возможных подходов к данной проблеме создана математическая модель системы управления дизелем ЭСУ-1А[1] в среде MATLAB Simulink, на которой были проанализированы причины, приводящие к неустойчивости.

Используемый в ЭСУ-1А исполнительный механизм представляет собой поворотный реактивный шестиполусной электромагнит ЭМП01-30, кинематически соединенный с рейкой топливного насоса, управляемый электронным блоком управления на основе МП SAB-C167CR-L Siemens. Аппроксимируя тяговые характеристики электромагнита, полученные экспериментально, получаем функциональные зависимости для определения крутящего момента, создаваемого исполнительным механизмом M , Нм при угле поворота рычага φ , рад.

Для тока $I=3A$ получим:

$$M = (2.6 \cdot 10^{-10}) \cdot j^7 + (-3.3 \cdot 10^{-8}) \cdot j^6 + (1.07 \cdot 10^{-6}) \cdot j^5 + (1.5 \cdot 10^{-5}) \cdot j^4 + (-0.000985) \cdot j^3 + (0.000375) \cdot j^2 + (0.26) \cdot j + (1.37) \quad (1)$$

Для тока $I=-3A$ получим:

$$M = (1.8 \cdot 10^{-11}) \cdot j^7 + (-5.2 \cdot 10^{-9}) \cdot j^6 + (-2.6 \cdot 10^{-8}) \cdot j^5 + (2.8 \cdot 10^{-5}) \cdot j^4 + (-0.00089) \cdot j^3 + (0.0048) \cdot j^2 + (0.025) \cdot j + (-2.49), \quad (2)$$

Момент сопротивления равен $M_c = I\Omega$.

Исполнительный механизм находится во время работы в состоянии безразличного равновесия, таким образом для его позиционирования применяется широтно-импульсная модуляция. Управление положением исполнительного механизма осуществляется при помощи ПИД-регулятора.

Якорь электромагнита движется вращательно, поэтому основным уравнением для моделирования его движения должно быть уравнение вращательного движения (рис. 2).

$$M - M_c = Jj'' \quad (3)$$

где M – крутящий момент, создаваемый в ИМ, M_c – суммарный момент сопротивления исполнительного механизма.

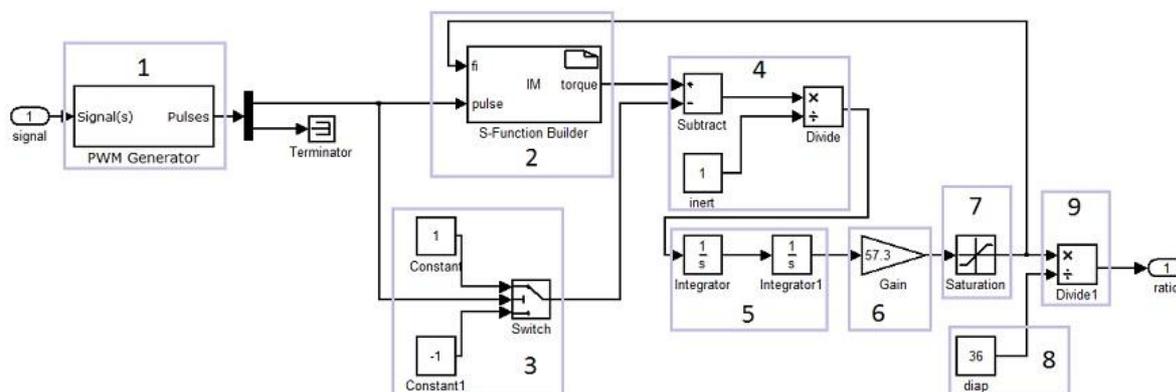


Рис. 2. Модель ИМ в Simulink: 1 – ШИМ, 2 – модуль расчета крутящего момента по силе тока и углу поворота; 3 – блоки расчета момента сопротивления; 4 – блоки расчета ускорения; 5 – блоки интеграторы; 6 – блок усиление; 7 – блок ограничения диапазона работы; 8 – блок, задающий диапазон работы; 9 – блок, в котором осуществляется операция деления для определения координаты рейки в долях от полного хода

Основной составляющей модели дизеля является расчет рабочего процесса, выполненный по методу, предложенному Вибе [2]. В результате теплового расчета вычисляется крутящий момент, создаваемый дизелем, далее по уравнению вращательного движения определяется частота вращения коленчатого вала дизеля, для упрощения расчета момент инерции дизеля считается постоянным.

$$M - M_c = Jw' \quad (4)$$

Поддержание заданного скоростного режима осуществляется ПИД-регулятором (рис. 3).

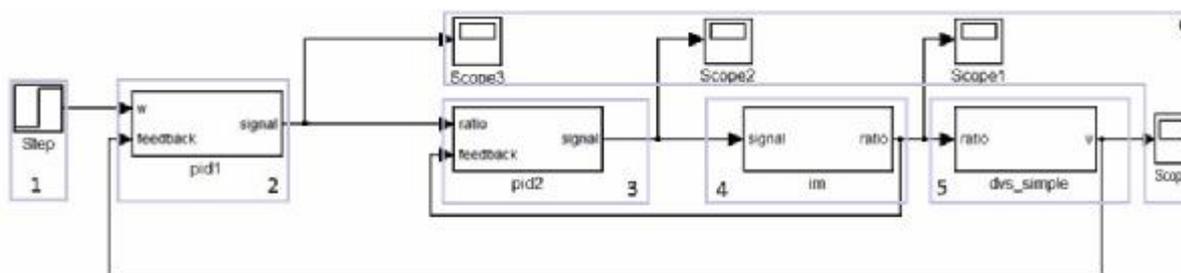


Рис. 3. Модель дизеля с электромагнитным ИМ управления частотой вращения: 1 – блок задатчик скоростного режима, 2 – регулятор частоты вращения, 3 – регулятор позиционер рейки, 4 – модель исполнительного механизма, 5 – модель дизеля, 6 – блоки графопостроители

На модели была произведена имитация возможных причин неустойчивой работы дизеля на холостом ходу: заедание рейки, люфт в приводе рейки, задержка при прохождении сигнала от регулятора к ИМ при помощи имеющихся в инструментариим Simulink блоков. По результатам испытаний сделан вывод, что в случае люфта или заедания рейки возможно добиться устойчивой работы путем настройки значений коэффициентов, а при наличии задержки изменение коэффициентов ПИД регулятора не способно существенно улучшить регулирование.

Для решения этой проблемы предложен способ работы с компенсацией задержки управляющего воздействия (рис. 4). Для дизеля осуществляется расчет или измерение величины ускорения коленчатого вала, затем по величине текущей частоты вращения w_m , рад/с, времени задержки t_3 , с и величине ускорений a рад/с², измеренной или вычисленной

$$a = (w_m - w_{m-\Delta t})/\Delta t \quad (5)$$

где Δt , с – шаг квантования, $w_{m-\Delta t}$ – предыдущее значения частоты вращения, измеренное в момент времени $t_n - \Delta t$

вычисляется частота вращения коленчатого вала с учетом задержки

$$w_{m+t_3} = w_m + t_3(w_m - w_{m-\Delta t})/\Delta t \quad (6)$$

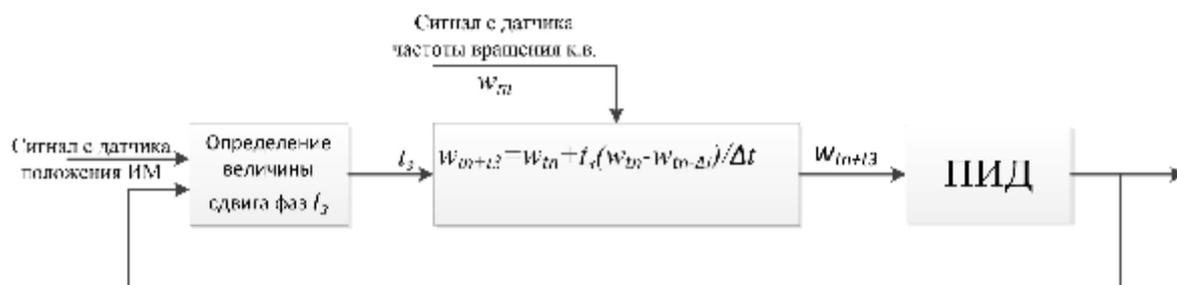


Рис. 4. Работа системы управления с компенсацией задержки

Для коррекции возникающих на холостом ходу колебаний частоты вращения дизеля, описанных ранее можно использовать алгоритм работы, при котором на рейку ГНВД подаются колебания, вызывающие колебания частоты вращения дизеля той же частоты что и зарегистрированные, но в противофазе существующим, с амплитудой достаточной для их коррекции.

На основе данных алгоритмов предложен способ работы, который выполняется в два этапа.

На первом этапе исключается задержка при расчете управляющего сигнала и передаче его в исполнительный механизм. Это достигается применением описанного выше алгоритма компенсации задержки.

В том случае если в результате этого этапа колебания частоты вращения не прекратились, то осуществляется второй этап.

На втором этапе работа ПИД-регулятора корректируется таким образом, чтобы ликвидировать колебания частоты вращения. Модуль блока управления производит гармонический анализ по данным текущего положения коленчатого вала и текущей частоты, определяет частоту колебаний первой гармоники. Далее производится расчет коррекции движения ИМ для создания в двигателе колебаний частоты вращения с амплитудой равной рассчитанной, но находящихся в противофазе имеющимся. Полученная коррекция суммируется с сигналом от ПИД-регулятора, затем подается на исполнительный механизм, в соответствующий момент времени.

Применение данного способа работы позволит повысить стабильность частоты вращения дизеля на холостом ходу, улучшить работу дизеля на данном режиме во время приработки, однако совершенствование конструкции, улучшение качества изготовления и сборки топливной аппаратуры и системы управления являются основными мероприятиями по устранению причин рассматриваемой проблемы и могут кардинально улучшить качество регулирования частоты вращения двигателя, особенно на режиме минимального холостого хода.

Применение способов адаптивной подстройки параметров системы управления и коррекции подачи топлива, описанные в работе, способны улучшить качество регулирования частоты, несмотря на проблемы, связанные с неточностью изготовления, несовершенством конструкции и износом.

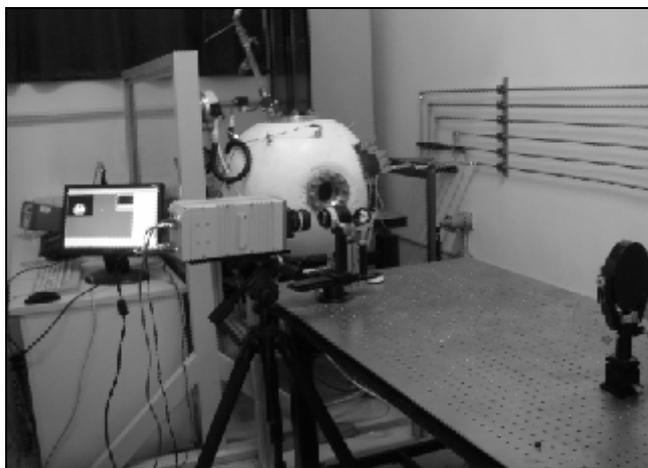
Литература.

1. Хрящев Ю.Е., Антошин Р.О., Тихомиров М.В. Уровень EURO-3 с системами ЭСУ-1 // Электроника и электрооборудование транспорта. – 2006, №3-4. – С
2. Вибе И.И. Новое о рабочем цикле двигателей. Скорость сгорания и рабочий цикл двигателей. – Свердловск: МАШГИЗ, 1962. – 265с.

ИССЛЕДОВАНИЕ СКОРОСТИ И СТАБИЛЬНОСТИ ПЛАМЕНИ ВОДОРОДА

Чажо ЦзяньХуэй , Сун Бай Ганн (Пекинский политехнический университет, г.Пекин)

В автомобильном двигателестроении продолжают активные поиски новых видов экологически более чистых топлив, способных обеспечить двигателям внутреннего сгорания достижение новых показателей их качества. Одним из таких топлив является водород. Скорость сгорания смесей водорода с воздухом выше, чем скорость сгорания смесей воздуха и нефтяного топлива. Поэтому используя водород в качестве топлива двигателя, следует ожидать повышенную эмиссию NOx. Управление выбросами NOx оказывается одной из ключевых проблем создания современного водородного двигателя.



Скорость распространения сгорания водорода влияет на скорость мгновенной теплоотдачи, а так же на максимальную температуру рабочего тела в цилиндре, которая определяет интенсивность образования NOx. Поэтому исследование характеристик сгорания водорода имеет существенное значение.

Рис. 1. Экспериментальная установка

На основании анализа предыдущих исследований процесса сгорания воздушно-водородных смесей сконструирована установка, приведенная на рис.1, состоящая из следующих компонентов: бомба сгорания постоянного объема, система

подготовки и подачи газовой смеси, оптическая система измерения, система регулирования. При $P=0,1\text{МПа}$, $T=300\text{К}$ с помощью метода “шлирен-фотографии” проведены эксперименты по изучению характеристик сгорания смеси воздуха с водородом в различных величинах коэффициента избытка воздуха (α).

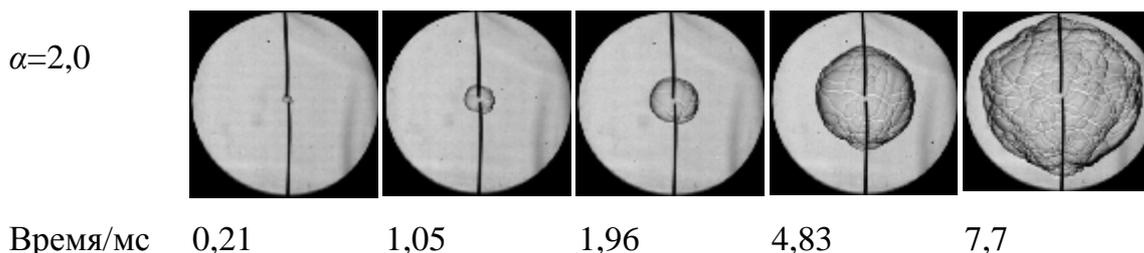


Рис. 2. процесс развития пламени

На рис 2 показан процесс развития пламени. Первоначально в области между двух электродов образуется очаг пламени. Он сопровождается насыщением его объема продуктами сгорания. В процессе начального развития четко видна гладкость поверхности пламени. Между горячей и сгоревшей частями образован раздел. Плавностью поверхности пламени характеризуется ламинарное пламя. При дальнейшем развитии турбулентность искривляет фронт, на его поверхности возникают изгибы и складки. Когда пламя движется через электроды, электроды усиливают деформацию пламени и турбулентное влияние на фронт пламени, что в итоге приводит к возникновению турбулентного пламени.

Скорость распространения пламени S_n рассчитана по формуле $S_n = dr / dt$, где r - радиус пламени, t - время.

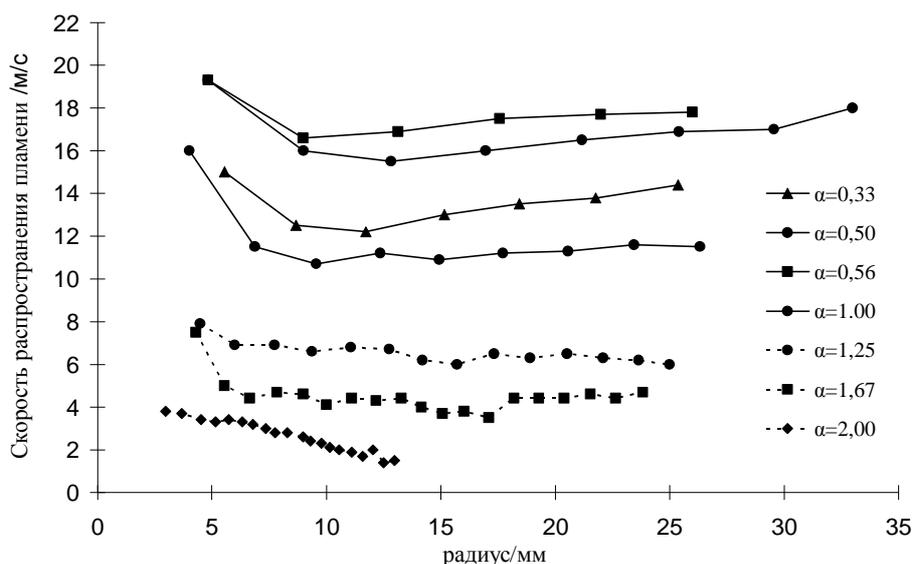


Рис. 3. Зависимость S_n от радиуса пламени

На рис. 3 видно, что в начале развития очага пламени последнее имеет высокую скорость, но со временем развития пламени при разной величине α скорость распространения пламени изменяется по-разному, однако в целом скорость пламени стабилизуется. Ввиду того, что в момент зажигания химические реакции горения протекают на небольшой площади, причем в то время во фронте горения наблюдается относительная высокая температура, отдача теплоты от горячей смеси к свежей большая, и скорость распространения фронта пламени постепенно снижается и достигает минимума. Со временем очаг пламени увеличивается, количе-

ство свежей смеси на поверхности увеличивается, площадь поверхности фронта пламени растёт, количество выделившейся от сгорания теплоты увеличивается, скорость распространения пламени постепенно стабилизируется. Влияние энергии зажигания на скорость распространения снижется с ростом очага пламени и в конце концов исчезает. Можно сделать вывод, что влияние мощности искры электрода на скорость распространения пламени относительно, действующая сфера тоже ограничена, а энергия зажигания не может сильно действовать на характеристику распространения пламени.

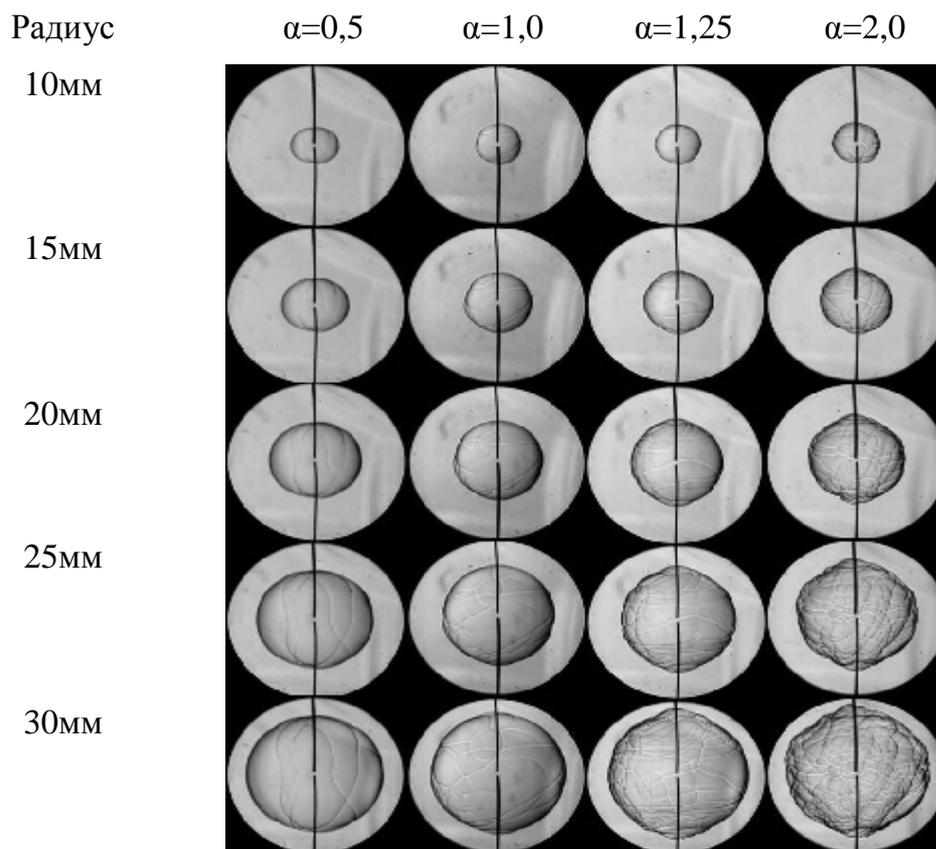


Рис. 4. фотографии в разных концентраций H_2

Анализ данных, приведенных на рис. 4, показывает, что разница в процессе распространения пламени проявляется при разных концентрациях смеси. При $\alpha=0,5$ и $1,0$ с процессом развития поверхность пламени все время оказывается в гладком состоянии, не возникают клеточные структуры и складки, а это означает, что при $\alpha < 1,0$ пламя находится в стабилизированном состоянии. При $\alpha > 1,0$ на поверхности пламени наблюдаются клеточные структуры и складки, причем со временем распространения пламени такие структуры становятся более заметными и занимают больший объем внутри пламени. По мере увеличения α усиливается влияние факторов, способствующих образованию клеточных структур и складок, что способствует увеличению неустойчивости свойств пламени.

Для оценки скорости распространения пламени от коэффициента растяжения γ использованы следующие зависимости, по которым можно оценить неустойчивость сгорания бензовоздушных смесей:

$$g = \frac{1}{A} \frac{dA}{dt} = \frac{2}{r} \frac{dr}{dt} = \frac{2S_n}{r},$$

где A -площадь поверхности пламени. Скорость распространения пламени можно вычислить по теории Markstein:

$$S_n = S_L + L_b a ,$$

где S_L - скорость распространения пламени без растяжения; L_b - длина Markstein, характеризующая степень стабильности пламени.

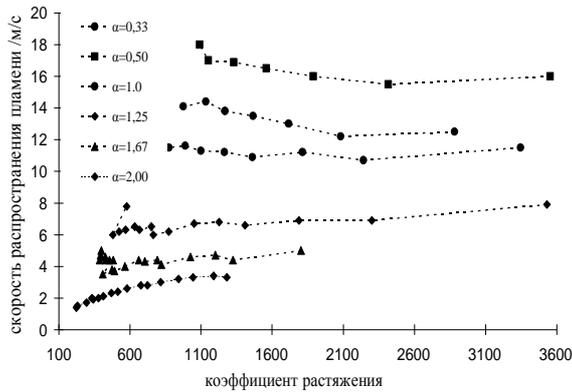


Рис. 5. Зависимость S_n от α в разных концентрациях H_2

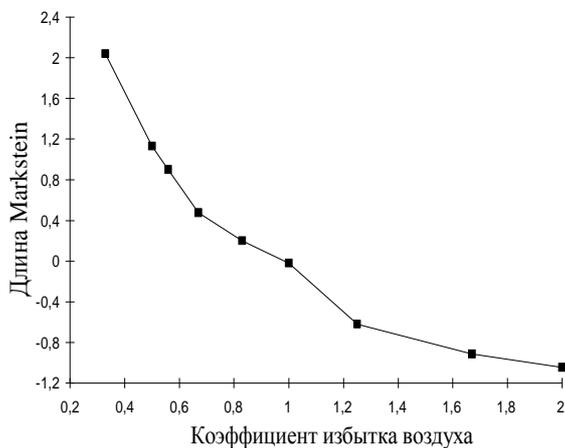


Рис. 6. Зависимость длины Markstein от α

Верхние рисунки показывают, что при $\alpha > 1,0$ L_b имеет отрицательное значение, S_n увеличивается с ростом g , влияние коэффициента растяжения на S_n более действует по мере увеличения g , нестабильное свойство углубляется. При $\alpha < 1,0$ L_b имеет положительное значение, S_n снижается с повышением коэффициента растяжения, пламя приближается к стабильности, стабильное свойство углубляется; при $\alpha = 1,0$, α слабо влияет на S_n . Следовательно, при использовании бедных смесей водорода с воздухом в водородных двигателях, легко возникает цикловая нестабильность.

Литература:

1. Law C.K., Jomaas G., Reichtold J.K. Cellular instabilities of expanding hydrogen/propane spherical flames at elevated pressures: theory and experiment // Proceedings of the Combustion Institute. 2005. P. 159-167.
2. Measurements of laminar burning velocities for natural gas-hydrogen-air mixtures/ Z.Y. Huang [et al.] // Combustion and Flame. 2006. Vol. 146. P. 302-311.
3. Subramanian V., Mallikarjuna J. M., Ramesh A. Intake charge dilution effects on control of nitric oxide emission in a hydrogen fueled SI engine // International Hydrogen Energy. 2006. Vol. 32, No. 12. P. 2047-2048.
4. Aung K.T., Hassan M.I., Faeth G.M. Flame stretch interactions of laminar pre-mixed hydrogen/air flames at normal temperature and pressure // Combustion and Flame. 1997. Vol. 109. P. 1-24.

ВОПРОСЫ БЕЗОПАСНОСТИ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА В КАЧЕСТВЕ АВТОМОБИЛЬНОГО ТОПЛИВА

В.А.Вагнер, А.М.Гвоздев (Алтайский государственный технический университет)

Автотранспорт является одним из крупнейших загрязнителей окружающей среды. Величина ежегодного экологического ущерба от функционирования автотранспортного комплекса Российской Федерации достигает 1,5-2% валового национального продукта России.

Наиболее остро негативные последствия автотранспортной деятельности проявляются на городских территориях, характеризующихся интенсивным движением транспорта. Для населения, проживающего на таких территориях, существует реальная угроза здоровью в связи с загрязнением окружающей среды выбросами и отходами автотранспорта, а также сверхнормативным шумовым воздействием от транспортных потоков.

