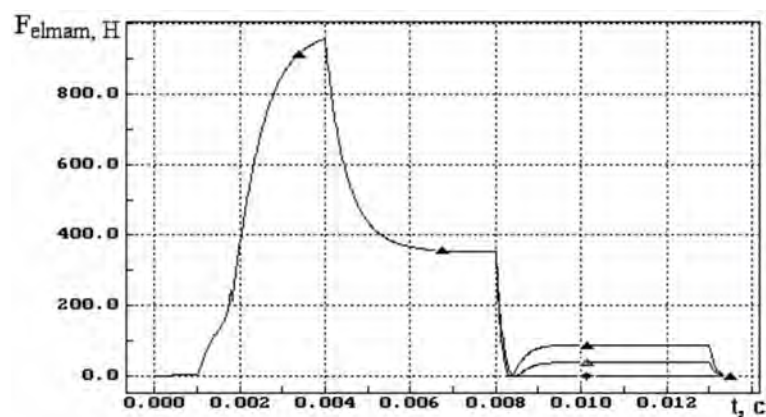


добиваясь максимального быстродействия и нужных номинальных параметров. В



составе программного комплекса Впрыск имеется возможность оптимизации всей ТПА.

Рис. 6. Величина электромагнитной силы обратной полярности по времени при напряжении на участке размагничивания (▲)-30; (△)-20 и (✱)-10 В

Литература:

1. Грехов Л.В, Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелем: Учебник для вузов.- Москва: Изд-во Легион-Автодата, 2005, илл. – 344 с.
2. Сливинская А.Г., Гордон А.В. Электромагниты постоянного тока, М: Госэнергоиздат, 1978, 340 с.

4. УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

ОПЫТ СОЗДАНИЯ И ОТРАБОТКИ ОТЕЧЕСТВЕННЫХ МИКРОПРОЦЕССОРНЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ, ОБЕСПЕЧИВАЮЩИХ ВЫПОЛНЕНИЕ ПЕРСПЕКТИВНЫХ НОРМ НА ВЫБРОС ТОКСИЧНЫХ ВЕЩЕСТВ

Тюфяков А.С., Дмитриевский А.В., Бурыгин П.А. (ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ»)

В середине 2006г. в России были законодательно введены европейские требования Евро-2 на выброс токсичных веществ легковыми автомобилями и легкими грузовиками. В отличие от Европы, в России произошел переход от норм Евро-0 сразу к нормам Евро-2. Это стало возможным по целому ряду причин, среди которых следует назвать наличие собственных направлений по разработке микропроцессорных систем управления двигателями, базировавшихся на обширном отечественном опыте разработок в области электронных систем управления бензиновыми двигателями. В настоящем докладе освещены результаты ряда отечественных работ в этом направлении.

Уже в 90-х годах в НАМИ были проведены первые исследовательские работы по двигателям с распределенным впрыском бензина отечественных автомобилей (ГАЗ, УАЗ), а затем и зарубежных автомобилей (Ниссан-Патрол), с использованием бифункциональных каталитических нейтрализаторов и систем обратной связи для снижения выброса токсичных веществ с отработавшими газами. Эти работы включали следующие этапы:

- исследование процессов газообмена в двигателях с динамическим наддувом и доводка впускной системы с использованием индицирования;
- выбор калибровок микропроцессорной (МП) системы управления двигателем для равнинных и высокогорных условий;

- отработка системы диагностики.

Конструкция системы впуска во многом определяет показатели двигателя с впрыском бензина. При постоянных параметрах системы впуска (длины, сечения впускных каналов и фаз газораспределения) эффект по повышению коэффициента наполнения достигается лишь на выбранных скоростных режимах, обычно в зоне от 70 до 100% от номинальной частоты вращения. Кривая крутящего момента имеет волнообразный характер, что значительно ухудшает ездовые качества автомобиля, требует более частого перехода на понижающие передачи, увеличивает эксплуатационный расход топлива. Наиболее эффективным способом оптимизации параметров впускной системы и сокращения процесса работ по доводке системы впуска и выпуска является индцирование рабочего процесса. Для выбора оптимальных параметров системы газообмена необходимо иметь представление об особенностях диаграммы давлений в цилиндре во время всех четырех тактов и диаграммы давлений во впускном и выпускном трубопроводах.

Оценка протекания процессов газообмена четырехцилиндрового шестнадцатиклапанного двигателя зарубежного производства ($V_h=2,4$ л) производилась по диаграммам давления в ресивере, в цилиндре и в выпускном коллекторе (табл.1).