Одним из основных путей снижения негативного влияния автомобиля на экологию мегаполисов является использование экологически чистых альтернативных видов топлива.

Наиболее перспективным направлением по оценкам отечественных специалистов и ряда зарубежных компаний является разработка коммерческой технологии переработки природного газа в диметиловый эфир (ДМЭ), который по своим физико-химическим показателям близок к СУГ, но обладает высоким цетановым числом и может служить экологически чистой альтернативой дизельному топливу. Диметиловый эфир обладает уникальными в химмотологическом отношении физико-химическими свойствами: испаряемость, воспламеняемость, высокое содержание связанного кислорода, отсутствие способствующих сажеобразованию при горении химических углеродо—углеродных связей и др. Как топливо диметиловый эфир интересен не только высокими экологическими характеристиками, но и довольно обширной сырьевой базой. Находящиеся в эксплуатации дизели могут быть приспособлены в качестве переходного варианта к работе на ДМЭ путем замены топливopодающей аппаратуры и регулировки ее применительно к двигателю, что позволит таким простым способом обеспечить бездымную работу и пониженный выброс оксидов азота.

Высокие экологические характеристики данного топлива подтверждены работами российских ученых МГТУ, МАДИ, НИИД, НАМИ и др. В частности, в Алтайском Государственном Техническом Университете и на ОАО «АЛТАЙ-ЛАДА» проводятся исследовательские работы по использованию ДМЭ в качестве добавки к дизельному топливу (ДТ). Были проведены эксперименты по переводу на смешанное топливо дизеля ВАЗ-341.

Испытания дизеля проводились на стенде ОАО «АЛТАЙ-ЛАДА». Непосредственно объект исследований — дизельный двигатель ВАЗ-341 — 4-тактный, 4-цилиндровый, рядный, вихрекамерный, размерностью 76×84 мм (рабочий объем 1,52 литра) с принудительной жидкостной системой охлаждения. Двигатель укомплектован масляным, топливным насосом высокого давления распределительного типа фирмы Bosch модели VE 4/8 F 2400 RTV 14136, форсунками фирмы Bosch KCA 30 S 50 с распылителями DNO4 SD24, давление начала открытия 15 МПа.

Испытания проводились с целью сравнения основных эффективных показателей при работе дизеля на топливах с добавкой ДМЭ и на традиционном ДТ. Также сравнивались показатели по дымности, NO_x , CO и CH .

Моторные испытания проводились методом снятия внешней скоростной и нагрузочных характеристик при оборотах двигателя 2500 и 4000 мин⁻¹. При проведении моторных испытаний на смесевых топливах выявилась необходимость подбора регулировок топливоподающей аппаратуры, вызванная падением мощности. Изменению подлежали угол опережения впрыска и давление начала впрыска форсунок. Критерий — достижение мощностных показателей, характерных для ДТ.

Моторные испытания показали возможность применения в дизеле топлив с долей ДМЭ до 30% без существенной модернизации существующей топливной аппаратуры. Эффективные показатели работы двигателя при этом практически не изменились. Величины приведенных в энергетическом отношении к ДТ удельных расходов смесевых топлив были примерно такими же или несколько лучше, как при работе двигателя на ДТ ($g_e=idem$). Отличия физико-химических свойств смесевых топлив от ДТ для сохранения мощностных показателей могут быть скомпенсированы настройкой параметров топливной системы.

Добавка в топливо ДМЭ резко снизила дымность отработавших газов на всех скоростных и нагрузочных режимах. Максимальное снижение по нагрузочной характеристике $n=4000\text{мин}^{-1}$ для топлив с 10, 20 и 30% ДМЭ в сравнении с ДТ — 15%, 37,5% и 70% соответственно. По нагрузочной $n=2500\text{мин}^{-1}$ соответственно 21%, 58% и 82,5%. Такие высокие относительные показатели снижения на режиме $n=2500\text{мин}^{-1}$ объясняются повышенным дымлением дизеля при работе на ДТ на данном скоростном режиме. Что вероятно связано с неоптимальностью настроек параметров топливной аппаратуры.

Концентрация NO_x снизилась на всех режимах, при которых проводились испытания. Максимальное снижение выбросов для топлив с 10, 20 и 30% ДМЭ по нагрузочной характеристике $n=4000\text{мин}^{-1}$ было 5,1%, 10,5%, 17,6% соответственно и для режима $n=2500\text{мин}^{-1}$ — 4,7%, 9,3%, 11%.

При переходе на смесевое топливо содержание $СН$ в отработавших газах заметно увеличивается. При работе на топливе с содержанием 10% ДМЭ по массе, рост выбросов углеводородов был незначительным. Увеличение доли ДМЭ в топливе вызвало увеличение в составе отработавших газов углеводородов. Причем наибольшие концентрации были на малых нагрузках. Далее с ростом нагрузки происходило некоторое снижение концентрации $СН$. По нагрузочной характеристике при $n=4000\text{мин}^{-1}$ концентрация $СН$ в отработавших газах сильно возросла. При содержании в смеси 30% ДМЭ концентрация $СН$ при максимальной нагрузке выросла на 27,4% по сравнению с ДТ. На малых же нагрузках показатели $СН$ по сравнению с ДТ были выше на 40%.

Использование топлива с 10% ДМЭ не привело к существенному изменению $СО$. Отмечен рост в среднем на 5...8%. Топливо с 30% ДМЭ вызвало повышение выбросов $СО$ на всех режимах. На малых нагрузках уровень $СО$ превышал эталонные выбросы на ДТ на 25...30%. Далее, с увеличением нагрузки, разница в содержании $СО$ в отработавших газах у смеси и ДТ сокращается, а при высоких нагрузках наблюдается резкий рост содержания $СО$ в отработавших газах. Разница с выбросами $СО$ на дизельном топливе при полной топливоподаче составляет для 2500мин^{-1} — 23%, при 4000мин^{-1} — 18,5%. На средних и больших нагрузках причиной образования $СО$ в основном является неполнота сгорания в переобогащенных топливом зонах топливовоздушной смеси. То есть, причины образования $СО$ на этих нагрузках те же, что и у сажи. Соответственно, из-за уменьшения образования сажи при использовании топлива с добавкой ДМЭ при недостатке внешнего окислителя в переобогащенных зонах начинает усиливаться процесс образования

оксида углерода, который не может быть окислен внутренним связанным кислородом молекул ДМЭ. На это указывает и то, что на режиме $n=2500\text{мин}^{-1}$ (максимального крутящего момента) уровень возрастания CO несколько выше, чем на $n=4000\text{мин}^{-1}$. При этом уровень снижения дымности ОГ имел противоположный характер. Рост содержания CO при малых нагрузках в основном можно объяснить относительно низкой температурой в камере сгорания.

На рисунке 1 представлены относительные показатели работы дизеля на традиционном дизельном топливе и на смесевых топливах (100% — показатели ДТ).

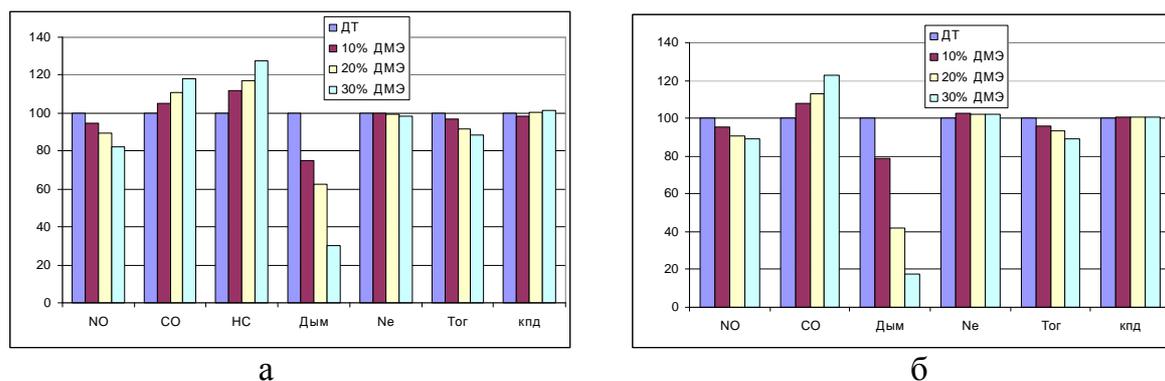


Рис. 1. Сравнительные показатели дизельного двигателя при работе на дизельном топливе и смесевых топливах: а - $n=4000\text{мин}^{-1}$, б - $n=2500\text{мин}^{-1}$

Изменение УОВ является простейшим средством воздействия на уровень токсичности вредных составляющих в ОГ. С уменьшением УОВ дымность ОГ и содержание CO в ОГ увеличивается, но при этом происходит снижение NO_x и CH в ОГ. Относительно низкие показатели дымности при добавке ДМЭ в ДТ позволяют организовать работу на меньших УОВ при некотором уменьшении мощностных и экономических показателей дизеля (по сравнению с оптимальным по мощности УОВ).

На рисунке 2 представлены относительные сравнительные показатели работы дизеля на ДТ и на топливе с 30% ДМЭ (на оптимальном по номинальной мощности УОВ и уменьшенном УОВ — -3^0 п.к.в.).

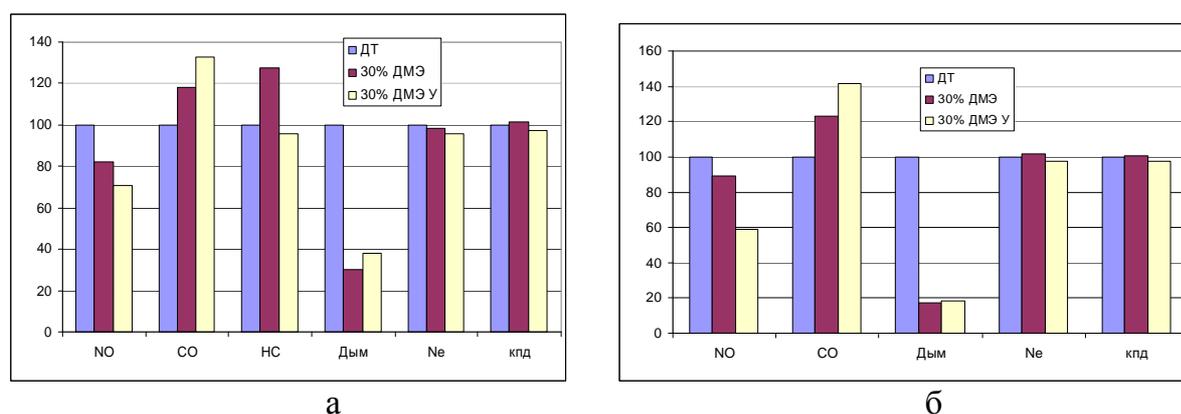


Рис. 2. Сравнительные показатели дизельного двигателя при работе на дизельном топливе с 30% ДМЭ: а - $n=4000\text{мин}^{-1}$, б - $n=2500\text{мин}^{-1}$

Анализируя графики, можно сказать, что работа двигателя при использовании топлива с 30% ДМЭ на УОВ — -3^0 п.к.в. от оптимального по мощности, позволяет при потере номинальной мощности и топливной экономичности в пределах 3-4% (от уровня ДТ) существенно снизить выбросы NO_x (30% — $n=4000\text{мин}^{-1}$; 40% — $n=2500\text{мин}^{-1}$ от уровня ДТ) при сохранении относительно низких уровней дымно-

сти. При этом концентрация $СН$ в ОГ приближается к уровню, характерному для ДТ. Однако, работа на меньшем УОВ привела к росту $СО$ в ОГ. При УОВ — 3^0 п.к.в. от оптимального по мощности уровень $СО$ в ОГ превышал аналогичный показатель дизельного топлива на 30...40%. При наличии средств снижения концентрации $СО$ в ОГ (нейтрализатор) можно рекомендовать при использовании смесевых топлив работу на меньших УОВ, в случаях, если необходимо снизить токсичность ОГ дизеля.

Таким образом моторные испытания показали:

– Возможность использования смесей с содержанием ДМЭ до 30% (включительно) с сохранением основных эффективных показателей без значительной переделки двигателя. Изменение свойств смесевого топлива можно скомпенсировать подбором регулировок топливной аппаратуры.

– Улучшаются экологические показатели дизеля с введением ДМЭ в топливо. Снижается дымность отработавших газов во всем диапазоне нагрузочных и скоростных режимов в 1,2...3 раза (соответственно 10 и 30% ДМЭ в смеси), снижается концентрация оксидов азота на 5...18% (при регулировках по оптимальной эффективной мощности).

Наши данные по экологическим показателям дизеля (дымность и содержание NO_x в ОГ) при применении ДМЭ согласуются с результатами исследований проведенных в МГТУ, МАДИ, НИИД, НАМИ и др. (картина по $СО$ и $СН$ выглядит не так однозначно). Но в целом, с точки зрения экологических аспектов безопасности, топлива на основе ДМЭ являются весьма привлекательными.

С точки зрения расширения сырьевой базы автомобильных топлив, ДМЭ несомненно повышает энергетическую безопасность страны. Его сырьевая база весьма обширна (во всяком случае, шире, чем у традиционных нефтяных топлив). Технические вопросы непосредственного применения на автомобиле ДМЭ могут быть успешно решены. О чем говорит опыт эксплуатации автомобилей, работающих на ДМЭ в г. Москве и за рубежом. Заправка, эксплуатация и техническое обслуживание, на первый взгляд, тоже не должны вызывать опасений. ДМЭ по своим физическим параметрам близок к пропан-бутановой смеси, при этом у нас в стране накоплен огромный опыт по безопасной эксплуатации и обслуживанию автотранспорта на подобном топливе. Но именно здесь могут возникнуть некоторые проблемы по широкому внедрению ДМЭ. И эти проблемы связаны с несовершенством нормативной базы с точки зрения безопасности обслуживающего персонала.

В настоящее время действуют (до 01.11.2010) «Санитарные правила для автотранспортного предприятия с топливозаправочным пунктом, осуществляющего заправку и эксплуатацию автомобилей на диметиловом эфире» (СП 2.2.1.2263-07) пункт 1.3. которых ограничивает их применение только г. Москва. Что уже само по себе сдерживает внедрение ДМЭ в стране. Сами же эти правила, по мнению авторов, практически не учитывают специфику ДМЭ. Об особенностях ДМЭ упоминается только «...не допускается, в связи с особенностями его физико-химических свойств (он тяжелее воздуха), устройство подземных сооружений...». Там же содержится требование «...при аварийной ситуации, связанной с его утечкой (ДМЭ), должны предусматриваться следующие мероприятия: устройство системы автоматического контроля газовой среды...». Однако согласно Гигиеническим нормативам ГН 2.2.5.1313-03 «Химические факторы производственной среды Предельно допустимые концентрации (ПДК) вредных веществ в воздухе рабочей зоны» ДМЭ относится к четвертому классу опасностей, что разрешает проводить замеры содержания ДМЭ в воздухе рабочей зоны периодически. А учитывая то, что димети-

ловый эфир это газ со слабовыраженным эфирным запахом (что затрудняет его определение в воздухе персоналом) является слабым наркотиком, угнетающе действующим на нервную систему, периодический контроль является неэффективным. Особо опасен прорыв паров ДМЭ в кабину водителя, что может привести к трагическим последствиям. Отсутствуют так же типовые инструкции и примерные программы инструктажей, учитывающие особенности ДМЭ для водителей и персонала. Можно привести и другие примеры, как несовершенства, так и отсутствия нормативной базы по безопасному применению диметилового эфира в качестве топлива.

Таким образом, диметиловый эфир являясь весьма перспективным топливом с точки зрения экологической безопасности, что подтверждается многочисленными исследованиями, может не получить преимуществ по сравнению с традиционными нефтяными топливами если не будет создана нормативная база по безопасному применению ДМЭ в качестве автомобильного топлива.

ВЛИЯНИЕ ОБВОДНЕНИЯ БИОЭТАНОЛА НА ИНДИКАТОРНЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ И ТОКСИЧНОСТЬ ДВС С УНИФИЦИРОВАННЫМ РАБОЧИМ ПРОЦЕССОМ

Гарипов М.Д., Зиннатуллин Р.Ф., Сакулин Р.Ю. (Уфимский государственный авиационный технический университет);

В работах [1, 3] описан унифицированный рабочий процесс, который позволяет объединить лучшие качества двух существующих типов двигателей: топливную экономичность дизеля и удельную мощность бензинового ДВС. Потенциал снижения и закономерности эмиссии вредных веществ в условиях унифицированного рабочего процесса изучены на данный момент недостаточно.

Работы [2, 4, 6] доказывают, что наиболее оптимальным методом понижения уровня токсичности поршневого двигателя является обводнение топливо-воздушной смеси. Кроме того, в работах [5, 8, 9, 10] обосновывается возможность использования обводнённого этанола в качестве топлива для поршневого ДВС.

В работе [1] показано, что подход к смесеобразованию и воспламенению, заложенный в унифицированном рабочем процессе, позволяет воспламенять водные растворы этанола с большим содержанием воды единичным искровым разрядом, формируемым стандартной автомобильной системой зажигания [7].

Таким образом, целью работы является исследование возможности снижения токсичности в унифицированном рабочем процессе при увеличении содержания воды в водном растворе этанола без существенного снижения мощностных и экономических показателей двигателя.

Экспериментальный двигатель.

Унифицированный рабочий процесс реализован на базе четырехтактного дизельного двигателя Д-65Н. Геометрическая степень сжатия в серийном варианте равна 17,3, в экспериментальном варианте снижена до 12,5. На двигателе имеется возможность регулирования углов опережения зажигания и впрыска.

На рис. 1 представлена схема конструктивной реализации предлагаемого рабочего процесса. Топливо с небольшим количеством воздуха поступает в полость компрессор-форсунки, где происходит предварительная стадия смесеобразования - подогрев, дробление, перемешивание и частичное испаре-

ние топлива. Поршень компрессор-форсунки приводится в движение от коленчатого вала двигателя. На такте сжатия за счет движения поршня компрессор-форсунки происходит впрыск топливовоздушного факела в рабочую камеру двигателя, в которой окончательно формируется топливовоздушная смесь. Зажигание смеси осуществляется искровым разрядом от свечи зажигания на периферии топливовоздушного факела. Система зажигания имеет традиционную конструкцию и параметры разряда, характерные для современных бензиновых двигателей. Компрессор-форсунка оснащена необходимыми устройствами для дозирования топлива и воздуха в зависимости от режима работы двигателя.

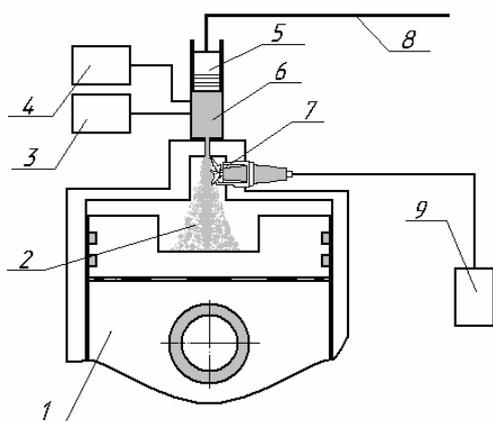


Рис. 1. Схема конструкции для реализации унифицированного рабочего процесса: 1 – поршень; 2 – факел обогащенной топливовоздушной смеси; 3,4 – устройства дозирования топлива и воздуха для компрессор-форсунки; 5 – поршень компрессор-форсунки; 6 – компрессор-форсунка; 7 – свеча зажигания; 8 - привод компрессор-форсунки от вала двигателя (условно); 9 – катушка системы зажигания.

Методика экспериментального исследования.

В экспериментах использовались водные растворы этанола различной концентрации (95, 70, 45% объемных). При работе на каждом виде топлива снимались индикаторные диаграммы двигателя и определялся состав отработавших газов. Измерения проводились на частоте вращения вала двигателя, соответствующей частоте вращения при максимальном крутящем моменте (1100 – 1200 об/мин). Такие же измерения произведены при работе двигателя на базовом дизельном топливе со штатной системой топливоподачи.

Впрыскивание топлива производилось в начале такта сжатия, что позволяет в процессе экспериментов сосредоточиться на изучении влияния концентрации воды в смеси на выбросы вредных веществ с отработавшими газами. В процессе исследования было установлено, что используемая аппаратура не способна адекватно анализировать эмиссию недогоревших углеводородов (*СН*) ввиду высокого содержания паров воды в отработавших газах. В связи с этим, анализ полноты и качества сгорания топлива проводился посредством регистрации эмиссии оксида углерода (*СО*).

Испытательный режим был выбран из условия наибольшей близости к условиям работы базового двигателя на режиме полной нагрузки ($a \approx 1.4$), что даёт возможность сопоставить результаты.

Для точного определения контролируемых параметров на каждом исследуемом режиме для каждого топлива снималась регулировочная характеристика по углу опережения впрыска топлива (в диапазоне 45 – 75 градусов до в.м.т.) и углу опережения зажигания (в диапазоне 5 – 20 градусов до в.м.т.).

Результаты и обсуждение.

Для удобства анализа полученные значения исследуемых параметров были сгруппированы в сводные графики (рис 2 – 5) таким образом, чтобы представить

одновременно два важнейших условия: максимум значения среднего индикаторного давления и минимум значения эмиссии оксидов азота. Также на графиках приведены соответствующие значения исследуемых параметров для базового двигателя, что позволило провести сравнение характеристик экспериментального двигателя с базовыми.

На рис. 3 приведена экспериментальная зависимость выбросов оксидов азота от содержания воды в спиртоводном растворе. В результате испытаний было достигнуто снижение эмиссии оксидов азота в 19 раз по сравнению с базовым двигателем без существенного понижения среднего индикаторного давления (рис. 2).

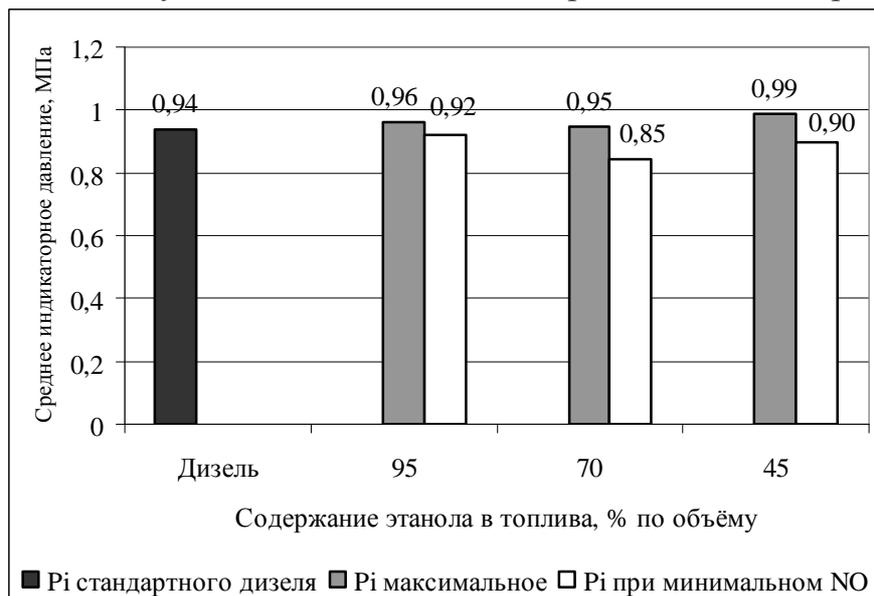


Рис. 2. Зависимость изменения среднего индикаторного давления от вида топлива; режим частичной нагрузки



Рис. 3. Зависимость изменения эмиссии оксидов азота от вида топлива; режим частичной нагрузки

На рис. 4 представлено изменение содержания оксида углерода в продуктах сгорания от содержания воды в спиртоводном растворе. С увеличением содержания воды в спиртоводном растворе не наблюдается роста эмиссии CO, но при этом общий уровень эмиссии ниже в 1,5 – 2 раза, чем в базовом двигателе. Это свидетельствует о том, что полнота сгорания не ухудшается.

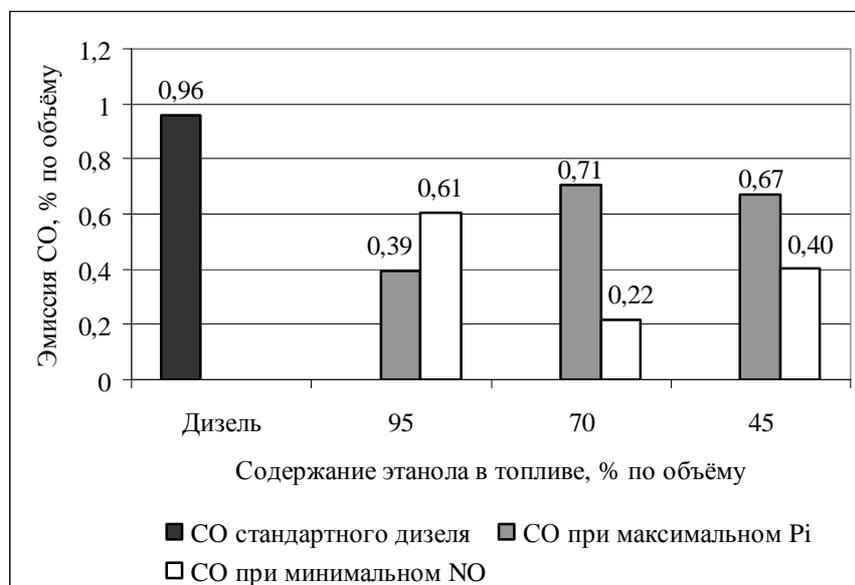


Рис. 4. Зависимость изменения эмиссии CO от вида топлива; режим частичной нагрузки

Заключение. Таким образом, экспериментально подтверждена возможность работы двигателя с унифицированным рабочим процессом на водных растворах этанола с высоким содержанием воды в спиртоводном растворе. Показано, что в унифицированном рабочем процессе возможно достижение радикального снижения выбросов оксидов азота при увеличении количества воды в спиртоводной смеси без увеличения выбросов продуктов неполного сгорания и ухудшения эффективных показателей двигателя.

Литература:

1. Гарипов М. Д, Гарипов К.Н., Хафизов А.Г. Искровое воспламенение в условиях глубокого расслоения топливоздушного заряда в рабочей камере ДВС // Вестник УГАТУ. 2007. Т.9, №6 (24). – с. 114 – 120.
2. Гарипов М.Д., Гиниятов А.А., Сакулин Р.Ю. Влияние воды на кинетику окисления метановоздушных смесей в условиях поршневого ДВС // Вестник УГАТУ. 2008. Т.11, №2 (29) – с. 74 – 84.
3. Еникеев Р.Д., Гарипов М. Д. Рабочий процесс перспективного поршневого ДВС/ Р.Д. Еникеев, М. Д. Гарипов // Вестник УГАТУ. 2006. Т.7, №3 (16).– с.12–22.
4. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Учеб. пос. – М.: Академический проспект, 2004. – 400 с.
5. Положение дел в области продовольствия и сельского хозяйства. Биотопливо: перспективы, риски и возможности // Продовольственная и сельскохозяйственная организация объединенных наций, Рим, 2008. – 159с.
6. Тумановский А.Г., Гутник М.Н., Васильев В.Д., Булысова Л.В., Гутник М.М. Проблема и пути создания малотоксичных камер сгорания для перспективных стационарных ГТУ// Теплоэнергетика, 2006, №4. – с.22-25
7. Baumgarten C. Mixture Formation in Internal Combustion Engines // Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. – 294 p.
8. Beyerlein S. et al. Homogeneous charge combustion of aqueous ethanol // Research and special programs administration U.S. department of transportation, final report, 2001, - 25p.
9. Mack J.H., Flowers D.L., Aceves S.M., Dibble R.W. Direct Use of Wet Ethanol in a Homogeneous Charge Compression Ignition (HCCI) Engine: Experimental and Numerical Results // Fall Meeting of the Western States Section of the Combustion Institute Sandia National Laboratories, Livermore, CA, 2007. – 15 с.

10. Sugarcane-based bioethanol : energy for sustainable development // co-ordination BNDES and CGEE – Rio de Janeiro, 2008 - 304 p.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ И ТЕПЛОФИЗИЧЕСКИХ СВОЙСТВ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

Елагин М.Ю. (Тулский государственный университет).

В последние годы во всем мире проявляется интерес к альтернативным видам топлив, получаемых путем переработки древесных и растительных отходов. К ним относят: этанол, диметиловый эфир, бутанол, диэтиловый эфир и т.п.

Для теоретических и экспериментальных исследований работы двигателей необходимы достаточно полные и точные данные по термодинамическим и теплофизическим свойствам этих топлив.

В данной работе был разработан программный комплекс, позволяющий при минимуме исходных данных определить термодинамические и теплофизические свойства любого рабочего вещества. Полученные результаты по различным рабочим веществам сравнивались с данными приведенными в [1, 3] и показали весьма удовлетворительную точность.

В качестве примера приведены результаты расчета свойств диметилового эфира (CH_3OCH_3). Диметиловый эфир – одно из первых рабочих тел паровых компрессионных холодильных машин, которые появились в XIX в. Его молекулы не имеют углерод-углеродных химических связей, способствующих сажеобразованию при горении, содержание связанного кислорода в нем достигает 35%. По физическим свойствам диметиловый эфир подобен сжиженному пропан-бутановому газу, что делает возможным использование его как экологически безопасного хладагента и как дизельного топлива [2]. Ниже перечислены частные методики [1], позволившие реализовать общую методику расчета:

-уравнение состояния Редлиха – Квонга (R-Kw) использовалось для расчета данных по перегретому и сухому насыщенному пару;

-метод Лимана – Деннера использовался для расчета удельной теплоемкости насыщенной жидкости;

-метод Брока и Берда использовался для определения поверхностного натяжения жидкости;

-метод Чепмена – Энскога использовался для определения динамической вязкости пара;

-по методу остаточной вязкости определялась динамическая вязкость пара, зависящая от давления;

-по методам Ван – Вельцена, Кардазо и Лангекампа определялась динамическая вязкость жидкости;

-по модифицированному методу Ейкена определялась теплопроводность пара;

-по методу Сато и Риделя определялась теплопроводность жидкости;

-методом Ганна и Ямады определялась плотность насыщенной жидкости;

-для определения давления насыщенных паров использовалось уравнение Гарлахера.

При расчетах использовалась следующая таблица исходных данных.

Таблица исходных данных по диметиловому эфиру

Обозначение	Наименование	Размерность	Величина
MM	Молекулярная масса	кг/кмоль	46,069
R	Газовая постоянная	Дж/(кг·К)	180,468
ТВ	Нормальная температура кипения	К	248,3
ТС	Критическая температура	К	400,0
РС	Критическое давление	ат	53,0
VC	Критический объем	см ³ /моль	178,0
OMEGA	Фактор ацентричности Питцера	-	0,192
LIQDEN	Плотность жидкости при T TDEN	г/см ³	0,667
TDEN	Опорное значение температуры для LIQDEN	К	293,0
CPVAP A	Константы в уравнении идеально-газовой теплоемкости, в котором (C _p) выражена в кал/(моль К), а T в К. C _p = CPVAP A + (CPVAP B)*T+(CPVAP C)*T ² + (CPVAP D)*T ³	-	4,064
CPVAP B		-	4,277e-2
CPVAP C		-	-1,250e-5
CPVAP D		-	-0,458e-9
VISB	Константы в уравнении вязкости жидкости, в котором вязкость (LQ) выражена в сантипуазах, а T в К. Lg(LQ) = VISB*(1/T – 1/VISTO)	найжены расчетным путем	304,71
VISTO			152,46
HAR A	Коэффициенты уравнения Гарлахера для давления паров, в котором давление паров (P _{VP}) выражено в мм рт. ст., а T в К. ln(P _{VP}) = HAR A + HAR B/T + HAR C*ln(T) + HAR D*P _{VP} /T ²	-	48,857
HAR B		-	-3840,19
HAR C		-	-4,856
HAR D		-	1,71
δ	Параметры потенциала Леннарда-Джонса, определенные по данным о вязкости. δ - параметр полярности, k – постоянная Больцмана, ε - характеристическая энергия	-	0,19
ε/k		К	395,0
A	Коэффициенты эмпирического уравнения для расчета интеграла столкновений при определении вязкости газа методом Чепмена-Энскога	-	1,16145
B		-	0,14874
C		-	0,52487
D		-	0,77320
E		-	2,16178
F		-	2,43787
G		-	0,2
\bar{R}	Радиус вращения (Используется в расчете теплоемкости насыщенной жидкости методом Лимана-Деннера)	о А	2,1274
K	Коэффициент ассоциации в методе Лимана-Деннера	-	2,0857

Для расчетов по другим рабочим веществам, необходимы аналогичные исходные данные, которые, для большого количества рабочих веществ, приводятся в справочнике [1].

Описание выходных данных:

T - ТЕМПЕРАТУРА, К;

P - ДАВЛЕНИЕ НАСЫЩЕНИЯ, Па

ROI, ROII - ПЛОТНОСТЬ НАСЫЩЕННОЙ ЖИДКОСТИ И ПАРА, кг/м³
 HI, HIИ - УДЕЛЬНАЯ ЭНТАЛЬПИЯ НАСЫЩЕННОЙ ЖИДКОСТИ И ПАРА, кДж/кг
 TPO - УДЕЛЬНАЯ ТЕПЛОТА ПАРООБРАЗОВАНИЯ, кДж/кг
 SI, SIИ - УДЕЛЬНАЯ ЭНТРОПИЯ ЖИДКОСТИ И ПАРА, кДж/(кг*К)
 CV, CVI - ТЕПЛОЕМКОСТИ РЕАЛЬНО-ГАЗОВЫЕ ПРИ V, p = Const, Дж/(кг*К)
 CG - ТЕПЛОЕМКОСТЬ НАСЫЩЕННОЙ ЖИДКОСТИ, Дж/(кг*К)
 CV0 - ТЕПЛОЕМКОСТЬ В ИДЕАЛЬНО-ГАЗОВОМ СОСТОЯНИИ, Дж/(кг*К)
 MU, MUI - ДИНАМИЧЕСКАЯ ВЯЗКОСТЬ ПАРА И ЖИДКОСТИ, Па*с;
 MUIP - ВЯЗКОСТЬ ПАРА ПРИ ПОВЫШЕННОМ ДАВЛЕНИИ, Па*с;
 LAM - КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ПАРА, Вт/(м*К);
 LAMG - КОЭФФИЦИЕНТ ТЕПЛОПРОВОДНОСТИ ЖИДКОСТИ, Вт/(м*К);
 SIGMA - ПОВЕРХНОСТНОЕ НАТЯЖЕНИЕ ЖИДКОСТИ, Н/м;
 VI - УДЕЛЬНЫЙ ОБЪЕМ ЖИДКОСТИ, м³/кг;
 BETA - КОЭФФИЦИЕНТ ТЕРМИЧЕСКОГО РАСШИРЕНИЯ ЖИДКОСТИ, 1/К;
 NU, NUI - КИНЕМАТИЧЕСКАЯ ВЯЗКОСТЬ ПАРА И ЖИДКОСТИ, м²/с;
 AI, AII - КОЭФФИЦИЕНТ ТЕМПЕРАТУРОПРОВОДНОСТИ ПАРА И ЖИДКОСТИ, м²/с;
 PRII, PRII - КРИТЕРИЙ ПРАНДТЛЯ ПАРА И ЖИДКОСТИ.

Результаты расчета (Диметиловый эфир)

Номер модификации уравнения R-Kw = 4 (модификация Соаве)

T	P	ROI	ROIИ	HI	HIИ	TPO	SI	SIИ	CV	CVI	CG
223.	.291E+05	762.9	.7	288.9	784.0	495.2	3.5523	5.7727	999.5	1186.0	2080.3
233.	.495E+05	750.1	1.2	310.2	795.3	485.2	3.6457	5.7279	1033.5	1223.5	2110.6
243.	.800E+05	737.2	1.9	331.9	806.7	474.8	3.7370	5.6907	1067.5	1262.3	2145.8
253.	.124E+06	724.0	2.8	354.2	818.1	463.9	3.8264	5.6599	1101.5	1302.8	2186.1
263.	.184E+06	710.4	4.1	376.9	829.4	452.5	3.9140	5.6345	1135.5	1345.4	2232.0
273.	.266E+06	696.5	5.7	400.0	840.5	440.5	4.0000	5.6135	1169.6	1390.8	2283.9
283.	.372E+06	682.0	7.8	423.7	851.4	427.8	4.0845	5.5961	1203.8	1439.7	2342.0
293.	.507E+06	667.0	10.6	447.8	862.1	414.3	4.1675	5.5815	1238.3	1493.1	2407.0
303.	.677E+06	651.4	14.0	472.4	872.3	399.8	4.2494	5.5690	1272.9	1552.6	2479.3
313.	.885E+06	635.1	18.2	497.6	881.9	384.3	4.3302	5.5580	1307.9	1620.4	2559.4
323.	.114E+07	618.1	23.4	523.5	890.9	367.4	4.4102	5.5478	1343.4	1699.8	2692.6
333.	.144E+07	596.5	29.8	550.2	899.1	348.9	4.4900	5.5378	1379.4	1796.2	2801.0
343.	.180E+07	575.0	37.8	577.7	906.1	328.4	4.5697	5.5271	1416.3	1919.1	2921.9
353.	.222E+07	552.6	47.8	606.3	911.6	305.3	4.6498	5.5147	1454.1	2086.7	3056.6
363.	.271E+07	528.3	60.6	636.4	915.2	278.8	4.7312	5.4993	1493.5	2337.8	3206.7
373.	.327E+07	500.1	77.5	668.6	915.7	247.1	4.8158	5.4782	1535.1	2775.6	3374.1

T	MU	MUI	LAM	LAMG	SIGMA	VI	BETA	P
223.0	.674E-05	.233E-03	.111E-01	.177E+00	.239E-01	.131E-02	.166E-02	.291E+05
233.0	.705E-05	.204E-03	.119E-01	.171E+00	.223E-01	.133E-02	.171E-02	.495E+05
243.0	.736E-05	.180E-03	.127E-01	.166E+00	.207E-01	.136E-02	.177E-02	.800E+05
253.0	.767E-05	.161E-03	.136E-01	.160E+00	.191E-01	.138E-02	.185E-02	.124E+06
263.0	.798E-05	.145E-03	.145E-01	.155E+00	.175E-01	.141E-02	.194E-02	.184E+06
273.0	.829E-05	.131E-03	.155E-01	.149E+00	.160E-01	.144E-02	.204E-02	.266E+06
283.0	.861E-05	.120E-03	.164E-01	.143E+00	.144E-01	.147E-02	.216E-02	.372E+06
293.0	.892E-05	.110E-03	.174E-01	.137E+00	.129E-01	.150E-02	.229E-02	.507E+06
303.0	.923E-05	.102E-03	.185E-01	.130E+00	.115E-01	.154E-02	.245E-02	.677E+06
313.0	.955E-05	.944E-04	.195E-01	.124E+00	.100E-01	.157E-02	.261E-02	.885E+06
323.0	.987E-05	.881E-04	.207E-01	.117E+00	.865E-02	.162E-02	.353E-02	.114E+07
333.0	.102E-04	.825E-04	.218E-01	.110E+00	.730E-02	.168E-02	.359E-02	.144E+07
343.0	.105E-04	.776E-04	.230E-01	.102E+00	.599E-02	.174E-02	.379E-02	.180E+07
353.0	.108E-04	.732E-04	.242E-01	.942E-01	.473E-02	.181E-02	.418E-02	.222E+07
363.0	.111E-04	.693E-04	.255E-01	.857E-01	.353E-02	.189E-02	.490E-02	.271E+07
373.0	.114E-04	.658E-04	.268E-01	.763E-01	.240E-02	.200E-02	.622E-02	.327E+07

T	NU	NUG	AI	AI	PRII	PRI
223.0	.922E-05	.306E-06	.127E-04	.111E-06	.724E+00	.275E+01
233.0	.589E-05	.272E-06	.811E-05	.108E-06	.726E+00	.251E+01
243.0	.394E-05	.244E-06	.540E-05	.105E-06	.730E+00	.233E+01
253.0	.274E-05	.222E-06	.373E-05	.101E-06	.734E+00	.219E+01
263.0	.197E-05	.203E-06	.266E-05	.975E-07	.740E+00	.209E+01
273.0	.145E-05	.188E-06	.194E-05	.935E-07	.746E+00	.201E+01
283.0	.110E-05	.176E-06	.145E-05	.894E-07	.754E+00	.196E+01
293.0	.845E-06	.165E-06	.111E-05	.851E-07	.764E+00	.194E+01
303.0	.662E-06	.156E-06	.853E-06	.806E-07	.776E+00	.194E+01
313.0	.526E-06	.149E-06	.664E-06	.761E-07	.792E+00	.195E+01
323.0	.422E-06	.142E-06	.519E-06	.702E-07	.812E+00	.203E+01
333.0	.341E-06	.138E-06	.407E-06	.656E-07	.839E+00	.211E+01
343.0	.277E-06	.135E-06	.317E-06	.608E-07	.877E+00	.222E+01
353.0	.226E-06	.132E-06	.243E-06	.558E-07	.932E+00	.238E+01
363.0	.184E-06	.131E-06	.180E-06	.506E-07	.102E+01	.259E+01
373.0	.148E-06	.132E-06	.125E-06	.452E-07	.118E+01	.291E+01

Сv0 и реально-газовые теплоемкости Cv, Cp при Pв = .100E+06 Па

T	V	RO	CV0	CV	CP
273.0	.483E+00	.207E+01	1164.5	1166.4	1360.5
373.0	.668E+00	.150E+01	1478.6	1479.7	1666.5
473.0	.850E+00	.118E+01	1768.9	1769.7	1953.7
573.0	.103E+01	.969E+00	2035.4	2036.0	2218.6
673.0	.121E+01	.824E+00	2277.7	2278.1	2460.0
773.0	.139E+01	.717E+00	2495.6	2496.0	2677.4
873.0	.158E+01	.635E+00	2688.8	2689.1	2870.3

Вязкость при различных давлениях и температурах

p, ат	1.0	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0	35.0
408.5	.126E-04	.127E-04	.128E-04	.129E-04	.131E-04	.133E-04	.135E-04	.138E-04
458.0	.141E-04	.142E-04	.143E-04	.144E-04	.145E-04	.147E-04	.148E-04	.150E-04
476.0	.146E-04	.147E-04	.148E-04	.149E-04	.151E-04	.152E-04	.153E-04	.155E-04
498.0	.153E-04	.154E-04	.155E-04	.156E-04	.157E-04	.158E-04	.159E-04	.161E-04
522.0	.160E-04	.161E-04	.162E-04	.163E-04	.164E-04	.165E-04	.166E-04	.167E-04

Литература:

1. Рид Р., Праусниц Дж., Шервуд Т. Свойства газов и жидкостей: Справочное пособие/ Пер. с англ. под ред. Б.И. Соколова. – Л.: Химия, 1982, - 592 с.
2. Диметиловый эфир – топливо и хладагент для дизельных авторефрижераторов/ С.Д. Глухов, А.А. Жердев, А.В. Поляков и др.// Вестник МГТУ, Машиностроение. – 2000. – Спец. выпуск «Криогенная и холодильная техника»-С.182–185.
3. Варгафтик Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей/ Н.Б. Варгафтик. – изд. 2-е – М.: Наука, 1972. -270 с.

ВЛИЯНИЕ ДОБАВКИ ВОДОРОДА В УГЛЕВОДОРОДОВОЗДУШНУЮ СМЕСЬ НА РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВС С ВНЕШНИМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ И ИСКРОВЫМ ЗАЖИГАНИЕМ

Захаров Е.А. Злотин Г.Н., Федянов Е.А. (Волгоградский государственный технический университет)

Сокращению расхода топлива нефтяного происхождения двигателями внутреннего сгорания (ДВС) и улучшению их экологических показателей может способствовать использование водорода. Однако, его широкому применению в качестве топлива ДВС препятствует ряд серьезных проблем: относительная дороговизна его получения в больших количествах, сложность хранения его запасов на борту транспортного средства и др.

При современном уровне развития техники и инфраструктуры наиболее целесообразно использовать водород как добавку к другим видам топлива.

Исследования [1] показывают, что добавки водорода к бензовоздушной смеси позволяют существенно расширить пределы воспламенения топливоздушной смеси (ТВС), что, в свою очередь, приводит к уменьшению расхода топлива и снижению выбросов основных токсичных компонентов с отработавшими газами. Положительный эффект от добавок водорода особенно заметен на режимах малых нагрузок и холостого хода [1, 2]. Можно ожидать, что их эффективность будет выше при использовании в двигателях природного газа, скорость сгорания которого меньше, чем у бензина.

На наш взгляд, положительное влияние добавок водорода к смеси углеводородного топлива с воздухом на показатели двигателя проявляется через воздействие на процесс сгорания. В частности, добавки водорода в топливоздушную смесь увеличивают нормальную скорость ламинарного горения. Это влияние, как показывают проведенные нами теоретические и экспериментальные исследования, проявляет себя, прежде всего, на начальной стадии процесса сгорания, в ходе которой происходит формирование и развитие начального очага (НО) горения, инициированного электрической искрой.

Повышение нормальной скорости распространения ламинарного пламени уменьшает критический радиус начального очага. При сильном обеднении топливоздушной смеси добавка водорода позволяет уменьшить критический радиус до значения, характерного для стехиометрического состава смеси и, тем самым, обеспечивает расширение концентрационных пределов воспламенения.

Определяющее влияние добавок водорода на начальную стадию процесса сгорания подтверждают результаты экспериментов [2]. На рис. 1 представлены полученные на основе опытов в камере сгорания постоянного объема зависимости от коэффициента избытка воздуха времени достижения начальным очагом размера, при котором его радиус становился равным 10 мм.

Указанное значение примерно соответствует интегральному масштабу турбулентности в цилиндре двигателя семейства ВАЗ. Момент достижения границей начального очага указанного размера фиксировался по сигналу ионизационного датчика.

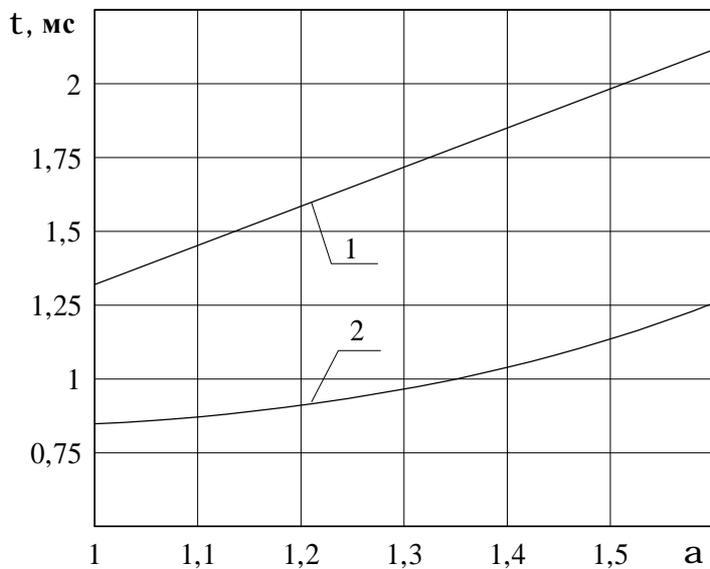


Рис. 1. Влияние состава бензовоздушной смеси и добавки водорода в нее на время достижения очагом воспламенения размера 10 мм: 1 – без водорода; 2 – с водородом.

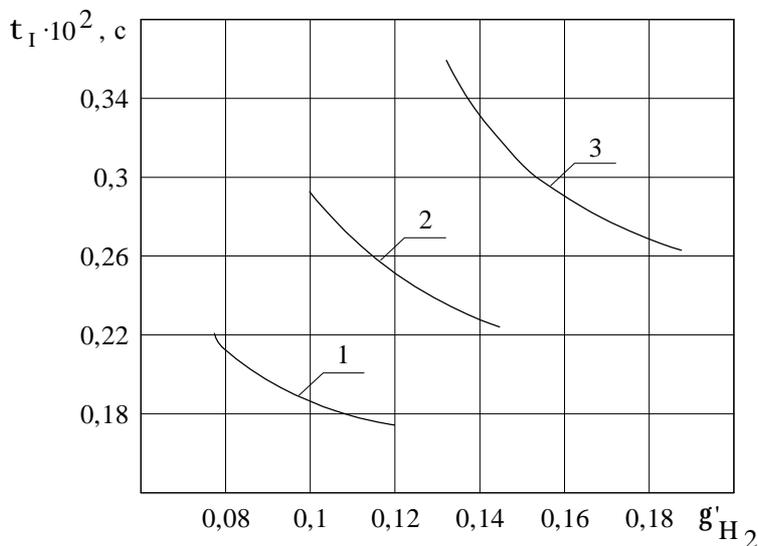


Рис. 2. Влияние добавки водорода к бензину на продолжительность первой фазы сгорания t_1 : 1 – $\alpha_{\text{CH}+\text{H}_2}=1,3$; 2 – $\alpha_{\text{CH}+\text{H}_2}=1,7$; 3 – $\alpha_{\text{CH}+\text{H}_2}=2,4$

Увеличение нормальной скорости при добавке водорода в бензовоздушную смесь уменьшает влияние на скорость завершающей фазы сгорания. Опыты [1] показали, что при добавках в смесь водорода, продолжительность этой фазы сгорания уменьшается. Добавка в смесь водорода заметно ускоряет процесс догорания и его полноту, обеспечивая улучшение энергоэкологических показателей двигателя.

В целом, как следует из рис. 3, общая продолжительность сгорания оказывается тем меньше, чем больше было добавлено в смесь водорода. Так, по данным [1], при 5% добавке водорода в ТВС общая продолжительность сгорания сократилась при $\alpha = 1$ на 15%; при $\alpha = 1,2$ на 28%; при $\alpha = 1,4$ на 42%. Сокращение продолжи-

Кривая 1 показывает рассматриваемую зависимость для бензовоздушной смеси, а кривая 2 для той же смеси с добавкой водорода. Масса водорода составляла по отношению к массе бензина 17 %. Видно, что, при оговоренных на рис. 1 условиях, НО горения формируется вдвое быстрее при добавлении к бензовоздушной смеси водорода при всех рассмотренных значениях коэффициента избытка воздуха. Это ускоряет развитие всего процесса сгорания и его цикловую стабильность, что было подтверждено индицированием двигателя [3].