Табл.1

Частота вращения, мин ⁻¹	Давление начала выпуска/в НМТ бар	Давление в начале впуска, бар			Давление в конце выпуска, бар			Давление в конце впуска, бар	
		Впускной трубопровод	Цилиндр	Выпускной трубопровод	Впускной трубопровод	Цилиндр	Выпускной трубопровод	Впускной трубопровод	Цилиндр
1500	3,84/1,95	0,88	0,85	0,99	0,89	0,71	1,05	0,89	1,44
2500	3,87/2,33	0,88	1,03	1,14	0,84	0,73	1,15	0,89	1,50
3700	4,27/2,96	0,82	0,92	1,22	0,89	0,75	1,17	0,92	1,55

Анализ полученных результатов показывает следующее:

1. Давление в цилиндре от начала открытия впускного клапана до НМТ снижается от 3,84 до 1,95 бар при 1500 мин⁻¹. По мере увеличения частоты вращения до 2500 мин⁻¹ давление в цилиндре соответственно снижается с 3,87 до 2,33 бар. При 3700 мин⁻¹, давление к НМТ соответственно снижается от 4,27 до 2,96 бар. Учитывая, что при повышении частоты вращения коленчатого вала давление в НМТ увеличивается, это приводит к росту потерь на газообмен. Поэтому, в случае необходимости повышения мощностных показателей при высоких частотах вращения, потребуется увеличить угол опережения открытия выпускного клапана.

2. Сопоставление величин давлений в цилиндре в зоне перекрытия клапанов (5° до и 15° после ВМТ) показывает, что в рассмотренном диапазоне частот вращения давление в нем практически не изменяется.

3. При использовании результатов индцирования в качестве предварительного ориентира может производиться оценка площади диаграммы между фактической и теоретической линиями давления до и после НМТ. Оптимальным вариантом следует считать фазы выпуска, обеспечивающие равенство этих площадей. В частности, на режиме 1500 мин⁻¹ даже при полной нагрузке начало открытия может начинаться за 20°...25° до НМТ, а при малых нагрузках начало открытия может быть уменьшено до 5° до НМТ. При 3700 мин⁻¹ опережение открытия впускных клапанов на стандартном двигателе близко к оптимальному. При более высоких частотах вращения коленчатого вала и полных нагрузках начало открытия выпускных клапанов следует увеличить (ориентировочно до 60°).

4. Наибольшее значение коэффициента дозарядки обеспечивается, когда давление перед закрытием впускного клапана во впускном трубопроводе превышает давление в цилиндре. Поэтому для повышения мощностных показателей при малых и средних частотах вращения коленчатого вала (до 3700 мин⁻¹) целесообразно уменьшить угол запаздывания закрытия впускного клапана до 45-50° после НМТ или разработать впускной коллектор с переменной длиной каналов. С учетом полученных результатов для двигателя с номинальной частотой вращения коленчатого вала 5200...5600 мин⁻¹ длина короткого канала может быть принята равной 480...520 мм, а длинного – 700...750 мм. По сравнению с

традиционной (нерегулируемой) впускной системой коэффициент наполнения в зоне средних частот вращения (3000...3800 мин⁻¹) увеличивается на 5...8%. Кроме того, за счет уменьшения длины короткого канала появляется возможность на

2...5% увеличить наполнение на высоких частотах вращения коленчатого вала.

На основании проведенных исследований была предложена конструкция впускной системы, обеспечивающая значительное повышение максимальной величины крутящего момента по сравнению с показателями стандартного двигателя (рис 1.).

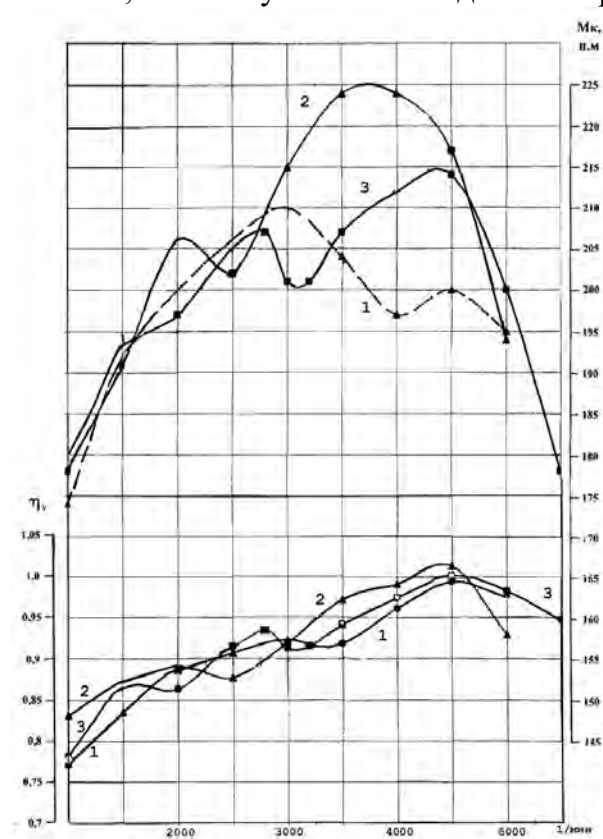


Рис.1. Внешние скоростные характеристики двигателя M24IA ($V_h=2,4$ л): 1 – исходный вариант впускного трубопровода; экспериментальные впускные трубопроводы с длиной каналов: 2 – 490 мм.; 3 – 370 мм.