Аналогичные результаты получены в опытах на двигателе при добавлении водорода в бензовоздушную смесь на такте впуска. На рис. 2 показано влияние добавки водорода на продолжительность первой фазы сгорания [3]. Величина добавки оценивалась массовой долей γ'_{H_2} водорода в результирующей топливовоздушной смеси. Коэффициент избытка воздуха $\alpha_{\text{CH}+\text{H}_2}$ вычислен с учетом добавки водорода. Видно, что при всех рассмотренных значениях $\alpha_{\text{CH}+\text{H}_2}$ увеличение массы добавленного в смесь водорода (увеличение γ'_{H_2}) ускоряет первую фазу сгорания.

тельности сгорания приводит к повышению КПД двигателя и снижению расхода углеводородного топлива, что подтверждается результатами как отечественных, так и зарубежных исследований. Например, при добавке к бензовоздушной смеси около 10 % водорода расход бензина сокращается на 25÷30 %.

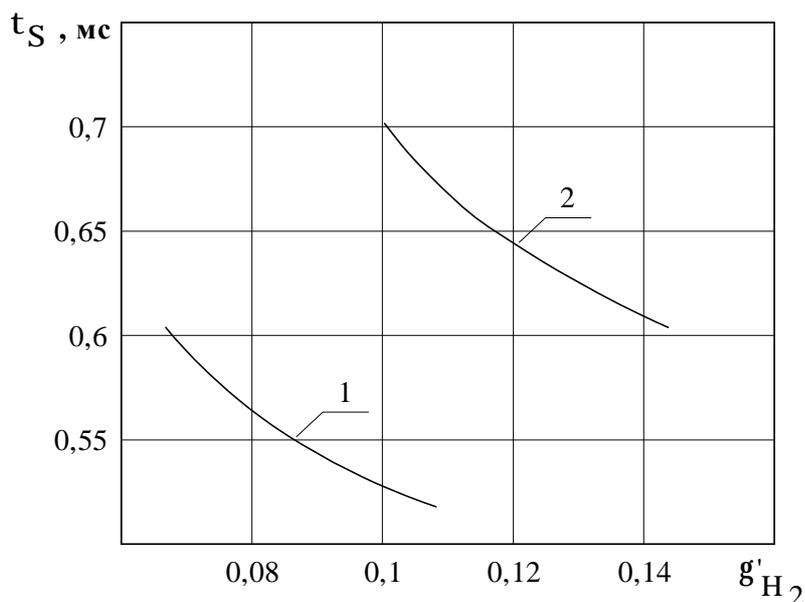


Рис. 3. Влияние состава смеси и добавки водорода на общую продолжительность процесса сгорания t_{Σ} : 1 – $\alpha = 1,3$; 2 – $\alpha = 1,7$

Анализ динамики тепло-выделения показал, что с ростом добавок водорода повышается эффективность преобразования теплоты в работу. С использованием методов математической статистики установлено, что токсичность отработавших газов двигателя с искровым зажиганием, работающего на бензводородовоздушных смесях, определяется совокупным влиянием доли водорода в смеси, частоты вращения вала двигателя, расхода бензина, угла опережения зажигания, межэлектродного зазора в свече зажигания.

Все сказанное выше говорит о целесообразности расширения исследований по применению добавок водорода к углеводородовоздушным смесям.

Наиболее серьезной проблемой, стоящей на пути практического использования добавок водорода к углеводородным топливам с целью улучшения их топливной экономичности и экологических характеристик, является сложность получения достаточного количества водорода и его хранения на борту автомобиля. В связи с этим, значительный интерес представляет использование в качестве моторного топлива водородосодержащего синтез-газа, генерируемого на борту автомобиля из основного углеводородного топлива. Проведенные в России и за рубежом первые исследования свидетельствуют о перспективности этого вида газовых топлив.

Литература:

1. Смоленский В. В., Смоленская Н. М., Шайкин А. Г. Влияние добавки водорода на процесс горения в бензиновых двигателях с искровым зажиганием / Прогресс транспортных средств и систем – 2009: Материалы Международной научно-практической конференции. – Ч. 1, с. 247-248.
2. Злотин Г. Н. Начальный очаг горения при искровом зажигании гомогенных топливовоздушных смесей в замкнутых объемах: Монография / Г. Н. Злотин, Е. А. Федянов; ВолгГТУ. – Волгоград, 2008. – 152 с.
3. Трелин Ю.А. Исследование особенности работы ДВС с искровым зажиганием при добавках водорода в бензовоздушную смесь: дис... канд. техн. наук / Ю.А.Трелин – Волгоград, 1981.– 207 с.

ВЛИЯНИЕ ПРИМЕНЕНИЯ ЭТАНОЛО-ТОПЛИВНОЙ ЭМУЛЬСИИ (ЭТЭ) В ДИЗЕЛЕ 4Ч 11,0/12,5 (Д–243) НА МОЩНОСТНЫЕ И ЭКОНОМИЧЕСКИЕ ПОКАЗАТЕЛИ В ЗАВИСИМОСТИ ОТ ИЗМЕНЕНИЯ НАГРУЗКИ.

Зонов А.В., Чупраков А.И., Шаромов И.М. (ФГОУ ВПО Вятская государственная сельскохозяйственная академия)

Проведя ряд экспериментов на опытном дизеле 4Ч 11,0/12,5, работающем на ДТ, были приняты величины углов впрыскивания ДТ и ЭТЭ равные 23 градуса за оптимальные, и все дальнейшие исследования проводились при этих значениях углов. Так же путем экспериментальных данных производилась выборка соотношения компонентов эмульсии, главным критерием которой являлась ее стабильность. Полученная этано-топливная эмульсия содержала этанола – 25%, ДТ – 67,5%, воды – 7%, присадка С-5А – 0,5%.

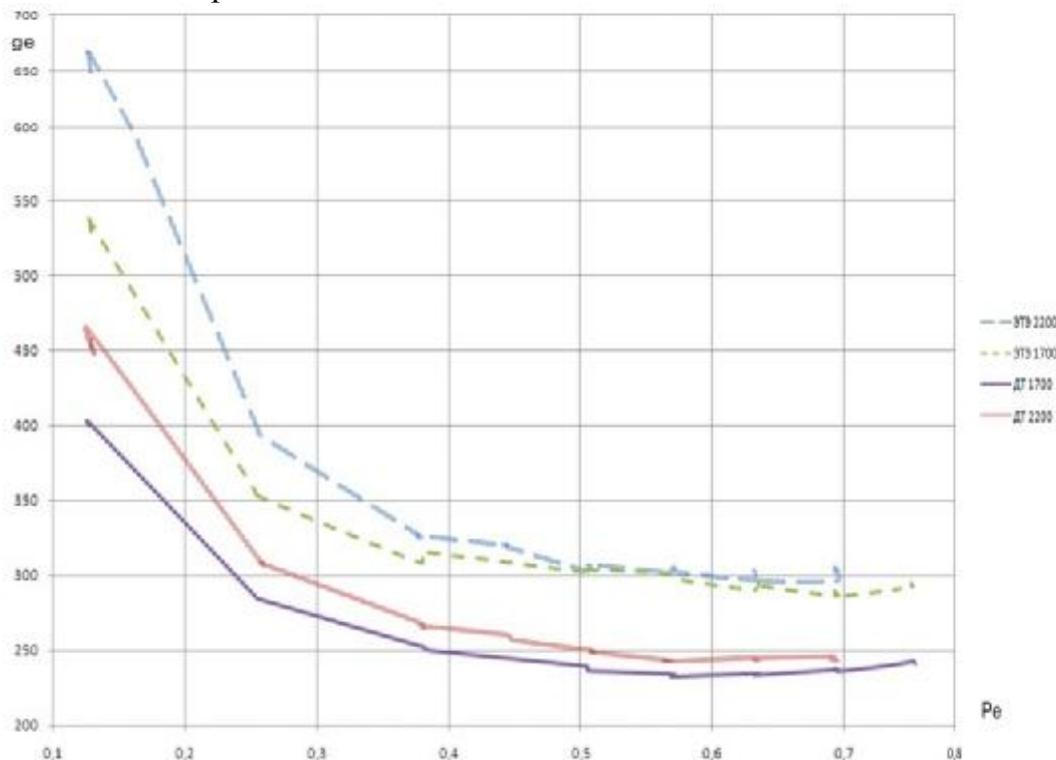


Рис. 1. Влияние применения ЭТЭ на удельный эффективный расход топлива в зависимости от нагрузки при номинальной частоте вращения коленчатого вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и максимальном крутящем моменте (при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$).

На графиках представлено влияние применения этано-топливной эмульсии (ЭТЭ) на мощностные и экономические показатели дизеля 4Ч 11,0/12,5 в зависимости от изменения нагрузки при работе на ДТ и на ЭТЭ. Учитывая специфику работы автомобильного двигателя Д-243, основными режимами исследований выбирались: номинальный скоростной режим с частотой вращения коленчатого вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и режим максимального крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$. Основным условием исследований при работе на ЭТЭ было сохранение одинаковых значений средних эффективных давлений (p_e) для каждого исследуемого режима.

На рис. 1 представлен график, из которого видно, что удельный эффективный расход топлива (g_e , г/кВт*ч) в зависимости от изменения нагрузки при номинальном скоростном режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ и

режиме максимального крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ дизеля 4Ч 11,0/12,5 при работе на ДТ значительно меньше, чем при работе на ЭТЭ. Так при $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ с увеличением нагрузки g_e изменяется от $g_e = 402 \text{ г/кВт*ч}$ до $g_e = 243 \text{ г/кВт*ч}$, при работе на ЭТЭ от $g_e = 542 \text{ г/кВт*ч}$ до $g_e = 294 \text{ г/кВт*ч}$. При $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ с увеличением нагрузки g_e изменяется от $g_e = 460 \text{ г/кВт*ч}$ до $g_e = 249 \text{ г/кВт*ч}$, при работе на ЭТЭ от $g_e = 670 \text{ г/кВт*ч}$ до $g_e = 300 \text{ г/кВт*ч}$.

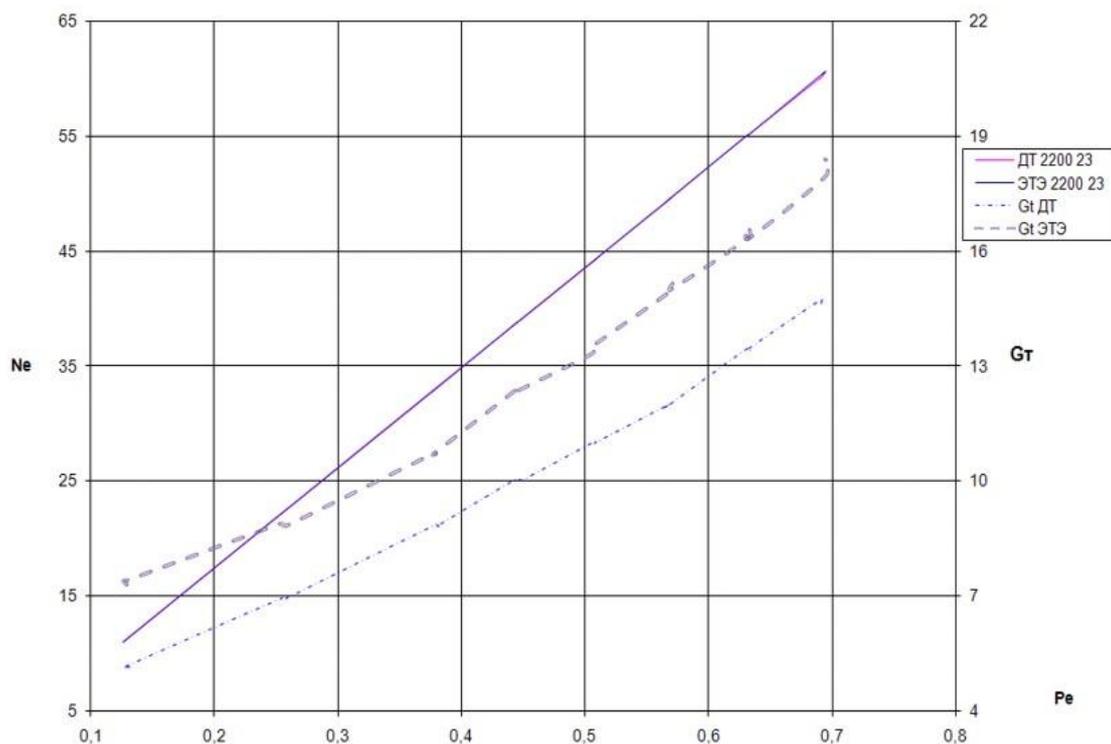


Рис. 2. Влияние применения ЭТЭ на эффективную мощность дизеля и часовой расход топлива в зависимости от нагрузки при номинальном скоростном режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$.

Из графика на рис. 2 видно, что эффективная мощность дизеля в зависимости от изменения нагрузки при номинальном скоростном режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 2200 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ и ЭТЭ совпадают. Значение эффективной мощности дизеля при работе на ДТ и ЭТЭ при увеличении нагрузки увеличивается с $N_e = 11,2 \text{ кВт}$ при $p_e = 0,13 \text{ МПа}$ до $N_e = 60,3 \text{ кВт}$ при $p_e = 0,69 \text{ МПа}$. Так же из графика видно, что при работе дизеля на ДТ часовой расход топлива при увеличении нагрузки увеличивается с $G_t = 5,14 \text{ кг/ч}$ при $p_e = 0,13 \text{ МПа}$ до $G_t = 14,78 \text{ кг/ч}$ при $p_e = 0,69 \text{ МПа}$. Показатели часового расхода топлива данного дизельного двигателя при работе на ЭТЭ изменяются при увеличении нагрузки с $G_t = 7,3 \text{ кг/ч}$ при $p_e = 0,13 \text{ МПа}$ до $G_t = 17,96 \text{ кг/ч}$ при $p_e = 0,69 \text{ МПа}$.

Из графика на рис. 3 видно, что эффективная мощность дизеля в зависимости от изменения нагрузки при режиме максимального крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала $n = 1700 \text{ мин}^{-1}$ при работе на ДТ и ЭТЭ совпадают. Значение эффективной мощности дизеля при работе на ДТ и ЭТЭ при увеличении нагрузки увеличивается с $N_e = 8,7 \text{ кВт}$ при $p_e = 0,13 \text{ МПа}$ до $N_e = 51,1 \text{ кВт}$ при $p_e = 0,76 \text{ МПа}$. Так же из графика видно, что при работе дизеля на ДТ часовой расход топлива при увеличении нагрузки увеличивается с $G_t = 3,48 \text{ кг/ч}$ при $p_e = 0,13 \text{ МПа}$ до $G_t = 12,4 \text{ кг/ч}$ при $p_e = 0,76 \text{ МПа}$. Показатели часового расхода топлива данного

дизельного двигателя при работе на ЭТЭ изменяются при увеличении нагрузки с $G_t = 4,59$ кг/ч при $p_e = 0,13$ МПа до $G_t = 14,93$ кг/ч при $p_e = 0,76$ МПа.

Таким образом, анализируя на рисунках 2 и 3 изменение расхода топлива в зависимости от изменения нагрузки дизельного двигателя 4Ч 11,0/12,5 при работе на ДТ и ЭТЭ при номинальном скоростном режиме с частотой вращения коленчатого вала $n = 2200$ мин⁻¹ и режиме максимального крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала $n = 1700$ мин⁻¹, видно, что величина расхода топлива при работе на ЭТЭ выше, чем при аналогичных условиях работы на ДТ. Увеличение расхода топлива связано с тем, что ЭТЭ обладает меньшей теплотворной способностью, и для сохранения мощностных показателей на уровне опытного дизеля ЭТЭ нужно подавать в больших количествах.

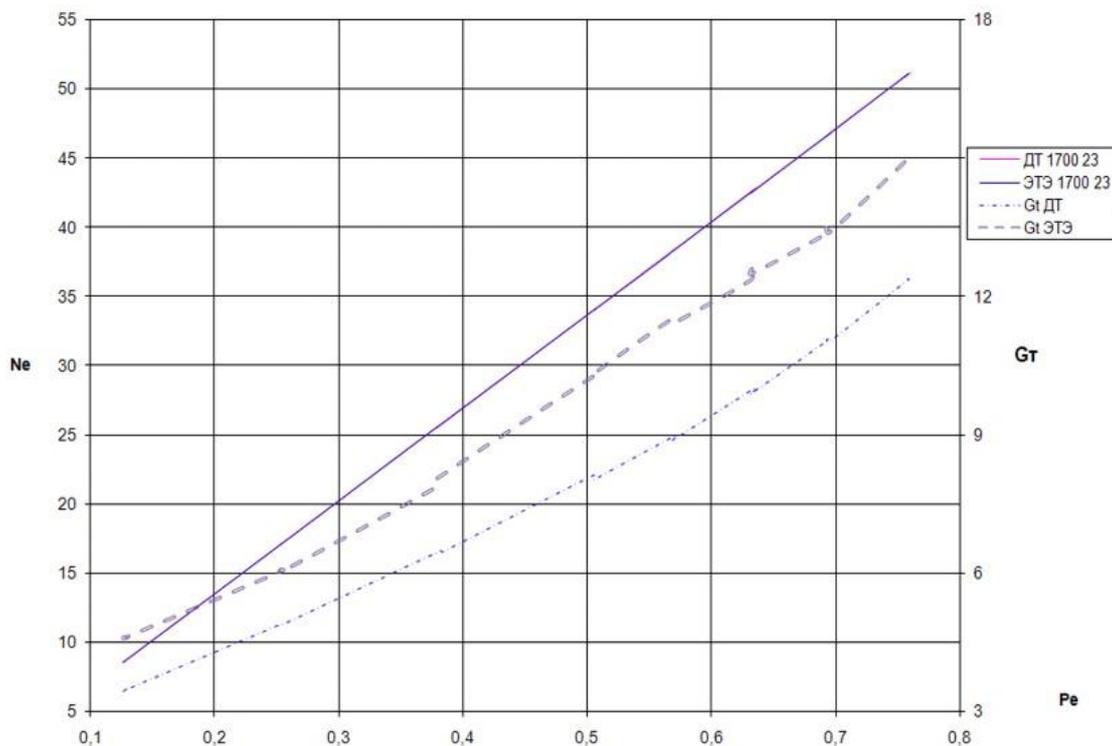


Рис. 3. Влияние применения ЭТЭ на эффективную мощность дизеля и часовой расход топлива в зависимости от изменения нагрузки при режиме максимального крутящего момента при частоте вращения коленчатого вала $n = 1700$ мин⁻¹.

Литература:

1. Лиханов В.А., Сайкин А.М. Снижение токсичности автотракторных дизелей. – 2-е изд., испр. и доп. – М.: Колос, 1994.- 224 с.
2. Чупраков А.И. Этанол как альтернатива нефтяным моторным топливам. // Улучшение эксплуатационных показателей ДВС: Мат. II Всер.науч.-практ.конф. «Наука-Технология-Ресурсосбережение»: сб. науч. Тр.- С-Петербург-Киров: Российская акад. тран-та-Вятская ГСХА, 2008.-Вып. 5.
3. Исследование рабочих процессов в цилиндре газодизеля 4Ч 11,0/12,5 / В.А. Лиханов, [и др.]. // Монография. – Киров: Вятская ГСХА, 2004. – 330 с.
4. Лиханов В.А. Снижение токсичности и улучшение эксплуатационных показателей тракторных дизелей путем применения метанола. – Киров: Вятская ГСХА, 2001. – 212 с.

ПРОБЛЕМЫ И ПУТИ ИХ РЕШЕНИЯ ДЛЯ СОВРЕМЕННЫХ ГАЗОПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Кулманаков С.П., Кулманаков С.С. (Алтайский государственный технический университет); **Шарапов В.К., Казанцев В.А.** (ОАО ХК «БарнаулТрансмаш»)

Одной из основ существования и развития земной цивилизации является энергетика, базирующаяся, главным образом, на использовании теплоты, получаемой при сжигании различных топлив. Наибольшее распространение в качестве моторных топлив, предназначенных для двигателей внутреннего сгорания (ДВС), получили жидкие топлива, получаемые из нефти.

Однако, в последнее время, все большее распространение получают газовые топлива для ДВС. В качестве источников энергии могут быть использованы различные виды газов: природный, нефтяной, синтез-газ, биогаз. Для России это особенно актуально с её обширными запасами природного газа, преимуществами которого являются обширные запасы, низкая стоимость, разветвленная сеть транспортировки, удобство использования. Однако особенности заправки и хранения затрудняют использование природного газа в качестве топлива для мобильных установок. Более перспективно использование газа в стационарных установках мини-ТЭЦ, позволяющих получать как электрическую энергию, так и тепловую. Особенно актуально применение таких установок для энергоснабжения небольших поселков и удаленных объектов (фермерских хозяйств, баз отдыха и т.д.).

В настоящее время парк двигатель-генераторных установок России насчитывает около 50 тыс. шт. единичной мощностью от 4 до 1000 кВт. Утилизация «вторичной» теплоты поршневых ДВС позволяет использовать эти установки в качестве автономных когенерационных источников электрической и тепловой энергии для энергоснабжения отдельных объектов (зданий), а при их параллельной работе с суммарной мощностью до 1,5-5 МВт - для энергоснабжения малых предприятий и небольших поселков.

Индивидуальные электротепловые модули (поршневые мини-ТЭЦ) рассматриваются как альтернатива централизованной энергетике. Они могут быть применены в качестве резервных в период пиковой нагрузки, используются как аварийные источники энергии, а также незаменимы в полевых и труднодоступных районах. В настоящее время в европейских странах социально значимые объекты сдаются в эксплуатацию только при наличии децентрализованных источников энергии, экономически выгодно иметь индивидуальные мини-ТЭЦ и в загородных домах.

За счет утилизации «вторичной» бросовой теплоты двигателей к.п.д. таких установок оценивается до 85-90 %. В силу технических причин (транспорт и топлива, экологические показатели и др.) предпочтение в качестве силовой основы в последнее время отдают газовым ДВС.

Поршневые электрические и электротепловые модули выпускаются рядом предприятий России, имеющих собственное моторостроительное производство или осуществляющих конверсию ДВС на газовое топливо и сборку из комплектующих. В качестве основы газопоршневых ДВС обычно используют дизельные двигатели, что связано с большим литражом дизельных двигателей и, соответственно, большей получаемой мощностью конвертированных ДВС.

Перевод дизельных двигателей для работы на газовом топливе (цикл Отто) имеет ряд проблем:

- Необходимость внесения конструктивных изменений: уменьшение степени сжатия, подбор формы камеры сгорания, монтаж системы зажигания и агрегатов газовой топливоподающей системы;

- Обеспечение подачи газа. Обычно используется подача газа через смеситель, установленный в общем впускном коллекторе, что связано со значительным объемом подаваемого топлива. Это серьезно ограничивает возможность управления двигателем и создает проблемы при эксплуатации, связанные с неравномерностью подачи газа по цилиндрам;

- При эксплуатации газопоршневого ДВС система топливоподачи настраивается на определенный тип газа, что не позволяет гибко реагировать на изменение типа топлива;

- При работе мини-ТЭЦ минимальный удельный расход топлива и максимальный КПД обеспечивается при нагрузках, близких к номинальной. Уменьшение получаемой мощности приводит к значительному росту удельного расхода топлива и уменьшению КПД;

- При работе ДВС в составе мини-ТЭЦ зависимость выработки тепловой энергии от электрической мощности генератора имеет линейную зависимость, что не в полной мере соответствует потребности объекта. Так как соотношение тепловой и электрической составляющих меняется по времени суток, периода года, погодных условий, для улучшения энергоэффективности необходимо обеспечить гибкое регулирование выработки тепловой и электрической энергии.

- Из-за особенностей сгорания газо-воздушных смесей значительно увеличивается теплонапряженность цилиндра-поршневой группы, головки цилиндров и клапанных узлов, что приводит к снижению ресурса двигателя и, в некоторых случаях, к выходу его из строя. Об этом свидетельствует и опыт использования газопоршневых агрегатов Jenbacher и Wärtsilä [1]. В ходе эксплуатации данных агрегатов были выявлены 3 однотипных серьезных повреждения, вызванные прогоранием клапанов и локальным перегревом двигателя.

Для решения проблем подачи газа предлагается использование индивидуальных газовых форсунок на каждый цилиндр двигателя. Применение индивидуальных инжекторов для подачи газа в настоящее время характерно только для газовых или двухтопливных двигателей автомобилей с относительно малой мощностью (до 100-120 кВт). Применение индивидуальных газовых форсунок совместно с электронным блоком управления позволит обеспечивать равномерность состава топливо-воздушной смеси в каждом цилиндре, и снизить теплонапряженность клапанной и цилиндра-поршневой группы и головки цилиндров. Повышенное давление подачи газа способно обеспечить большую цикловую порцию, а дополнительное использование турбокомпрессора позволит увеличить мощность двигателя. Одновременно с этим электронный блок совместно со специальными датчиками способен вести учет моторных свойств газового топлива, что позволит использовать широкий спектр топлив. При этом оперативное управление параметрами топливоподачи и зажигания позволит регулировать процесс сгорания для обеспечения максимального КПД двигателя. Отключение части цилиндров, при снижении нагрузки, позволит обеспечивать, в работающих цилиндрах, повышенное эффективное давление, что также способно повысить КПД двигателя и снизить расход топлива. При совместной работе газопоршневого двигателя в составе мини-ТЭЦ возможно оснащение установки мини-ТЭЦ дополнительными датчиками, что позволит электронному блоку управления отслеживать работу ДВС, электрогенератора и получение тепловой энергии. Это позволит расширить возможности управления

совместной работы газопоршневого двигателя и электрогенератора, и управления режимами выработки тепловой и электрической энергии, что влечёт за собой повышение топливной экономичности процесса генерации энергии.

Данный проект по созданию современной энергоустановки на базе газопоршневого двигателя реализуется кафедрой Двигатели внутреннего сгорания Алтайского государственного технического университета совместно с ОАО ХК «БарнаулТрансмаш» и ООО «АБИТ» и осуществляется по контрактам 14.740.11.0312 и 14.740.11.0521 на выполнение поисковых научно-исследовательских работ в рамках федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России» на 2009-2013.

Литература:

1. Щаулов В.Ю. Об опыте внедрения и эксплуатации газопоршневых мини-ТЭЦ Материалы Конференции «Малые и средние ТЭЦ. Современные решения». 7-9 сентября 2005 г. НП "Российское теплоснабжение"

2. Дубинин В.С., Лаврухин К.М. Перспективы использования поршневых машин для децентрализованной комбинированной выработки тепловой и электрической энергии. // Строительные материалы, оборудование и технологии XXI века 2001, № 6, 7.

3. Технические и экономические критерии выбора мощности мини-ТЭЦ на промышленных предприятиях (Часть 1) / Г.Я.Вагин, А.Б.Лоскутов, А.М.Мамонов и др. //– Промышленная энергетика №4, 2006. – С.38-43.

СНИЖЕНИЕ САЖЕСОДЕРЖАНИЯ В ОТРАБОТАВШИХ ГАЗАХ ДИЗЕЛЯ С ТУРБОНАДДУВОМ РАЗМЕРНОСТИ 4ЧН 11,0/12,5 ПУТЕМ ПРИМЕНЕНИЯ ПРИРОДНОГО ГАЗА

Лиханов В.А., Россохин А.В. (Вятская государственная сельскохозяйственная академия)

Снижение выбросов вредных веществ с отработавшими газами ДВС, в том числе и дизелей, является очевидной и приоритетной задачей для всех производителей. На выполнение этих требований направлены и различные нормативно-правовые акты, принятые в большинстве стран мира.

Одним из способов снижения выбросов вредных веществ и, прежде всего, сажи является применение в качестве топлива компримированного природного газа. В данной работе нами рассмотрен способ снижения сажесодержания в ОГ за счет применения газодизельного процесса в дизеле с турбонаддувом Д-245.12С.

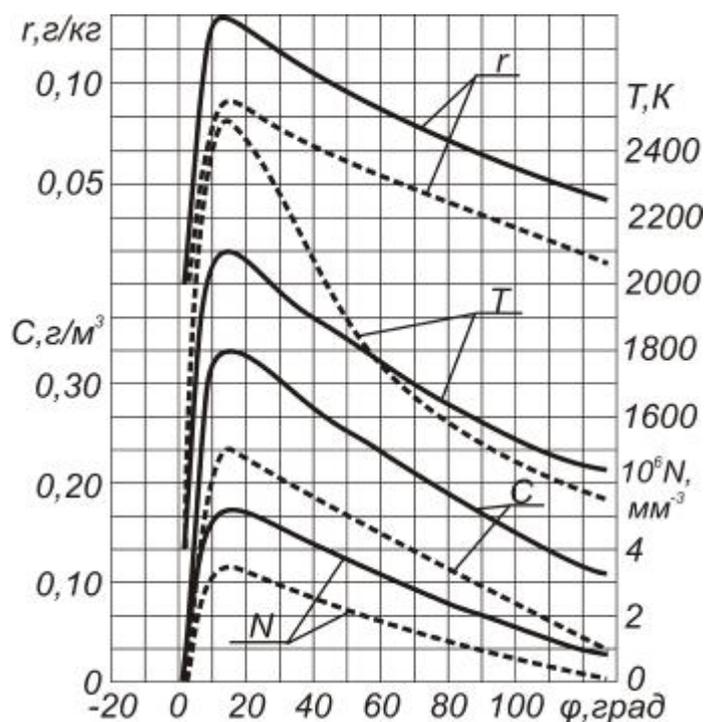
С помощью программы для определения массовой S и относительной g концентрации сажи в цилиндре дизеля нами была рассчитана массовая S и относительная g концентрации сажи в цилиндре дизеля и газодизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от угла п.к.в.

На рис. 1 представлено влияние применения природного газа на показатели сажесодержания и температуру в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от угла п.к.в. на номинальном режиме работы ($n = 2400 \text{ мин}^{-1}$, $p_e = 0,84 \text{ МПа}$) при $\Theta_{\text{впр}} = 11^\circ$ п.к.в.

Из представленных зависимостей видно, что начало видимого сгорания топлива начинается через $2^\circ \dots 3^\circ$ после в.м.т. Воспламенение рабочей смеси приводит к интенсивному тепловыделению, и температура газов быстро достигает максимального значения: 2100 К при дизельном процессе и 2500 К при газодизельном.

Результирующее сажесодержание в ОГ складывается из двух противоположно направленных процессов – образования и выгорания сажевых частиц. Преобладание какого-либо процесса на определенном участке процесса сгорания топливовоздушной смеси ведет к изменению концентрации сажи в ту или иную сторону.

Начало сажевыделения в цилиндре дизеля совпадает с началом видимого сгорания, то есть сажа образуется сразу же, как только появляется устойчивый фронт пламени. Результирующее сажесодержание складывается из трех этапов процесса сажеобразования.



На первом этапе происходит резкое возрастание массовой и относительной концентрации сажи в цилиндре дизеля в результате преобладающего влияния процесса сажеобразования над ее выгоранием. На этом участке пламя быстро распространяется на весь объем подготовленной к сгоранию за ПЗВ смеси.

Рис. 1. Влияние применения природного газа на показатели сажесодержания и температуру в цилиндре дизеля с турбонаддувом 4ЧН 11,0/12,5 в зависимости от угла п.к.в. при $\Theta_{впр} = 11^\circ$ п.к.в.: $n = 2400 \text{ мин}^{-1}$ и $p_e = 0,84 \text{ МПа}$; — дизель; - - - - газодизель

Образование сажи происходит преимущественно в ядре струи запального ДТ в результате термического и окислительного пиролиза топлива в условиях недостатка окислителя. На начальном этапе преобладающим механизмом сажеобразования является НТФМ. Быстрое расширение фронта пламени обуславливает увеличение количества топлива, сгорающего в этом фронте по диффузионному механизму, а следовательно, и соответствующий рост массового выхода сажи. В условиях повышенной турбулизации заряда основная масса образующейся сажи выносится из пламени в зоны с относительно низкой температурой и избытком окислителя. В этих зонах начинается окисление сажевых частиц, но из-за низкой температуры процессы окисления замедленны и не могут конкурировать с процессами сажеобразования, поэтому массовая концентрация сажи в цилиндре быстро возрастает.

На втором этапе процесса сажеобразования пламенем охвачена большая часть объема и происходит диффузионное горение основной части заряда. Температура в цилиндре повышается до максимального значения, и процессы образования и выгорания сажи идут с соизмеримыми скоростями, но суммарное сажесодержание продолжает увеличиваться. На этом участке основным механизмом образования сажи является ВТАМ. Образовавшиеся в результате физико-химических превращений топлива частицы сажи окисляются, так как температура газов и общий коэффициент избытка воздуха становятся достаточно высокими.

На третьем этапе процесс выгорания сажи доминирует над процессом образо-

вания. Сгорание основной массы заряда к этому времени завершилось, и возможно лишь догорание отдельных локальных объемов смеси и сажевых частиц. Работа дизеля с турбонаддувом характеризуется значительным обеднением смеси даже на режимах высоких нагрузок и повышенной турбулентностью смеси в цилиндре двигателя. То есть создаются благоприятные условия для выгорания сажевых частиц. Этот процесс длится до открытия выпускных клапанов, а содержание сажи при этом снижается до значений, определяющих дымность ОГ.

При работе по дизельному процессу массовая концентрация C сажи достигает своего максимума в $0,33 \text{ г/м}^3$ через 15° п.к.в. после в.м.т., после чего начинает снижаться, достигая к моменту открытия выпускного клапана величины $0,11 \text{ г/м}^3$, т.е. снижается в 3 раза.

В то же время при работе по газодизельному процессу $C_{\max} = 0,23 \text{ г/м}^3$, а к моменту открытия выпускного клапана составляет всего $0,03 \text{ г/м}^3$, т.е. снижается в 7,7 раза.

Изменение относительной концентрации сажи в цилиндре двигателя в зависимости от угла п.к.в. аналогично изменению массовой концентрации. При работе по дизельному процессу максимальная относительная концентрация γ сажи составляет $0,133 \text{ г/кг}$, а к моменту открытия выпускного клапана она составляет уже $0,044 \text{ г/кг}$, т.е. снижение составляет $66,9 \%$. При работе по газодизельному процессу максимальная относительная концентрация γ сажи составляет $0,093 \text{ г/кг}$, а к моменту открытия выпускного клапана всего $0,012 \text{ г/кг}$, т.е. снижается в 7,7 раза.

Сильное влияние на излучательную способность и радиационные характеристики пламени оказывает количество сажевых частиц в единице объема реакции. При проведении расчетов по определению количества N частиц сажи в единице объема нами были приняты следующие допущения:

1. Полидисперсная система сажевых частиц представлена монодисперсной с эквивалентным модальным радиусом частиц 20 нм .

2. Плотность сажевых частиц не зависит от механизма образования и составляет $1,9 \text{ г/см}^3$.

На основании этих допущений расчетное максимальное количество сажевых частиц составляет $5,2 \cdot 10^6$ в мм^3 для дизельного процесса и $3,6 \cdot 10^6$ в мм^3 для газодизельного процесса. После достижения максимума при дальнейшем повороте коленчатого вала количество сажевых частиц снижается пропорционально снижению массовой концентрации. К моменту открытия выпускного клапана при работе по дизельному процессу количество частиц N сажи составляет уже $1,7 \cdot 10^6$ в мм^3 , т.е. снижается на 67% , а при работе по газодизельному процессу количество частиц N сажи составляет $0,4 \cdot 10^6$ в мм^3 , т.е. снижается на $88,9 \%$.

Следует отметить, что при работе по газодизельному процессу значение T_{\max} выше, чем при работе по дизельному процессу, но и скорость снижения температуры по углу п.к.в. тоже выше.

Окисление сажевых частиц, равно как и их образование, тоже идет несколькими путями. Схематически взаимодействие твердого углерода с газами можно разбить на несколько последовательно протекающих этапов. Первым из них является доставка окислителя из газовой атмосферы к поверхности раздела фаз путем молекулярной и конвективной диффузии. Вторым этапом является физическая или химическая адсорбция молекул окислителя, сопровождающаяся в ряде случаев объемным растворением. Третьим этапом сводится к взаимодействию адсорбированного окислителя с поверхностными атомами углерода и к образованию продуктов реакции, также адсорбированных на графите. Наконец, четвертый и пятый этапы

представляют собой десорбцию продуктов реакции и удаление (ре-диффузию) их в газовую фазу. Таким образом, процесс в целом включает в себя три вида процессов: диффузионные, адсорбционные и собственно химические, из которых два последних весьма тесно переплетаются.

При низких температурах происходит медленное окисление углерода, при котором преобладают сорбционные процессы. Сорбционный механизм взаимодействия с кислородом даже для наименее активных углей (графит, электродный уголь, высокотемпературный кокс) перестает играть роль при температурах 600 - 800 К. (При взаимодействии углерода с двуокисью углерода или водяным паром сорбционные явления оказывают влияние даже при температурах 1000 - 1200 К). По мере повышения химической активности угля и увеличения экзотермического эффекта реакции наблюдается снижение значений тех температур, после достижения которых роль сорбционных процессов значительно сокращается.

При высокотемпературном горении скорости адсорбции и десорбции настолько велики, что можно пренебречь нестационарностью, связанной с сорбционными процессами. При этом можно считать, что данному количеству поглощенного углем окислителя отвечает стехиометрическое количество выделяющихся продуктов реакции. Механизм горения в этих условиях вследствие быстроты сорбционных процессов приобретает как бы мгновенный, «ударный» характер.

По результатам исследований можно сделать вывод об эффективности использования природного газа для улучшения экологических показателей автомобильных и тракторных дизелей, в том числе с турбонаддувом. Прежде всего это относится к снижению содержания в отработавших газах сажи, представляющей серьезную опасность для здоровья человека благодаря адсорбции на ее поверхности канцерогенных веществ.

МОБИЛЬНАЯ АВТОНОМНАЯ ЭНЕРГОУСТАНОВКА С ДВС НА ВОЗОБНОВЛЯЕМЫХ ИСТОЧНИКАХ ЭНЕРГИИ КОНТЕЙНЕРНОГО ИСПОЛНЕНИЯ ДЛЯ «МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКИ»

Маслов Ю.Л., Лавров Б.П. (МГТУ им. Н.Э.Баумана), **Шаповалов А.С.** (ООО «Энергомашсервис»)

Для исследования возможности использования альтернативных и возобновляемых топлив в «малой энергетике» в МГТУ им. Н.Э.Баумана, начиная с 1990 года/ в Проблемной лаборатории ДВС проводятся комплексные исследования по созданию энергоустановок с ДВС и двигателями Стирлинга и газогенераторными установками на растительных и древесных отходах для тепло-электроснабжения небольших предприятий, фермерских хозяйств, жилых объектов и т.п., а также для привода насосов, вентиляторов и разнообразных средств малой механизации. Это – продолжение работ, выполненных коллективом кафедры под руководством профессора Д.Н.Вырубова в 1941-43 г.г. по заданиям различных наркоматов по переводу ДВС и металлургических печей на газообразные топлива, получаемые из местных видов топлив.

После проведения обзора работ по использованию газогенераторных установок в различных отраслях народного хозяйства и их анализа, на кафедре был спроектирован и изготовлен газогенератор (ГГ) транспортного типа на растительных и древесных отходах обращенного процесса газификации с предварительным

подогревом топлива в бункере производительностью до $100 \text{ м}^3/\text{ч}$ для ЭУ с ДВС мощностью до 30 кВт.

В дальнейшем для решения поставленной задачи с разработанным ГГ был спроектирован, изготовлен и испытан опытный образец ЭУ с газовым ДВС на базе четырехтактного дизеля 2Ч 8,5/11 мощностью 8 кВт, работающий по газожидкостному циклу. Для расширения возможностей эксплуатации и областей применения разрабатываемых ЭУ в народном хозяйстве с указанным ГГ был разработан и испытан опытный образец ЭУ мощностью 8 кВт на базе серийных унифицированных электроагрегатов серии АБ-8-Т/230/М с бензиновыми карбюраторными двигателями 4Ч 7,6/7,5, которые в большом количестве выпускались для МО и которые в настоящее время передаются для эксплуатации в народное хозяйство.

Кроме того, в процессе испытаний были получены экспериментальные данные для разработки современных методов расчета рабочих процессов ДВС на генераторном газе на базе программ, разработанных на кафедре с получением эффективных и экологических показателей двигателя, что позволяет еще на стадии проектирования оптимизировать рабочий процесс ДВС, внести изменения в конструкцию двигателя и разрабатывать ЭУ с прогрессивными характеристиками, отвечающими современным требованиям.

Дальнейшим продолжением работ по расширению возможностей использования ВИЭ в ДВС является разработка и изготовление ЭУ с двигателем ВАЗ-2106 мощностью 16 кВт совместно с ООО «Энергомашсервис», опытный образец, которой был представлен на форуме «Технологии в машиностроении» 2010 (г. Жуковский, 30.06.2010-04.07.2010) (рис.1).



Рис. 1. Энергоустановка с двигателем ВАЗ-2106 (Форум «Технологии в машиностроении» 2010г.)

Для использования ЭУ в экстремальных климатических условиях и улучшения условий труда обслуживающего персонала, все агрегаты смонтированы в стандартном 20-ти футовом морском контейнере размером $5900 \times 2300 \times 2200$ мм.

Агрегаты ГУ (газогенератор, фильтр грубой очистки, охладитель газа и фильтр тонкой очистки), шкаф управления ЭУ и ящик для хранения древесного топлива расположены по продольной оси контейнера, а двигатель ВАЗ с электрогенератором

ром - поперек. Крепление агрегатов ЭУ жесткое, обеспечивающее их нормальную работу и способное выдерживать усилия, возникающие при транспортировке контейнера железнодорожным, водным или автомобильным транспортом (трогание с места, резкое торможение). Схема установки представлена на рис.2.

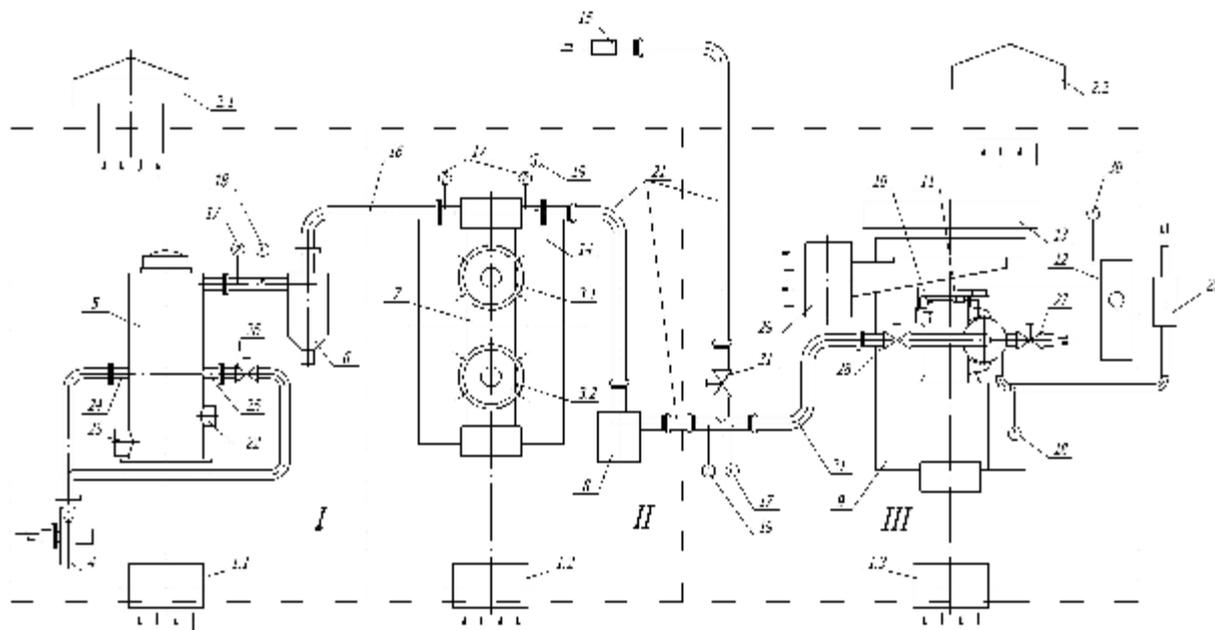


Рис.2. Схема установки: I - зона газогенератора и фильтра грубой очистки; II - зона охлаждения и тонкой очистки газа; III - зона двигателя и электрогенератора;

1.1; 1.2; 1.3 - приточный вентилятор; 2.1; 2.2 - вентилятор крышный, осевой с автоматическим клапаном; 3.1;3.2 - вентилятор охладителя генераторного газа; 4 - вентилятор розжига газогенератора; 5 - газогенератор производительностью 100 $\text{нм}^3/\text{час}$; 6 - фильтр грубой очистки (циклон); 7 - охладитель; 8 - фильтр тонкой очистки; 9 - электростанция мощностью 16 кВт; 10 - бензонасос двигателя; 11 - электроклапан отсечной бензиновый; 12 - бензобак; 13, 14- управляемые шалюзи; 15 - "свеча" розжига; 16 - высокотемпературный трубопровод; 17- мановакуумметр; 18 - термопреобразователь; 19 - термосопротивление (на выходе из охладителя - 2шт.); 20 - выпускная система двигателя; 21 - впускной трубопровод ($D_v=50\text{мм}$); 22 - люк розжига; 23 - люк зольника; 24 - впускной патрубок (главный); 25 - впускной патрубок (дополнительный); 26 - кран регулировочный (воздушный); 27 - кран регулировочной подачи воздуха в двигатель; 28 - кран регулировочной подачи газа в двигатель; 29 - вентилятор охлаждения радиатора двигателя; 30 - термосопротивление (регулирование по воздуху); 31 - кран "свечи" розжига газогенератора.

Установка разделена на 3 зоны: I – зона газогенератора с вентилятором розжига и фильтром грубой очистки; II – зона охлаждения и тонкой очистки генераторного газа со «свечой розжига»; III – зона двигателя и электрогенератора. В состав установки также входят: приточно-вытяжная позонная вентиляция; шкаф управления ЭУ; система контроля загазованности; система экстренного пожаротушения.

Для обеспечения нормального труда обслуживающего персонала и работы всех агрегатов в контейнере предусмотрена принудительная приточная вытяжная вентиляция (три приточных вентилятора, два осевых вентилятора с автоматическим клапаном и два вентилятора для охлаждения газа). Указанная система вы-

тяжной вентиляции обеспечивает охлаждение всех агрегатов ЭУ и поддержание необходимых условий для безопасной работы обслуживающего персонала. Отвод отработавших газов организован по трубопроводу наименьшей длины за пределы контейнера через отверстие в задней стенке и глушитель, обеспечивающий глушение шума до установленных норм (80 дцБ на расстояние до 10 м) с обеспечением герметичности и требований противопожарной безопасности.

Для повышения эксплуатационной надежности и облегчения запуска двигателя на газе установка может работать на двух топливах: бензине или генераторном газе. Перевод работы двигателя с бензина на газ производится путем переключения тумблера на щите управления. При этом срабатывает электромагнитный отсечной клапан, перекрывающий подачу бензина в карбюратор. Топливные и масляные системы ЭУ штатные и смонтированы с учетом особенностей работы ДВС на генераторном газе и требований противопожарной безопасности.

Для обеспечения собственных нужд и для питания отдельных потребителей установка снабжена вспомогательным автономным электроагрегатом или обеспечивает их питание от собственного электрогенератора при работе на бензине. Система управления ЭУ выполнена по 1-ой степени автоматизации и включает в себя электронный регулятор частоты вращения, устройство корректировки рабочего состава смеси, которые обеспечивают запуск двигателя, прогрев и выход на синхронную частоту вращения (3000 об/мин) при работе на бензине, а затем перевод двигателя на работу на генераторном газе и прием нагрузки. Остановка двигателя производится в обратном порядке: сброс нагрузки, перевод его работы на бензине и остановка двигателя.

На станции обеспечивается автоматический контроль рабочих параметров двигателя и подзарядка собственной аккумуляторной батареи, а также защита по температуре охлаждающей жидкости, давлению масла и генератора от перегрузок.

Порядок работы ЭУ следующий: запуск двигателя производится вначале на бензине от собственного аккумулятора, затем осуществляется прогрев двигателя (частота вращения не более 1500 об/мин) с контролем параметров двигателя. После прогрева двигателя до температуры охлаждающей жидкости (60 -70) °С работа двигателя переводится на синхронную частоту вращения (3000 об/мин) и, отрегулировав выходное напряжение электрогенератора, включается нагрузка и производится розжиг газогенератора.

В качестве топлива использовались древесные обрезки, получаемые в процессе производства мебели, с влажностью не более 20%, которые измельчались в стандартной рубильной машине типа БРП-5222 до средних размеров щепы 35 мм и затем загружалось в бункер ГГ.

Для быстрого и надежного первоначального розжига ГГ камера газификации загружалась древесным углем выше воздушного пояса камеры, а бункер - основным топливом. Затем плотно закрывался загрузочный люк бункера и через люк розжига запальным устройством (автономная газовая горелка или паяльная лампа) воспламенялось топливо, лежащее на колосниковой решетке. После достижения устойчивого горения топлива включается вентилятор розжига (электродвигатель вентилятора может работать от внешнего источника или от электрогенератора станции при работе на бензине) и через «свечу розжига» получаемый газ направлялся в атмосферу за пределы контейнера, где проводился контроль его качества по устойчивому горению факела и цвету пламени.

Дополнительно осуществлялся контроль температуры газа соответствующими термопарами на выходе из ГГ и температуры газа после охладителя газа и фильт-

ра тонкой очистки перед поступлением во впускного трубопровод двигателя с цифровой фиксацией значений температур на регистрирующих приборах. После получения газа необходимого состава производился перевод работы двигателя с бензина на газ.

Дополнительно в процессе работы ЭУ измерялись гидравлические потери при течении газа в газозвоздушной системе всей установки и в ее отдельных агрегатах: газогенераторе, фильтрах грубой и тонкой очистки и охладителе. После окончания работы производится остановка двигателя в следующем порядке: вначале отключается внешняя нагрузка и работа двигателя переводится с газа на бензин и «глушится» газогенератор – отключается вентилятор розжига и закрывается впускной патрубков. Затем полностью снимается нагрузка с электрогенератора (работа без источника внешнего питания) и двигатель переводится на работу с синхронной частоты вращения на частоту прогрева (1500 об/мин), на которой, поработав не менее 1-ой минуты, двигатель останавливается.

Разработанная установка прошла доводочные и сдаточные испытания, которые показали надежную работу газогенератора, агрегатов системы очистки и охлаждения газа, двигателя и электрогенератора на всех исследованных режимах работы и позволили наметить пути дальнейшего совершенствования ЭУ. В настоящее время ЭУ передана Заказчику и используется для утилизации отходов и выработки электроэнергии для нужд собственного производства, обеспечивая существенную экономию затрат на электроэнергию и вывоз отходов до места их переработки.

Имеющийся предыдущий и накопленный за последние годы опыт создания ЭУ с ДВС на ВИЭ для «малой энергетики» позволяет уже в настоящее время приступить к разработке серийных образцов ЭУ для регионов РФ, обладающих запасами растительных и древесных отходов, которые практически теряются или уничтожаются (по данным ВНИИдрева только в Европейской зоне РФ около 60 млн.м³) и которые позволяют надежно обеспечивать топливом более 100 тысяч ЭУ мощностью (10-15) кВт. Это позволит дополнительно автономно ежегодно вырабатывать несколько млн.кВт.ч электроэнергии без затрат дефицитного углеводородного топлива, а организация серийного производства ЭУ в контейнерном исполнении и широкое их внедрение в народное хозяйство, особенно в отдаленных регионах Сибири, Дальнего Востока и Северной Европейской зоны РФ, может принести дополнительный быстрый и ощутимый социальный и экономический эффект.

ИСПОЛЬЗОВАНИЕ СВЧ-ТЕХНОЛОГИЙ ДЛЯ АКТИВАЦИИ ГОРЕНИЯ УГЛЕВОДОРОДНЫХ ТОПЛИВ В ТЕПЛОЭНЕРГЕТИЧЕСКИХ УСТАНОВКАХ

Маслов Ю.Л., Лавров Б.П. (МГТУ им. Н.Э.Баумана), **Лавров П.Б.** (МРТИ РАН)

В современном мире темпы технической революции во многом определяются успехами в исследованиях и применении новых видов энергии в различных областях народного хозяйства. Немаловажным фактором развития в этом направлении является использование уже известных традиционных видов энергии в новых областях применения. К такому виду энергии можно отнести энергию сверхвысоких частот (СВЧ-колебаний), которую длительное время связывали в основном с военным применением - радиолокация, телеметрия и т.п. Однако, после достижения в последние годы значительных успехов в создании источников СВЧ-энергии

и развитии СВЧ-техники (достижения в области генерирования, усиления, передачи и выпрямления СВЧ-колебаний больших мощностей) существенно возрос интерес к использованию СВЧ-технологий в самых различных областях науки и техники и, в частности, в энергетике.

Результаты работы, проведенные в последние годы в ведущих научных центрах промышленно развитых стран (США, Великобритании, Франции РФ и др.), подтвердили возможность дальнейшего более широкого использования СВЧ-технологий в промышленном и аграрном комплексах. Так уже в настоящее время СВЧ-технологии широко используются в нанотехнологиях при производстве различных материалов, в медицине, химии, пищевой промышленности, в сельском хозяйстве, в деревообрабатывающей промышленности и т.д. Указанные обстоятельства во многом связаны с особыми свойствами СВЧ-колебаний: высокий КПД преобразования СВЧ-энергии в тепловую; высокая проникающая способность в материалы и безинерционный нагрев изнутри; экологическая чистота передачи энергии через свободное пространство.

При этом преобразование СВЧ-энергии в тепловую энергию происходит непосредственно внутри материала за счет «электронного нагрева», а глубина проникновения электромагнитных волн используемого диапазона частот $f=915$ МГц и $f=2450$ МГц на порядок выше, чем для других излучений, например ИК-излучений. При условиях преобразования энергии СВЧ-колебаний непосредственно в глубине материала при наличии в материале влаги (например, древесное топливо в камере газификации) происходят существенно новые эффекты – интенсивный фазовый переход гигроскопичной влаги в древесине в пар и резкий рост давления внутри материала. Когда давление перегретого пара превысит механическую прочность волокон древесины происходит «микровзрыв», разрывающий поверхность и при этом происходит качественное изменение структуры древесины.

В настоящее время несомненный интерес представляют работы, которые проводятся в МГТУ им. Н.Э.Баумана и МРТИ РАН по расширению возможности использования СВЧ-технологий в современных теплоэнергетических агрегатов (ТЭА) с целью:

- повышения полноты сгорания различных видов топлив, стабилизации горения и снижения выбросов вредных токсичных веществ;

- расширения номенклатуры применяемых топлив за счет более широкого использования низкокалорийных и тяжелых нефтяных топлив и местных видов топлив: низкокачественных каменных и бурых углей, различных видов торфа, низкосортной древесины, отходов лесозаготовок (кора, щепа, ветки и т.д.), деревообрабатывающей и лесной промышленности (без их дорогостоящей переработки в пеллеты), отходов агропромышленных комплексов (шелуха подсолнечника, льна, хлопка и т.д.);

- использование в ТЭА низкокалорийных и существенно забалластированных газообразных продуктов термохимической и анаэробной переработки биомассы - древесных отходов (газогенераторный газ), органических отходов (биогаз, канализационный газ, газ сухих свалок бытовых отходов) , а также попутного нефтяного газа, шахтного газа и других вторичных ресурсов;

Кроме того, практический интерес для энергетики представляют исследования по использованию СВЧ-технологий в установках по получению энергетического газа из возобновляемых источников энергии с целью:

- разработки конструкции и изготовления газогенераторов мощностного ряда от 5 до 30 кВт обращенного процесса газификации с предварительным подогре-

вом исходного топлива в бункере и вводом СВЧ-энергии в зону газификации по термохимической переработке древесных отходов, бурого угля и торфа для получения энергетического газа с последующим использованием в ЭУ с газовыми двигателями. (По желанию Заказчика мощность разрабатываемого ЭУ может быть существенно повышена.

Необходимо также отметить актуальность работ по комбинированной термохимической переработке твердых бытовых и промышленных отходов для мини-ТЭЦ мощностью (1,5-2,0) МВт на базе газовых двигателей и для мусоросжигательных заводов, обеспечивающих улучшенные экологические характеристики всего комплекса.

Наиболее приоритетным направлением использования СВЧ-технологий в энергетике в ближайшем будущем является разработка эффективных систем зажигания и поддержания устойчивого горения в камерах сгорания ГТД и ДВС при работе на сверхбедных топливо-воздушных смесях и снижении выбросов токсичных веществ с отработавшими газами.

Для решения поставленных задач в настоящее время в МГТУ и МРТИ РАН проведен комплекс работ по сбору и анализу имеющихся литературных и патентных источников по использованию СВЧ-технологий в теплоэнергетике и проводятся экспериментальные исследования воздействия электромагнитного излучения СВЧ-диапазона на процессы газификации твердого топлива в газогенераторе обращенного процесса газификации и горения газообразного топлива на специальном теплофизическом стенде (рис.1), а также проработка конструкции и выпуск КД оборудования, используемых в СВЧ-технологиях.

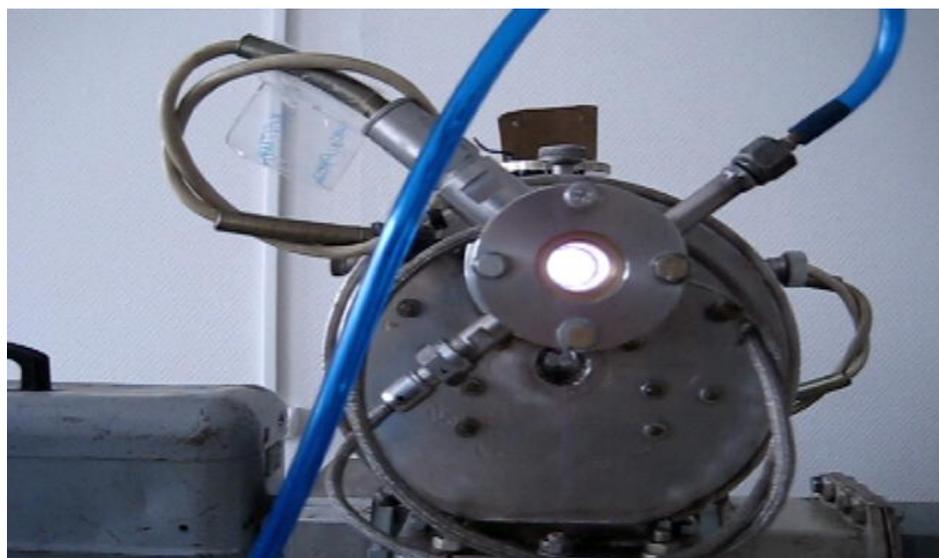
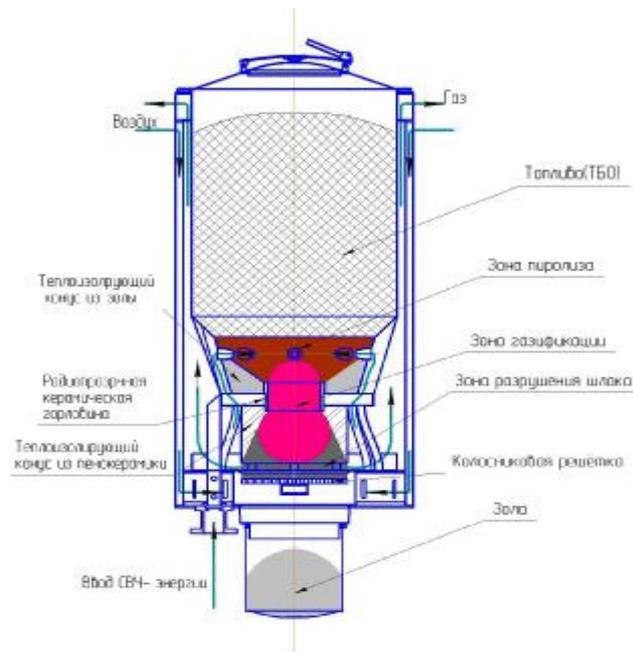


Рис. 1. Теплофизический стенд с плазменной горелкой.

С учетом обработки и анализа полученных результатов была разработана конструкция газогенератора с вводом СВЧ-энергии в зону газификации для эффективной газификации низкосортных топлив (рис.2).

Выполнен эскизный проект комбинированной свечи с СВЧ-подсветкой для ввода электромагнитного излучения в КС ДВС в двух частотных диапазонах (сантиметровом и оптическом), которая должна обеспечивать надежное воспламене-



ние и горение бедных топливо-воздушных смесей (рис.3.). В настоящее время разрабатывается конструкторская документация комбинированной свечи для ее изготовления и испытания в лабораторных стендовых условиях.

Рис.2. Газогенератор с подводом СВЧ-энергии в зону газификации.

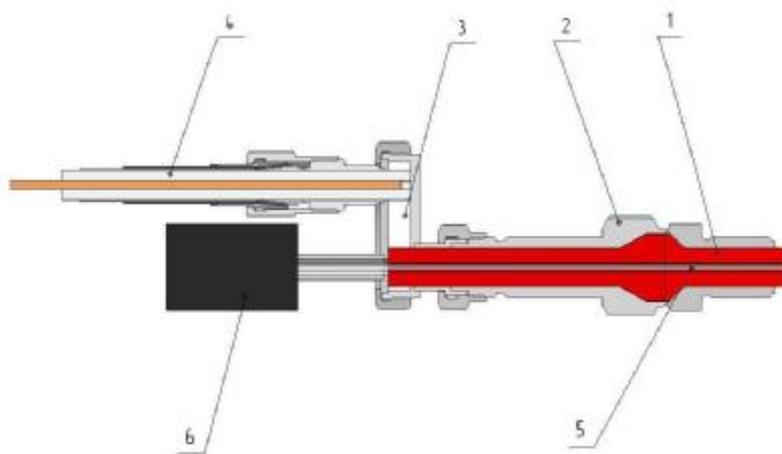


Рис.3. Комбинированная свеча с СВЧ-энергии для ДВС..

Кроме того, для экологически чистого сжигания различных углеводородных топлив и измельченных растительных отходов разработана и изготовлена плазменная безэлектродная горелка с подводом СВЧ-энергии в зону горения для ТЭА (рис.4), которая была испытана на теплофизическом стенде. Проведенные испытания показали правильность концепции общей конструкции горелки и позволили визуально качественно определить существенное влияние СВЧ-разрядов на процессы горения различных углеводородных топлив.

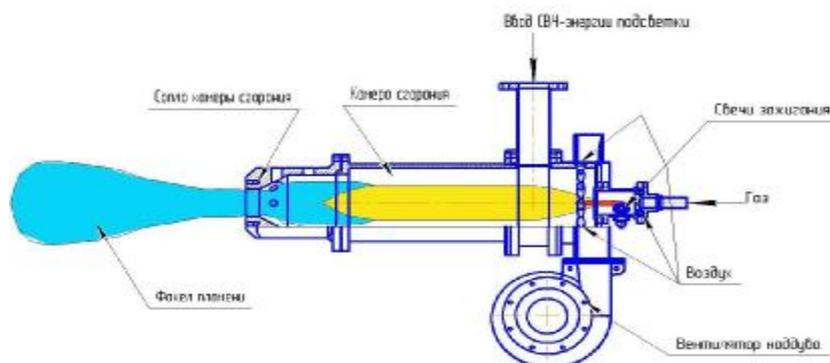


Рис.4. Плазменная безэлектродная горелка

В настоящее время для более глубокого изучения физических основ воздействия СВЧ-разрядов на процессы горения различных топлив в лаборатории кафедр-

ры проводятся работы по проектированию и изготовлению универсального стенда, оснащенного современной специальной измерительной аппаратурой для определения параметров смесеобразования, процессов горения и эмиссии основных токсичных веществ с продуктами сгорания на различных режимах работы горелки с СВЧ-генератором на различных видах топлив (жидкое, газообразное, твердое). Результаты, полученные на этом стенде, позволят оптимизировать совместную работу СВЧ-генератора и горелки для каждого вида топлива по повышению эффективности их сгорания и улучшению экологических характеристик, а также провести подробный технико-экономический анализ эффективности использования СВЧ-технологий в теплоэнергетических установках и обоснование их более широкого использования в «малой» и «большой энергетике».

Созданная экспериментальная база, имеющийся научный задел, проведенные исследования и полученные предварительные результаты являются серьезными предпосылками (при условии государственного или частного инвестирования работ) успешного решения поставленных задач по разработке СВЧ-технологий для повышения эффективности сгорания различных видов топлив, улучшение экологических характеристик и расширения номенклатуры применяемых топлив.

ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТОРФА В ЭНЕРГОУСТАНОВКАХ С ДВС И ГАЗОГЕНЕРАТОРАМИ В «МАЛОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ»

Маслов Ю.Л., Лавров Б.П., Уйминов А.А. (МГТУ им.Н.Э.Баумана),
Поздняков К.А. (Всероссийское торфяное общество)

На современном развитии общества практически во всех странах в условиях увеличения потребления топлива и электрической энергии автономными потребителями при истощении запасов углеводородных топлив, значительным удорожанием их добычи и использование как ценнейшего химического сырья, все более остро стоит задача сокращения потребления углеводородных топлив в теплоэнергетике и на транспорте, который практически полостью оснащен ДВС, за счет использования альтернативных и возобновляемых местных видов топлив, запасами которых обладает практически каждый регион страны.

Анализ имеющихся ресурсов указанных топлив показывает, что наиболее простейшим и эффективным решением этой проблемы является широкое развитие «малой энергетике», основу которой составляют энергетические установки с ДВС, работающие на газообразном топливе, получаемом в газогенераторной установках из различных местных твердых топлив, и в первую очередь, на древесном топливе и торфе, как наиболее распространенных видах твердых топлив.

В этом отношении для «малой энергетике» несомненный интерес представляет торф. Торф является одним из наиболее распространенных видов местных топлив в РФ и является наиболее молодым по геологическому возрасту ископаемым топливом и относится к возобновляемым источникам энергии (решение Европарламента от 31.10.2000г.). Например, ежегодный прирост запасов торфа в Западной Сибири (в пересчете на сухое вещество) составляет (10-20) млн.тонн. Основные разведанные запасы торфа в РФ составляют ориентировочно (150-160) млрд.тонн. Наличие запасов торфа в различных регионах страны позволяет обеспечить решение проблемы существенного сокращения потребления нефтяных топлив за счет более широкого использования его в теплоэнергетике, и в первую очередь в «малой энергетике» с ДВС и газогенераторами. По составу горючей массы торф мало

отличается от древесины. Средний состав горючей массы торфа следующий (в % по весу): углерода С =(54-60); водорода Н₂=(5-6); кислорода О₂ = (28,5-39,5); азота N₂ = (0,5-3,0); серы S =(0,1-1,5). Средняя теплота сгорания горючей массы 23,52 кДж/кг (5600 ккал/кг).

При относительно одинаковом составе горючей массы в торфе разных месторождений и способов добычи содержание золы, влаги и механическая прочность торфа изменяются в широких пределах. В зависимости от места залегания различаются следующие виды торфа: верховой и низинный. Верховой торф менее зольный и содержит меньшее количество серы. Зольность верховых торфов – (2-6)%, низинных –(12-15)%. Температура плавления золы в среднем имеет значение 1200 °С и изменяется в пределах от (1100-1300) °С . В зависимости от возраста торф делится на молодой, средний и старый. Чем старше торф, тем выше степень разложения растительной массы, из которой он образовался и тем выше качество торфа. Вследствие гигроскопичности торфа влажность его, в зависимости от вида, способа добычи, сушки и хранения колеблется в широких пределах от 20% до 40%. Переменная влажность и зольность торфа существенно влияет на теплоту его сгорания. Средняя теплота сгорания рабочей массы торфа при влажности 18% находится в пределах (11-34-14,28) кДж/кг (2700-3400 ккал/кг). Содержание серы в торфе незначительное (0,1-0,6)%, что является его положительным качеством. На физико-механические свойства торфа существенно влияет способ его добычи, и в зависимости от этого торф подразделяется на резной, машиноформовочный, фрезерный и гидроторф.

По имеющемуся предыдущему опыту использования торфа в газогенераторных установках для газификации наиболее пригодным является машиноформовочный верховой торф, имеющий следующие показатели:

Степень разложения в %	25-30
Зольность в %	до 8
Температура плавления золы в °С	свыше 1200
Влажность не более, %	28-33
Размеры кусков в мм	50x50x60
Начальный вес, кг/м ³	360-380

Основными недостатками торфа для газификации является его малая механическая прочность, высокая зольность и легкоплавкость золы, вследствие чего при газификации образуется большое количество крошки и шлака, которые накапливаются в камере газификации. Указанные обстоятельства значительно увеличивают гидравлическое сопротивление газогенератора, нарушают равномерное поступление в горящий слой топлива кислорода, вследствие чего резко ухудшается состав газа. Поэтому газогенераторы для газификации торфа должны иметь специальные устройства для удаления из камеры газификации очаговых остатков.

Торфяные брикеты, спрессованные из торфяной крошки, обладают большей механической прочностью и малой гигроскопичностью, что является существенным преимуществом перед торфом. Недостатком торфобрикетов является малая термическая прочность, способствующая их рассыпанию при нагревании с образованием значительного количества крошки, поэтому в организации процесса газификации торфобрикетов необходимо минимизировать эти явления.

Если торф подвергнуть сухой перегонке, то можно получить торфяной кокс, сходный с древесным углем и который является пористым веществом и отличается высокой реакционной способностью, но является непрочным и легко измельчается. Более прочный кокс получается из верхового хорошо разложившегося тор-

фа. Получение кокса из торфа производится аналогично получения древесного угля из древесины. При зольности не выше 6% торфяной кокс, благодаря высокой реакционной способности, является хорошим топливом для получения качественного газогенераторного газа.

Наличие в торфе большого количества летучих вызывает необходимость проводить его газификацию по обращенному (для газогенератора производительности до 100 м^3 в час) или по двухзонному процессу (для газогенераторов с производительностью более 100 м^3 в час).

Двухзонный процесс является наиболее приемлемым для торфа с повышенной зольностью (более 5-6%), так как в этом случае возможно удаление золы и шлака в процессе работы газогенератора, без его остановки, что является важным существенным преимуществом двухзонного процесса газификации.

Средний состав и теплота сгорания газа, получаемого при газификации торфа соответствует параметрам генераторного газа из древесного топлива. Например, состав газа, полученный при газификации по обращенному процессу верхового торфа Московской области (данные проф. Л.И.Коллерова) имеет следующие значения в %: $\text{CO} = (21,7-22,6)$; $\text{H}_2 = (12,6-16,9)$; $\text{CH}_4 = (92,1-2,4)$; $\text{CO}_2 = (7,6-9,8)$; $\text{O}_2 = (0,55-0,65)$; $\text{N}_2 = (48,2-54,0)$ и теплоту сгорания $\text{H}_i = (1234-1325) \text{ ккал/м}^3$ ($5,16-5,56 \text{ кДж/м}^3$).

Однако, необходимо отметить, что состав газа и теплота его сгорания во многом зависят от вида торфа, способа добычи и от его физико-механических свойств, поэтому указанные свойства должны быть индивидуально учтены в конструкции газогенератора и при наладке работы газогенераторной установки.

В настоящее время в МГТУ им. Н.Э.Баумана изготовлен опытный образец ЭУ с ГУ обращенного процесса газификации древесного топлива с предварительным подогревом топлива в бункере и агрегатами системы очистки и охлаждения газа и с электроагрегатами серии АБ-8-Т/230М с газовым двигателем на базе бензинового карбюраторного двигателя 4Ч 7,6/7,5 мощностью 8 кВт, на котором проведен комплекс исследований при работе на древесном топливе и проведены подготовительные работы по переоснащению газогенераторной установки для работы на торфе (изменены конструкции камеры газификации, подвод воздуха, модернизирована система розжига, введена дополнительная шуровка, изготовлены более эффективные фильтры грубой и тонкой очистки и др. мероприятия).

Кроме того, проводятся расчетные исследования рабочих процессов газовых ДВС, работающих на низкокалорийных газах, получаемых из различных видов твердых топлив, в том числе торфа и их оптимизации, а также конструирование и расчет узлов и деталей генераторных установок с использованием конструкционных материалов с прогрессивными теплофизическими характеристиками.

Однако, как показывает имеющийся опыт в процессе газификации низинных топлив с высокой влажностью и имеющих невысокую механическую прочность возникают дополнительные трудности, для преодоления которых необходимы новые прогрессивные технические решения по активации и интенсификации процесса газификации и горения низкокачественных твердых топлив.

В этом направлении для решения поставленных задач существенный интерес представляют результаты работ, проведенных в МГТУ и МРТИ РАН по использованию СВЧ-технологий для активации процессов газификации различных твердых топлив и горения бедных смесей.

Полученные экспериментальные результаты в лабораторных условиях на различных теплофизических стендах позволит обобщить полученные результаты и

спроектировать газогенератор обращенного процесса газификации для низкосортных топлив с эффективным процессом горения и газификации на основе использования СВЧ- технологий. В настоящее время выпускается конструкторская документация газогенератора обращенного процесса для газификации низкосортных сортов торфа повышенной влажности.

Имеющийся научный и производственный задел, проведенные исследования и предыдущий опыт использования торфа как топлива для ЭУ с ГУ позволяет, по согласованию с Заказчиком, за короткий период создать опытный промышленный образец ЭУ на торфе для «малой энергетики» для различных регионов, имеющих запасы торфа (в том числе и местного значения) для тепло-энергоснабжения небольших предприятий, фермерских хозяйств и т.п. и привода средств малой механизации, в том числе для добычи торфа и проведении противопожарных мероприятий на торфопредприятиях.

РАСПЫЛИВАНИЕ ТОПЛИВА И СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕ В ЦИЛИНДРЕ ДИЗЕЛЯ 2Ч10,5/12,0 ПРИ РАБОТЕ НА ЭТАНОЛЕ С ДВОЙНОЙ СИСТЕМОЙ ТОПЛИВОПОДАЧИ

Полевщиков А.С., Чувашев А.Н., Девятьяров Р.Р. (ФГОУ ВПО «Вятская ГСХА»)

Возможность применения альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания, в частности в дизелях, является весьма актуальной задачей в настоящее время. В ходе проводимой работы рассматривается возможность применения для дизеля воздушного охлаждения 2Ч 10,5/12,0 в качестве основного топлива этилового спирта. Из-за низкой способности этанола к самовоспламенению необходимо инициировать его воспламенение каким-либо образом, в данном случае с помощью запальной порции дизельного топлива (ДТ), т.е. применена двойная система топливоподачи (ДСТ). Указанный дизель имеет полусферическую камеру сгорания в поршне, смещенную относительно оси поршня на 5 мм. В двигателе имеет место объемно-пленочное смесеобразование. Основное преимущество данной полусферической камеры сгорания в том, что она обладает минимальным отношением площади ее поверхности к объему, что в свою очередь обуславливает минимальные потери тепла в стенки по сравнению с другими типами камер сгорания. Также данная форма камеры сгорания, по сравнению с другими, при одинаковом значении скорости циркуляции воздушного заряда в цилиндре в конце такта впуска обеспечивает получение наибольшей угловой частоты вращения заряда в камере в конце такта сжатия [1].

Штатные форсунки используются для подачи основного топлива – этилового спирта. Для подачи запальной порции ДТ используются дополнительно установленные форсунки ФД-22, имеющие распылители, изготовленные на ОАО «Ногинский завод топливной аппаратуры - НЗТА» по нашим чертежам. Данные распылители имеют измененную геометрию сопловых отверстий для того, чтобы этанол впрыскивался в горящий факел ДТ. Характеристики данных распылителей приведены в таблице 1. Графическое изображение пересечения факелов основного и запального топлива приведено на рисунке 1.

Таблица 1. Техническая характеристика опытных распылителей, применяемых при работе на этаноле с ДСТ [1, 2]

Параметр	Штатный распылитель				Опытный распылитель			
Количество сопловых отверстий	3				3			
Диаметр сопловых отверстий d_c , мм	0,30				0,30			
Эффективное проходное сечение μf , мм ²	0,162...0,182				0,160...0,170			
Углы сопловых отверстий, град.	α	30	150	270	α	40	152	275
	φ	81	81	37	φ	20	20	18
Ход иглы, мм	0,23...0,25				0,25...0,30			

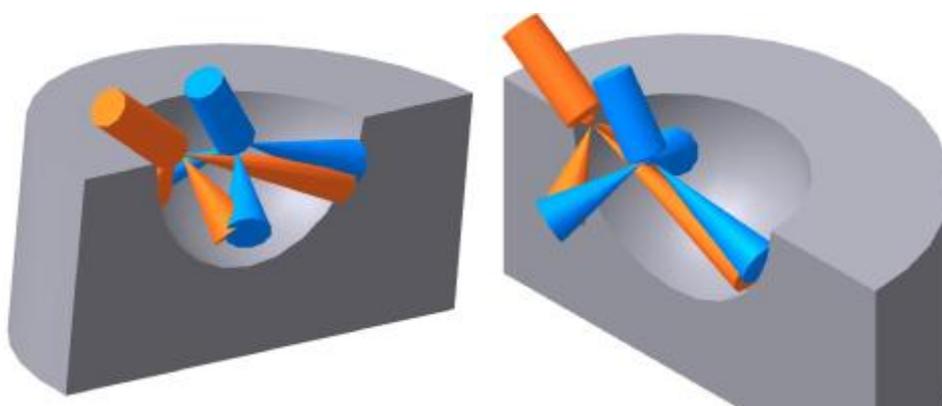


Рис. 1. Графическое изображение пересечения факелов основного и запального топлив в дизеле 2Ч 10,5/12,0

Процессы топливоподачи, смесеобразования, воспламенения и горения характеризуются крайней нестационарностью. Вследствие перемещения поршня, а также интенсивного выделения тепла после воспламенения непрерывно меняются давление и температура в цилиндре дизеля. Топливо впрыскивается при переменном давлении, а образующаяся неоднородная по структуре струя распыленного топлива взаимодействует с организованным в камере вихрем. Сложность процессов, как правило, усугубляется широким фракционным составом топлива. Все это приводит к значительной и температурной неоднородности горючей смеси, поразному изменяющейся во времени в отдельных зонах камеры сгорания. Характер взаимодействий указанных факторов зависит от конструктивных особенностей двигателя: размеров цилиндра, частоты вращения коленчатого вала, способа подачи топлива, принятого способа смесеобразования, режима работы двигателя.

Наиболее просто осуществить эффективное горение топлива в однородных и гомогенных смесях. В дизеле это неприемлемо, так как при $\alpha \approx 1$ вследствие многоочагового воспламенения из-за низкого октанового числа ДТ будет происходить взрывное горение с высокими скоростями тепловыделения, хотя, вследствие раздельной подачи топлива и воздуха в цилиндр, практически не удастся достигнуть даже допустимой, исходя из динамики горения, однородности смеси и в цилиндре дизеля всегда имеет место расслоение заряда [3]. Осуществление оптимально процесса тепловыделения определяет основные задачи, которые необходимо решить при организации процесса смесеобразования в быстроходном дизеле.

Во-первых, с целью обеспечения допустимой степени жесткости процесса сгорания необходимо, чтобы к моменту начала воспламенения в цилиндре дизеля на-

ходило как можно меньше горючей смеси, соответствующей по своим концентрационно-температурным характеристикам условиям самовоспламенения. Допустимая минимальная доза смеси, способной к воспламенению, определяется условиями устойчивого протекания процесса и обеспечения оптимальной скорости тепловыделения.

Во-вторых, для осуществления эффективного горения следует, чтобы после воспламенения и окончания периода быстрого горения испарение топлива и смешивание его паров с воздухом происходили с максимально возможной скоростью. Процесс должен быть организован таким образом, чтобы к каждому элементу топлива было подведено необходимое количество воздуха, а продукты сгорания были удалены из зоны горения.

Нагрев и испарение топлива, взаимная диффузия и перемешивание паров топлива с воздухом осуществляется в результате взаимодействия двух процессов: распространения в пространстве камеры сгорания струй распыленного топлива (определяется конструкцией топливной системы и формой камеры сгорания) и движения воздушного заряда (определяется формой и газодинамическими характеристиками камеры сгорания и впускного тракта). После воспламенения топлива возникает мелкомасштабная турбулентность вследствие распространения волн давления от возникших очагов воспламенения. Таким образом, смесеобразование в цилиндре двигателя происходит в зависимости от характера взаимодействия указанных процессов.

Изучение движения воздушного заряда показало, что в процессе перетекания воздуха из надпоршневого пространства в камеру сгорания у верхней кромки образуется вихрь, который, взаимодействуя с топливом, существенно влияет на показатели двигателя [1]. Было установлено, что наилучшие показатели работы двигателя наблюдаются в том случае, когда топливо подается в нижнюю часть вихря, это обеспечивает лучшее смесеобразование и как следствие более полное сгорание топлива. На основании приведенных данных были сделаны необходимые расчеты для опытных распылителей с той целью, чтобы факел запального топлива, подаваемого в цилиндр дополнительной форсункой, не только пересекался с факелом основного топлива – этанола – подаваемого штатной форсункой, но и попадал в рекомендованные заводом-изготовителем зоны камеры сгорания для достижения оптимальных показателей работы.

Как отмечается в ряде работ [1, 3], мелкораспыленное топливо, находящееся на периферии факела, сносится интенсивно движущимся воздухом и перемешивается с ним в камере. Часть топлива, находящаяся в ядре факела и имеющая большую кинетическую энергию, достигает стенки камеры и растекается по ней в виде пленки. Данное утверждение в большей степени справедливо в отношении основного топлива - этанола. В отношении запального ДТ можно предположить, что оно, в связи с малыми цикловыми подачами, будет практически полностью перемешиваться с воздухом в камере сгорания, не достигая её стенок [3]. После начала впрыскивания, в течение периода задержки воспламенения, топливо испаряется и по схеме неразветвленной цепной реакции образуются продукты неполного окисления – альдегиды, в частности формальдегид, что сопровождается люминесцентным свечением всего заряда. Далее процесс развивается по схеме вырожденной цепной реакции с образованием перекисей и радикалов, которые дают вторичное холодное пламя, распространяющееся по объему заряда.

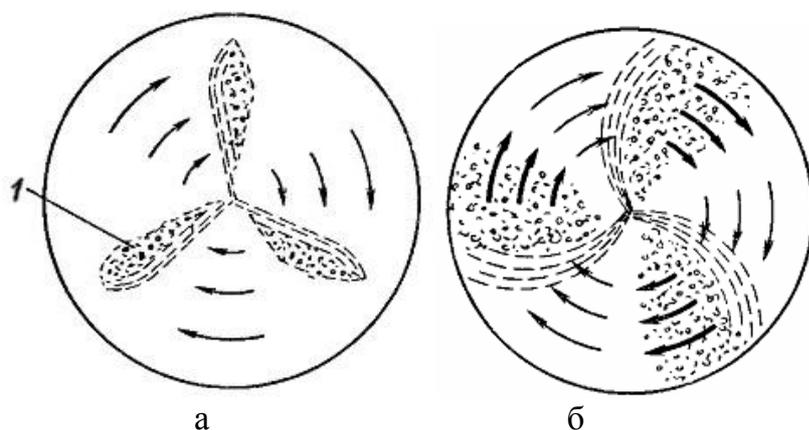


Рис. 2. Схема развития процесса сгорания при наличии тангенциального движения воздушного заряда в камере сгорания [4]: а – момент возникновения первичных очагов воспламенения в зонах 1; б – последующее развитие сгорания по мере испарения топливных струй.

В целях достижения удовлетворительного смесеобразования при малом числе топливных струй (которых по три в каждом из штатных и дополнительных распылителях дизеля 2Ч 10,5/12,0), что повышает надежность работы форсунок и способствует уменьшению значений dp/df , в данном дизеле с открытой полусферической камерой сгорания создается вращательное движение воздушного заряда за счет тангенциального направления патрубков впускных клапанов [1, 3]. Направленные радиально топливные струи пересекают вихрь, который уносит с собой пары и мелкие капли топлива, в результате чего наиболее подготовленная к самовоспламенению смесь оказывается сосредоточенной в наружных оболочках топливных струй со стороны, противоположной набегающему воздушному потоку, где и возникают первые очаги воспламенения, что схематически показано на рисунке 2, а. Затем пламя распространяется по поверхности топливных факелов также преимущественно с «подветренной» их стороны, там, где находится основная масса испарившегося топлива. Образующиеся продукты сгорания, в свою очередь, также сносятся воздушным потоком, т. е. около каждой из топливных струй возникают как бы фронты стационарного пламени, в которые с одной стороны, непрерывно поступает вновь образующаяся горючая смесь, а с другой выходят продукты сгорания (как показано стрелками на рисунке 2, б).

Такое положение сохраняется лишь до тех пор, пока перемещающиеся совместно с вихрем продукты сгорания не достигнут смежного топливного факела. Начиная с этого момента, продолжающие поступать из форсунки капли топлива будут встречать на своем пути уже не воздух, а горячие продукты сгорания, что приводит к резкому ухудшению полноты сгорания. Капли быстро испаряются, и пары топлива подвергаются термическому распаду в условиях сильного недостатка кислорода, сопровождающемуся обильным выделением сажи. Во избежание этого отношение угловой скорости вихря ω_v к угловой скорости коленчатого вала ω_{KB} – так называемое вихревое отношение, не должно превышать некоторого предела, определяемого в первом приближении следующей формулой:

$$\frac{w_B}{w_{KB}} < \frac{360^\circ}{i_c \Theta_{впр}},$$

где i_c – число топливных струй;

$\Theta_{впр}$ – длительность впрыска в градусах поворота коленчатого вала.

В действительности, оптимальное значение ω_v несколько меньше, так как нужно учитывать также и угловой раствор топливных струй.

Для достижения в быстроходном дизеле высокой полноты сгорания при низких значениях коэффициента избытка воздуха, необходима определенная органи-

зация впрыска, которая бы обеспечивала возможно более равномерное распределение топлива по всему объему воздушного заряда, которое достигается применением форсунок с несколькими распыливающими отверстиями. Но при этом неизбежно одновременное возникновение значительного числа начальных очагов воспламенения и бурное его развитие, что приводит к быстрому нарастанию давления и высоким максимальным его значениям.

Литература:

1. Эфрос В. В. и др. Дизели с воздушным охлаждением Владимирского тракторного завода. М.: Машиностроение, 1976. – 277 с.

2. Лиханов В. А., Чувашев А. Н. Исследование рабочего процесса дизеля 2Ч 10,5/12,0 при работе на метаноле с двойной системой топливоподачи: Монография. – Киров: Вятская ГСХА, 2007. – 129 с.

3. Файнлейб Б. Н. Топливная аппаратура автотракторных дизелей: Справочник. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд., 1990. – 352 с.

4. Воинов А.Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. – М.: Машиностроение, 1977. – 278 с.

ОТСЕК 26/26 ДЛЯ ОТРАБОТКИ ГАЗОВОГО ПРОЦЕССА С ФОРКАМЕРНО-ФАКЕЛЬНЫМ ВОСПЛАМЕНЕНИЕМ

Шаповалов А.С. (ООО «Энергомашсервис», г. Коломна)

Руководство ООО «Энергомашсервис» в 2008 году приняло решение начать работы по конвертированию дизельного двигателя типа Д49 Коломенского теплового строительного завода (КТЗ) в газовый двигатель с уровнем цилиндровой мощности 100 кВт при 750 об/мин. На первоначальном этапе предполагалась отработка и реализация рабочего процесса с форкамерно-факельным зажиганием и качественным регулированием мощности при соответственно минимальных изменениях конструкции двигателя.

Для проведения научно-исследовательских работ необходимо было создать экспериментальную двигательную установку для отработки рабочего процесса, системы питания и пуска. Полученные на основе этих работ рекомендации должны были использоваться при создании развернутой машины.

Основой для экспериментальной установки стал двухцилиндровый отсек с гидротормозом, приобретенный в ЦНИДИ.

Отсек представляет собой двухцилиндровую моторную установку с углом развала 42°, диаметром цилиндра 260 мм, ходом поршня 260 мм. Цилиндропоршневой комплект, механизм привода клапанов, системы топливоподачи и смазки аналогичны конструктивным особенностям дизелей производства КТЗ типа Д49 вплоть до полной их взаимозаменяемости.

Для снижения сил инерции I порядка отсек оборудован специальным четырехвальным балансировочным механизмом в поддоне отсека, который также является маслосборником. Отличительной особенностью установки является распределительный вал, имеющий специальную конструкцию позволяющую изменять углы заклинивания кулачковых шайб с дискретностью до 1° п.к.в.

Нагрузочное устройство - гидравлический тормоз типа ГТ-350 лопаточного типа производства ЦНИДИ. Соединительная муфта пальцевого типа с резиновыми втулками.

На первом этапе создания моторной установки было решено реализовать дизельный вариант отсека для решения вопросов по системам маслоподачи, пуска, охлаждения, а также управления отсеком и гидротормозом.

Технические решения по системам установки достаточно традиционны. В системе маслоподачи используется маслонасос с электроприводом. Фильтры и теплообменник «вода-масло» стандартного заводского исполнения, использующиеся на серийных машинах. Единственным отступлением от стандартной схемы является установка электродогревателя перед маслопрокачивающим насосом для непосредственного подогрева масла. Это связано с тем, что объем масла в поддоне отсека достигает 800 литров и чтобы разогреть его до температуры 45°C, при которой разрешается прием нагрузки, приходилось работать на частоте 400 об/мин не менее часа. Используя предварительный разогрев масла при его прокачке, удалось добиться значительного сокращения времени до приема нагрузки.

Система охлаждения также реализована на основе стандартных подходов с использованием внешнего водяного циркуляционного электронасоса и охладителя «вода-вода». Система охлаждения может работать как в открытом, так и закрытом режимах.

Нестандартный подход реализован по пусковой системе. В ЦНИДИ отсек был укомплектован воздушной пусковой системой стандартной для дизелей типа Д49. Но так как в этом случае требовалась установка отсека в определенное пусковое положение, нами было принято решение отойти от данной схемы и использовать пневмостартер с приводом на маховик установки. Тем более, что на маховике имеется прямозубый венец, который и используется для стартерного привода. На отсеке использован пневмостартер американской фирмы Ingersoll Rand SS815. Реализованная схема показала свою жизнеспособность, обеспечила продолжительность прокрутки отсека при пуске до 20 секунд и позволила избежать значительных затрат при реализации штатной пусковой системы.

Достаточно оригинально реализована система воздухообеспечения отсека. Экономически выгодным решением является использование воздухоудовки типа ВР65-20/2,0 с избыточным давлением на выходе до 0,115 МПа и производительностью 1079 м³/час. Так как воздухоудовка ВР65-20/2,0 нерегулируемая, то реализован следующий алгоритм работы. При работе отсека на режимах наддува включалась воздухоудовка и работала на сброс. Для создания необходимого давления наддува проводилось дросселирование сброса, тем самым обеспечивалось необходимое давление подачи впускного воздуха при соответствующем расходе.

Работа отсека в дизельном режиме проводилась в основном по характеристикам холостого хода и нагрузочной, пересчитанным с базовой характеристики дизель-генератора 4-26ДГ.

Нагрузка отсека обеспечивается гидротормозом ГТ-350 конструкции ЦНИДИ. Регулировка работы гидротормоза осуществляется изменением заполнения рабочей полости водой за счет регулирования, как подачи воды, так и её слива. Для регистрации тормозного момента используется тензометрический датчик силы южнокорейской фирмы Dassel с учетом его тарировочной характеристики.

Для установки применена система водоснабжения замкнутого типа. Охлаждение воды в контуре отсека осуществляется в градирне открытого типа «Росинка 30/40». Вода гидротормоза охлаждается в параллельном контуре с применением градирни открытого типа «Росинка 50/60».

Для контроля за параметрами работы отсека и записи их в протокол испытаний используется диагностическая переносная система «Алмаз - П» научно-

производственной фирмы «Локомотив» г. Ярославль. Система «Алмаз» позволяет проводить запись индикаторных диаграмм с использованием неохлаждаемого пьезодатчика, устанавливаемого на индикаторный кран крышки цилиндра. Дополнительное программное обеспечение позволяет проводить математическую обработку записанных индикаторных диаграмм с получением необходимых характеристик для анализа рабочего процесса.

Итогом подготовки отсека к выполнению работ по отработке рабочего процесса было проведение сравнительных испытаний нового моторного топлива со стандартным дизельным топливом по заказу одной из научно-производственных фирм.

Далее коллектив ООО «Энергомашсервис» приступил к реализации программы по созданию газового двигателя с форкамерно-факельным воспламенением на базе дизеля типа Д49.

Была разработана и изготовлена охлаждаемая форкамера в габаритах форсуночного колодца крышки дизеля. Подача форкамерного газа осуществляется с использованием оригинального автоматического клапана устанавливаемого на каждой форкамере.

Схема подготовки и подачи форкамерного и цилиндрического газа на отсек представлена на рис. 1.

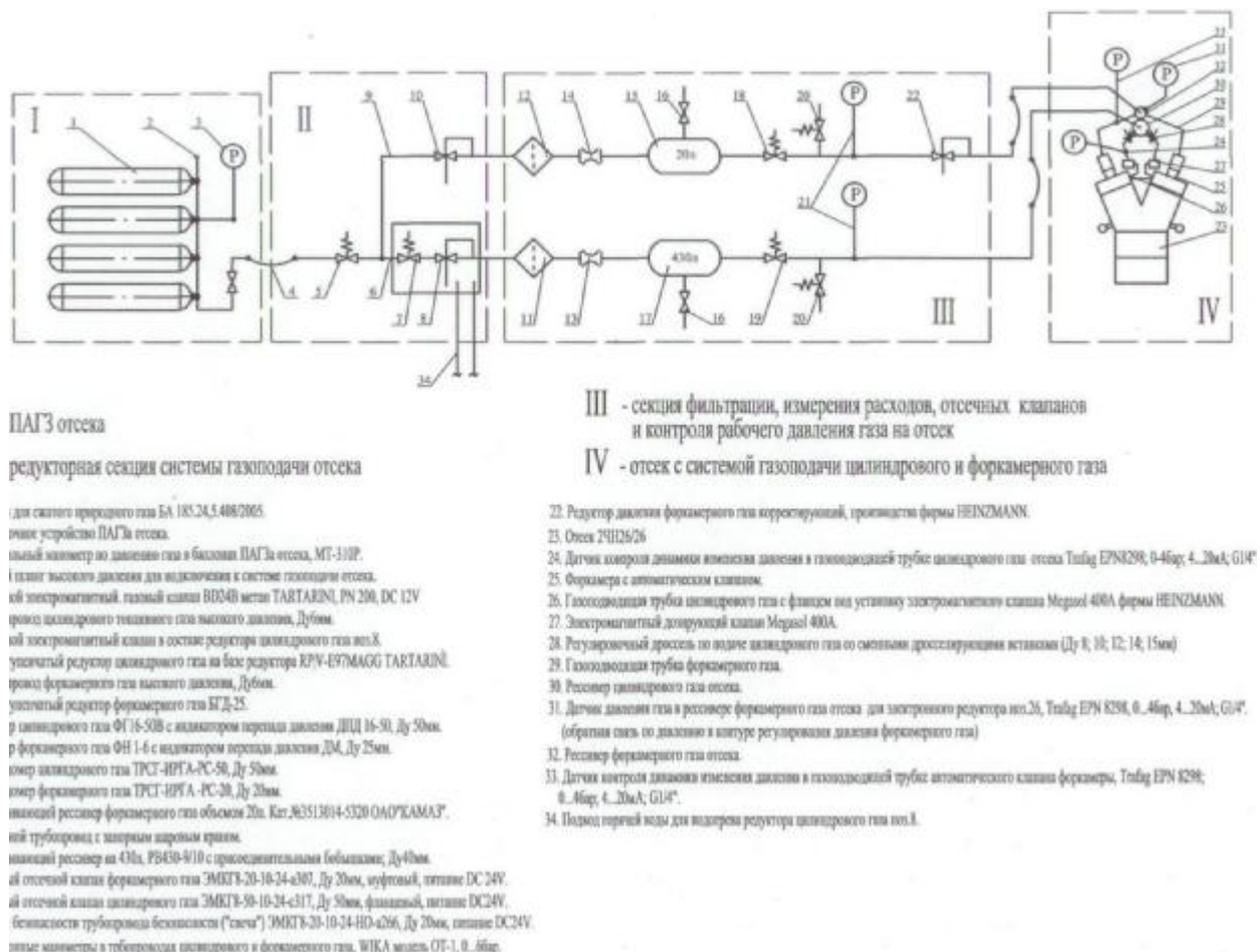


Рис. 1. Схема газоподачи отсека ЧН26/26

Для поджига обогащенной смеси в форкамере применена система зажигания американской фирмы «Altronic» CD200.

Подача газа в цилиндры реализуется посредством индивидуальных для каждого цилиндра электромагнитных клапанов Megasol 200A производства немецкой

фирмы HEINZMANN. Клапана крепятся на специальных трубопроводах-кронштейнах, ввод газа осуществляется непосредственно во впускной патрубок крышки цилиндра. Централизованное управление работой клапанов осуществляется электронным блоком MVC-01/20.01/Megasol той же фирмы. Блок управления контролирует рабочие параметры двигателя, частоту вращения и проводит корректировку параметров подачи газа в зависимости от изменяющихся внешних условий. В функции управления блока входит также корректировка давления подачи форкамерного газа в зависимости от давления наддува посредством специального электронного редуктора в составе системы управления.



Рис. 2. Вид на отсек ЧН26/26

На данный момент идет отладка системы газоподдачи отсека, и в ближайшее время начнутся работы по подбору параметров пускового режима и режима холодного хода. Фотографии отсека и его отдельных элементов представлены на рис.2 .

АНАЛИЗ СВОЙСТВ ЭТАНОЛО-ТОПЛИВНЫХ ЭМУЛЬСИЙ

Шаромов И.М., Зонов А.В., Чупраков А.И. (ФГОУ ВПО «Вятская ГСХА»)

Эмульсией называется система, состоящая из двух взаимно нерастворимых жидкостей, одна из которых в виде мельчайших капелек равномерно раздроблена в другой. Раздробленная на капельки жидкость называется дисперсной фазой, а жидкость, в которой равномерно размещены раздробленные капельки, называется дисперсной средой.

Состав этанола-топливной эмульсии (ЭТЭ) образован мельчайшими частицами дисперсной среды (ДТ), охватывающими со всех сторон частицы дисперсной фазы (этанол).

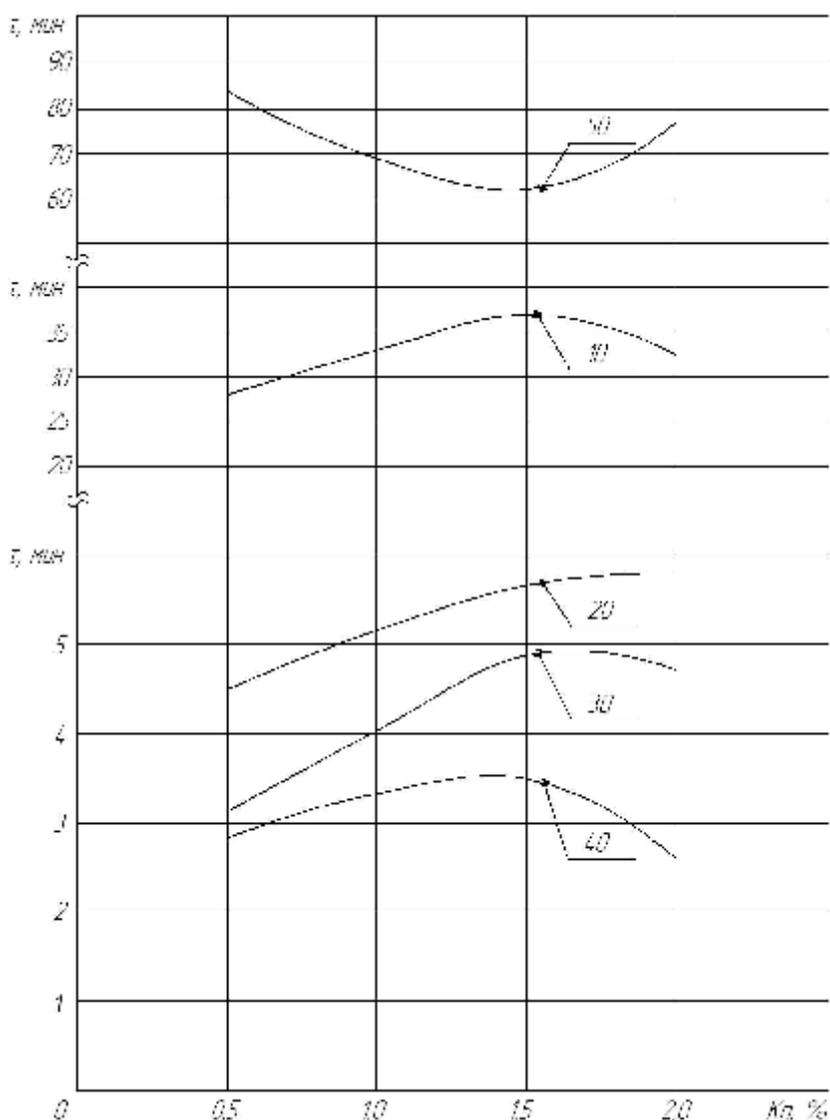
Известно, что все эмульсии условно делятся на два основных типа: прямые (масло-в-воде); обратные (вода-в-масле). Эмульсии ДТ и этанола являются обратными, если содержание этанола не превышает 50 %. С ростом его присутствия усиливается склонность к образованию прямых эмульсий.

Эмульсии относятся к неустойчивым системам. В результате склонности капелек к слиянию вследствие увеличения поверхностного натяжения на поверхности раздела фаз, через некоторое время происходит прорыв пленок дисперсной среды и укрупнение частиц дисперсной фазы. Процесс завершается полным расслоением системы и разделением ее на две самостоятельные фазы с минимальной поверхно-

стью раздела. Явление укрупнения частиц диспергированной фазы путем их слияния называется коалесценцией.

На практике принято определять стабильность (устойчивость) эмульсии к седиментации. Седиментацией называется свободное всплывание или оседание эмульгированных капель (под действием силы тяжести) в дисперсионной среде. Это проявляется в накоплении осадка или отстоя в пробе эмульсии. Исследования стабильности позволяют получить представление о времени, в течение которого эмульсия не потеряет своих первоначальных свойств.

В эмульсиях обратного типа в результате слипания капель дисперсной фазы (без их слияния) могут образовываться крупные агрегаты – флокулы. Радиус флокул достигает 10 мкм при радиусе капель 0,5 мкм, что приводит к очень резкому снижению седиментационной устойчивости. Поэтому общим методом повышения устойчивости является введение стабилизирующих добавок, предотвращающих флокуляцию.



Имеет высокие качества моюще-диспергирующая сукцинимидная присадка С-5А. На рис.1 представлены результаты исследований стабильности ЭТЭ к седиментации с присадкой С-5А. Исследовались эмульсии с различным содержанием этанола и присадки. Концентрация этанола варьировалась от 10 % до 50 % по массе, концентрация присадки — от 0,5 % до 2 %.

Рис.1. Влияние присадки сукцинимид (С-5А) на стабильность ЭТЭ:
 $K_{п}$ – содержание присадки;
 10, 20, 30, 40, 50 % – содержание этанола в ЭТЭ (по массе).

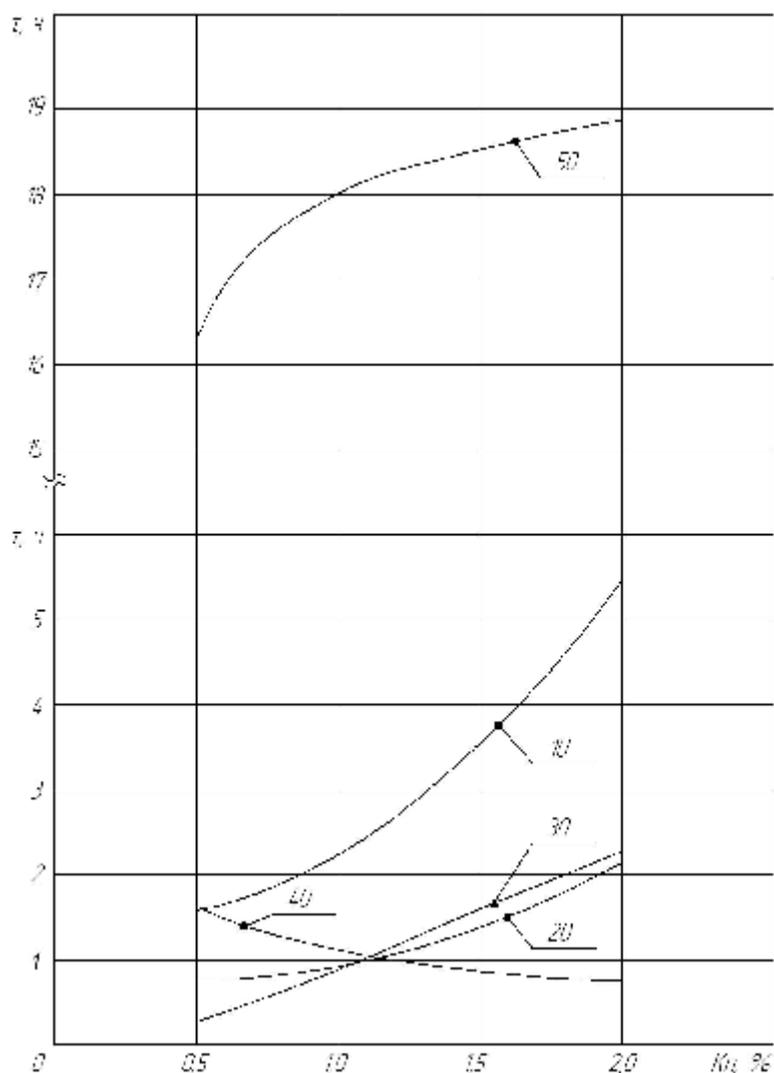
Количество присадки определено исходя из экономической целесообразности, так как концентрация более 2 % может привести к значительному удорожанию способа подачи ЭТЭ.

Из графика видно, что максимальную стабильность имеет ЭТЭ с содержанием этанола 50 %. Это связано с изменением типа эмульсии («обратный» тип ЭТЭ изменяется на «прямой»).

Увеличение концентрации присадки неоднозначно влияет как на прямые, так и на обратные эмульсии. Для обратных эмульсий, содержащих от 10 % до 40 % этанола, максимальное значение стабильности достигается при концентрации присадки около 1,5 %. Стабильность ЭТЭ с содержанием этанола 50 % находится в пределах от 60 до 85 мин. Остальные ЭТЭ с увеличением концентрации спирта имеют тенденцию к снижению стабильности. В случае содержания этанола 10 % и присадки 1,5 % стабильность составляет 35 мин, при содержании этанола 40 % стабильность составляет 3,5 мин.

Наличие присадки в количестве 1 % обеспечивает стабильность ЭТЭ с содержанием этанола 30 % в течение 4 мин.

Также исследовалось влияние воды на стабильность ЭТЭ. На рис.2 представлены результаты исследований стабильности ЭТЭ к седиментации с присадкой С-5А и водой. Содержание воды составляет 7,0 %. Как видно из графиков, вода в значительной степени влияет на эмульсии того и другого типа, обеспечивая значительное повышение стабильности.



Введение воды в состав ЭТЭ с содержанием этанола 30 % и содержанием присадки 1 % обеспечивает увеличение стабильности с 4 мин до 1 ч. При содержании этанола 50 % стабильность возрастает с 70 мин до 18 ч. Имеется общая тенденция к увеличению стабильности эмульсий с ростом концентрации присадки. Исключение составляет ЭТЭ с содержанием этанола 40 % – это может быть связано с переходом от «обратного» типа эмульсии к «прямому».

Рис.2. Влияние присадки сукцинимид (С-5А) на стабильность ЭТЭ с водой: K_p – содержание присадки; 10, 20, 30, 40, 50 % – содержание этанола в ЭТЭ (по массе).

Как видно из графиков, сукцинимид является высокоэффективным эмульгатором эмульсий обратного типа, обеспечивающим их высокую стабильность. Кроме того, эмульсия с сукцинимидом имеет хорошие смазывающие и противоизносные свойства.

ва. Полученные результаты позволяют говорить о возможности применения сукцинимида в качестве эмульгатора для приготовления ЭТЭ.

Горение эмульгированных топлив подчиняется основным закономерностям горения жидких топлив. Но процессу горения эмульсий свойственны и некоторые особенности.

Установлено, что процесс горения жидких нефтяных топлив состоит из следующих основных стадий: прогрева и испарения частиц, воспламенения и горения паров топлива, пиролиза (термического разложения) тяжелых углеводородов в паровой фазе с выпадением свободного углерода и выгорания углеродного остатка (сажи).

Горение эмульгированного со спиртом топлива протекает в такой же последовательности, но воспламенению паров тяжелого топлива предшествует разрыв частицы.

Одна из гипотез о характере влияния эмульсий на процессы горения топлива была выдвинута В.М. Ивановым [1]. Обнаруженное явление разрыва капель эмульсии в процессе прогрева до полного их испарения и воспламенения может быть объяснено следующим образом.

Эмульсия представляет собой систему, состоящую из двух жидкостей с разной температурой кипения. Капля эмульсии типа «вода-в-масле» представляет собой сложную систему, состоящую из топлива, в котором равномерно в виде очень мелких частиц распределены капельки воды или спирта.

Рядом исследований установлено, что температура поверхности капли жидкости в процессе ее испарения несколько меньше температуры кипения.

Тем не менее, разница между температурой поверхности частицы топлива и температурой кипения воды или спирта, заключенной внутри капли топлива, остается весьма существенной и достигает 70...200° С. По этой причине микрочастицы спирта, находящиеся внутри капли эмульсии, в процессе ее прогрева быстрее превращаются в парообразное состояние, чем пленка топлива, обволакивающая пузырьки пара. Кроме того, толщина пленки топлива вследствие его испарения с поверхности капли непрерывно уменьшается.

В тот момент, когда давление расширяющихся паров внутри частицы превысит уже ослабленные вследствие нагрева силы поверхностного натяжения пленки, произойдет разрушение или своего рода микровзрыв капли. Очевидно, чем больше разница в температуре среды и температуре кипения топлива и воды (или спирта), тем интенсивнее прогревается и эффективнее разрывается капля эмульсии. В силу этого быстро растет поверхность испарения, и скорость превращения топливной эмульсии в парообразное состояние резко возрастает. Кроме того, при разрыве частиц эмульгированного топлива в КС они в виде мелких осколков капли разлетаются в различных направлениях. При этом усиливается перемешивание паров топлива с кислородом воздуха, что ускоряет процесс горения. Также сказывается каталитическое влияние радикалов ОН на сгорание топлив, в особенности в заключительной стадии – догорании сажистых остатков.

Другие авторы считают, что наличие воды или спирта в составе эмульсии увеличивает общую поверхность испарения топлива в струе обратной эмульсии. При этом увеличиваются скорости испарения и горения топлива [2]. Сопоставление результатов испытания прямых и обратных эмульсий не позволяет и эту гипотезу признать определяющей в процессах сгорания эмульсий. Очевидно, помимо физических факторов, характеризующих процессы впрыскивания и смесеобразования

эмульсий, существуют и химические, вызванные наличием воды в цилиндре, смешением её паров с парами топлива.

Температурный режим процессов в КС воздействует на все компоненты паротопливо-воздушной смеси. При этом диссоциируют и вступают во взаимодействие молекулы углеводов, кислорода, азота. Молекулы воды при этом не могут являться исключением.

При испарении и горении факела эмульсии молекулы углеводов и их радикалы перемешаны с парами воды. Для их взаимодействия диффузия не является лимитирующим фактором. Поэтому в начальный момент окисления углеводов такой процесс представляется более вероятным, чем прямое взаимодействие с кислородом воздуха [3].

Предварительное окисление углеводов горячей эмульсии резко увеличивает скорость и полноту сгорания топлива. Этим можно объяснить влияние содержания воды в эмульсии на концентрацию сажевых частиц в ОГ. Сажа образуется при коагуляции продуктов глубокого крекинга углеводов в зонах с дефицитом кислорода. Присутствие паров воды или спирта обеспечивает предварительное окисление сажевых зародышей, что предотвращает коагуляцию и приводит к их полному последующему догоранию.

Литература:

1. Иванов В.М., Канторович Б.В. Топливные эмульсии и суспензии. – М.: Изд-во АН СССР, 1963. – 182 с.

2. Гладков О.А., Берштейн Е.В., Виноградов Д.П. Характер воздействия водотопливной эмульсии на процессы сгорания топлива в дизеле // Двигателестроение. – 1989. – № 10. – С. 35-40.

3. Малов Р.В., Пекцев В.В. Эмульгирование топлива и экологические характеристики дизеля // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 8. – С. 15-18.

ФОРСУНКИ СТУПЕНЧАТОЙ ПОДАЧИ ТОПЛИВА

Бирюк В.В., Звягинцев В.А., Зуев Б.К., Лысенко Ю.Д. (Самарский государственный аэрокосмический университет);

Ахметжанов М.Ш., Маслов А.П. (ЧТЗ «Уралтрак»).

Практика современного дизелестроения показывает, что в топливных системах предпочтение отдается форсункам, изменяющим мгновенный расход топлива за счет изменения давления перед распыливающими отверстиями. Общая площадь распыливающих топливо отверстий при этом остается постоянной. В результате для обеспечения необходимого расхода и качества распыления топлива не остается иного выхода как повышать рабочее давление, что в свою очередь требует решения новых проблем при создании соответствующих конструкций форсунок и топливных систем.

Основным направлением совершенствования систем впрыска признан переход к многофазному впрыску, при котором распыливание происходит при высоких давлениях за исключением периодов открытия и закрытия иглы, а требуемая гладкая характеристика впрыска с пологим фронтом и впадиной обеспечивается кусочно-гладкими характеристиками фаз впрыска.

При создании систем многофазного впрыска проблемой является низкое быстродействие существующих форсунок, при котором ограничена скважность и возможность подачи топлива малыми дозами, а также увеличивается доля цикловой

дозы с низким качеством распыления на режимах открытия, закрытия и частично-го приоткрытия форсунок.

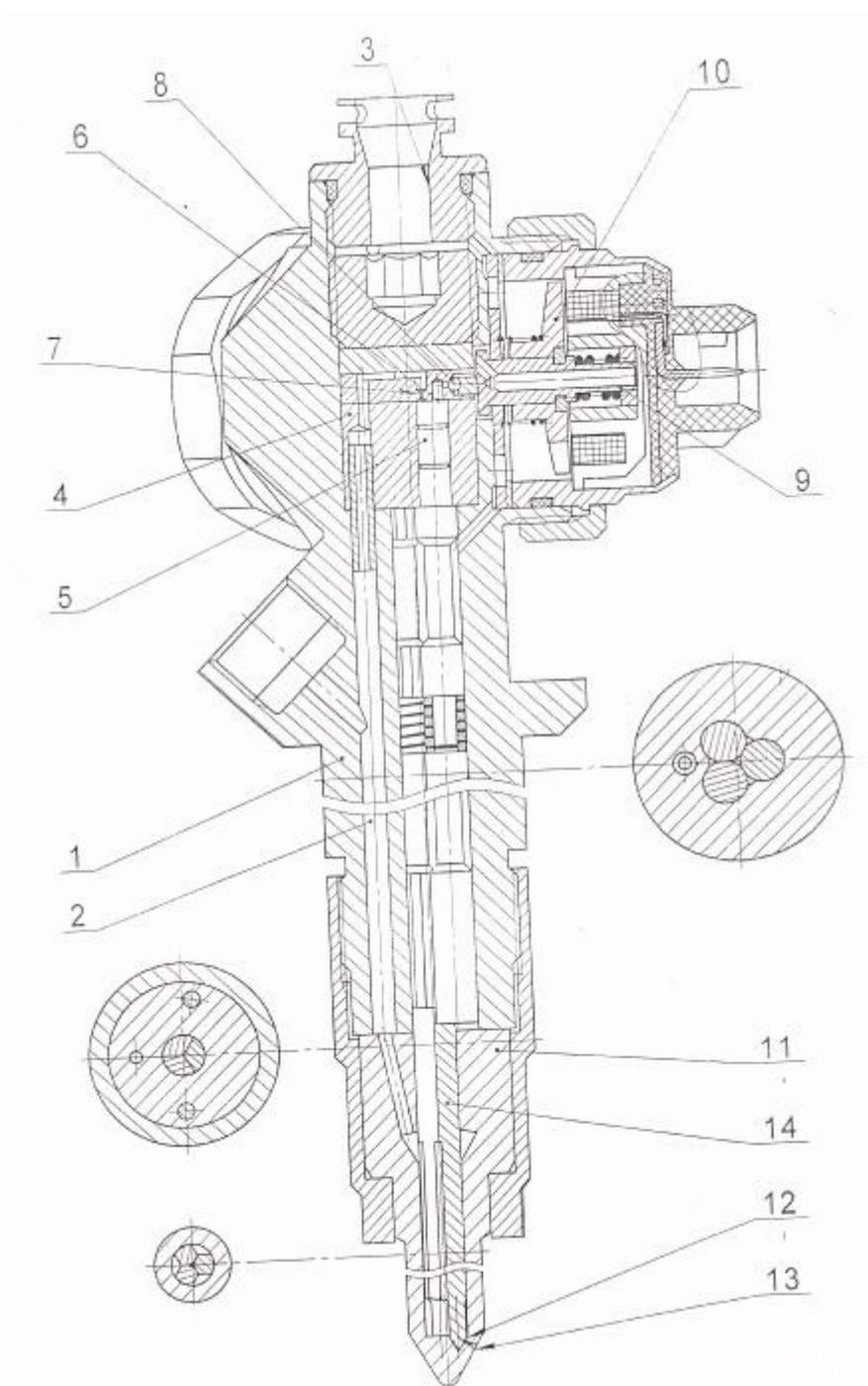


Рис. 1 Электроуправляемая форсунка

Однако, известен и другой путь достижения необходимого расхода и качества распыления топлива - ступенчатый впрыск, характеризующийся изменением общей площади и количеством распыляющих отверстий на этапе впрыска. В этом случае при сравнительно невысоких давлениях можно обеспечить мгновенный расход близкий к оптимальному для конкретного ДВС и улучшить как качество смесеобразования так и протекание рабочего процесса в целом, в результате чего можно ожидать значительного снижения токсичности выхлопных газов и повышения КПД двигателя.

Несмотря на указанные привлекательные возможности на этом направлении в настоящее время не наблюдается какой-либо активности. Имеются единичные патенты, но нет сведений о практической реализации данного типа впрыска. Полагаем, что причиной такого состояния вопроса является сложность конструктивно-технологических решений при создании форсунок и распылителей с независимым открыванием разного количества распылительных отверстий. Особую сложность представляет необходимость размещения нескольких седел с иглами и элементов управления их работой в очень малых габаритах, свойственных известным конструкциям форсунок.

Однако, современные технологии могут обеспечить возможности для создания оригинальных конструкций как форсунок в целом так и распылителей для них, как наиболее проблемных элементов при рассматриваемом варианте управления процессом впрыска.

В качестве примера предлагаем для рассмотрения конструкцию электроуправляемой форсунки для топливной системы типа Coman Rail (рис. 1).

Электроуправляемая форсунка содержит корпус (1) с каналом (2) подвода топлива высокого давления и сливным каналом (3), втулку (4) мультипликатора, в которой установлен подпружиненный мультипликатор (5) запирающий с образованием гидроуправляющей камеры (6), сообщенной с каналом (2) подвода топлива высокого давления посредством жиклера (7) и со сливным каналом (3) - через управляющий клапан (8), подпружиненный шток (9) которого связан с якорем (10) электромагнита, распылитель (11) с седлом (12), в котором выполнены распыливающие отверстия (13) (рис. 2) и иглу (14) взаимодействующую с мультипликатором (5) запирающего и с седлом (18).

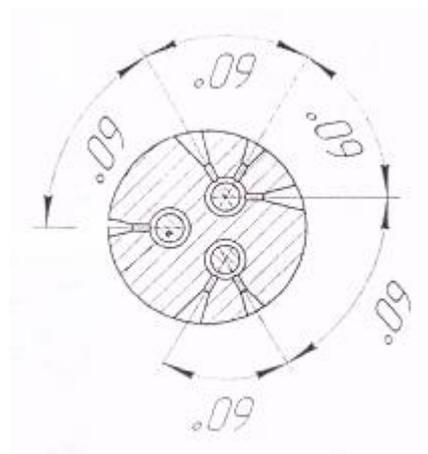


Рис. 2 Вариант размещения распыливающих отверстий 13

Во втулке (4) мультипликатора установлены три мультипликатора (5) запирающие, взаимодействующих, соответственно, с тремя иглами (14) и образующих, соответственно, по меньшей мере три гидроуправляющих камеры (6). Каждая из гидроуправляющих камер (6) сообщена с каналом (2) подвода топлива высокого давления через жиклер (7), а через свой управляющий клапан (8) со сливным каналом (3). При этом ось подпружиненного штока (9) каждого управляющего клапана (8) расположена в плоскости, перпендикулярной оси форсунки. Конструкция форсунки позволяет обеспечить открытие одного, двух, трех, четырех, пяти или шести отверстий в любой последовательности, что многократно увеличивает возможности регулирования подачи топлива и дает возможность использовать форсунку при

постоянном (оптимальном для данного двигателя) давлении. Это значительно снижает токсичность выхлопных газов и повышает КПД двигателя.

Анализ ряда вариантов конструктивного исполнения форсунок со ступенчатым впрыском позволяет считать, что реализация этого метода впрыска вполне возможна для различных топливных систем не только в новых разработках, но также и путем модернизации работающих ДВС.

В настоящее время ведутся работы по созданию опытных образцов форсунок и распылителей для дизелей нового поколения, отвечающим требованиям экологии на уровне ЕВРО-4 - ЕВРО-5, в результате выполнения которых предполагается получить:

- математический аппарат описания динамики клапана на основе уравнения баланса расходов, учитывающего резкое возрастание скорости изменения объема подклапанной полости при сокращении длительности переходных процессов;

- комплексную математическую модель электроуправляемой распределительной системы, включающей модели электромагнитной, гидравлической и механической упруго-деформируемой подсистемы и модель их взаимодействия в процессе формирования двухфазных потоков;

- методику проведения экспериментальных исследований для выявления оптимального облика конструктивных схем и определения предельных значений динамических характеристик проектируемых систем по критерию качества распыления;

- новые конструктивные схемы элементов распределительных систем с высокими динамическими характеристиками и их физические модели;

- рекомендации на проектирование опытной системы топливоподачи для дизелей нового поколения создаваемых на предприятии «ЧТЗ Уралтрак».



LADA



Контактный телефон:

(3852) 42-73-06, 42-73-05

[Главная](#) / Утилизация

ВНИМАНИЕ!!! НОМЕРА ТЕЛЕФОНОВ ИЗМЕНИЛИСЬ!!!

ОАО "Алтай-Лада" принимает заявки на утилизацию. Для этого вам необходимо предоставить документы:

1. Копия паспорта.
2. Копия ПТС.
3. Укажите контактный номер телефона и приобретаемую модель.

Документы принимаются лично или по эл. почте avtosalon@altai-lada.ru

ВНИМАНИЕ: приглашаем всех вставших на очередь оформить свидетельство об утилизации автомобиля.

При себе иметь оригиналы документов на автомобиль, паспорт владельца, 3000 руб. для оплаты за утилизацию. Тел. для справок 42-73-05, 42-73-06. Оформив свидетельство об утилизации вы гарантируете себе участие в программе. Ведь на все модели, участвующие в программе в РФ, выделено 200000 свидетельств. В течение ближайших 2 месяцев они могут закончиться. Таким образом, оформив свидетельство, вы можете спокойно ждать своей очереди на утилизацию и покупку нового авто. Продвижение по очереди за новыми авто зависит от выбранной модели. В любой момент вы можете отказаться от участия в программе и через дилера аннулировать свое свидетельство, получив 3000 руб. за утилизацию обратно по чеку.

Схема действий физического лица, намеревающегося воспользоваться государственной Программой утилизации автомобилей и приобрести новый автомобиль у официального дилера:

При наличии в собственности старого автомобиля, который 1) произведен в 1999 году или раньше, 2) имеет разрешенную полную массу не более 3.5 тонн, 3) является полнокомплектным, 4) находится в собственности последнего владельца более 1 года, с полным комплектом документов, подтверждающих право собственности, гражданину необходимо:

дилера:

При наличии в собственности старого автомобиля, который 1) произведен в 1999 году или раньше, 2) имеет разрешенную полную массу не более 3.5 тонн, 3) является полнокомплектным, 4) находится в собственности последнего владельца более 1 года, с полным комплектом документов, подтверждающих право собственности, гражданину необходимо:

1. Приехать к официальному дилеру ОАО "Алтай-Лада по адресу: г.Барнаул, Павловский тракт, 323;
2. Подать заявку на утилизацию, в случае, если вы еще не зарегистрированы в очереди (пакет документов: ПТС, СР либо технический паспорт автомобиля, паспорт владельца автомобиля); дождаться оформления свидетельства, оплатить в кассу 3000 руб. за утилизацию, ожидать своей очереди на новый автомобиль.