Учитывая, что большая часть территории России представляет собой равнину с весьма небольшой высотой над уровнем моря, основное внимание при

проведении работ по адаптации микропроцессорных систем управления обычно уделяется работе при нормальном или лишь слегка пониженном или повышенном (вследствие естественных погодных изменений) барометрическом давлении.

В связи с этим исследование работы системы управления в высокогорных условиях является недостаточно изученным, однако весьма важным аспектом с точки зрения сохранения заданных составов смеси как с целью обеспечения максимально возможных мощностных и экономических показателей, так и показателей по токсичности отработавших газов независимо от изменяющихся атмосферных условий.

Задача исследований состояла в оценке эффективности использования в высокогорных условиях датчика массового расхода воздуха вместо традиционно используемого для таких условий датчика абсолютного давления.

Ниже в таблице 2 приведены результаты испытаний автомобиля Ниссан-Патрол с отечественной системой управления двигателем при высотах до 2850м. над уровнем моря, выполненные в течение одного рабочего дня. Работа системы

управления оценивалась при движении с полностью открытой дроссельной заслонкой путем регистрации циклового наполнения, рассчитываемого блоком управления на основе измерения датчиком массового расхода воздуха (ДМРВ). Обработка аналогового сигнала пленочного ДВРМ BOSCH 0 280 212 037 производилась блоком управления путем многократных (30 раз в течение каждого полуоборота коленчатого вала) его опросов, определения мгновенной величины расхода воздуха по характеристике датчика и последующего цифрового осреднения за половину оборота коленчатого вала. При анализе результатов испытаний во внимание принимались максимальные значения циклового наполнения, характерные для частот вращения коленчатого вала в диапазонах 2800-3000 и 4400-4700 мин⁻¹, определяемые настройкой впускной системы. По характеристике форсунки, на основе обрабатываемой блоком управления величины длительности импульсов управления впрыском, рассчитывалась величина цикловой подачи топлива.

Табл.2

Высота над уровнем моря	Атмосферное давление	Плотность воздуха при температуре 25 град. С		Максимальная величина циклового наполнения при 4400-4700/2800-3000 мин ⁻¹		Максимальная величина цикловой топливоподачи при 4400-4700/2800-3000 мин ⁻¹	
м	мбар	кг/м ³	%	мг/цикл	%	мг/цикл	%
0	1000	1,225	100	613/560	100	49,3/44,4	100
1150	870	1,06	86	511/476	83/85	41,2/37,1	84/84
2100	770	0,945	77	480/440	78/79	37,7/34,1	76/77
2850	705	0,86	70	434/407	71/73	34,4/31,4	70/71

Анализ приведенных результатов показывает, что система управления двигателем с использованным типом датчика массового расхода воздуха на всех исследованных высотах над уровнем моря обеспечивает управление топливоподачей, адекватное изменению плотности воздуха. Соответствующие режиму работы двигателя величины циклового наполнения и цикловой топливоподачи соответствуют изменению плотности воздуха с точностью в среднем 1-2, максимум 3 процента, что полностью укладывается в допуск на воспроизводимость проведенных экспериментов.

При проведении работы представляли интерес суммарные показатели автомобиля с адаптированной системой управления по выбросу токсичных веществ в условиях пониженного атмосферного давления. С этой целью в условиях лаборатории, расположенной на высоте 1200 метров над уровнем моря, были проведены испытания автомобиля Ниссан-Патрол по ездовому циклу MVEG (ECE+EUDC) в соответствии с европейской методикой по Правилам 83-03 (пуск при +20 град. С). Автомобиль с отечественной системой управления двигателем, предназначенный для сертификации под нормы Евро-2, был оборудован бифункциональным нейтрализатором отработавших газов. Кроме того, в состав антитоксичной системы входила система рециркуляции отработавших газов с электронным управлением.

Результаты испытаний приведены в таблице 3.

Табл.3.

Выброс токсичных веществ с отработавшими газами, г/км			
CO	CH	NO _x	CH+NO _x
0,62	0,12	0,08	0,2

Как следует из приведенных в таблице 3 данных, достигнутый на полноприводном автомобиле с полной массой 2100 кг уровень выбросов токсичных веществ даже в условиях существенно пониженного атмосферного давления практически с двукратным запасом соответствует нормам ЕВРО-3 для легковых автомобилей.

Очередной этап ужесточения в России законодательства в области экологии транспортных средств намечен на 2008 год, когда планируется введение действие норм Евро-3, и затем, в 2010г.- норм Евро-4, действующих в Европе с 2005г. Для выполнение норм Евро-3 потребуется применение системы рециркуляции с более гибким управлением. Кроме того, необходимо создание специальной системы диагностики, оценивающей состояние антитоксичных устройств, что возможно только при применении блока управления с высоким быстродействием. Нормы Евро-3, в отличие от Евро-2, предполагают значительное (практически, двукратное) ужесточение требований по всем токсичным компонентам, включая оксид углерода (СО). Указанная в нормах Евро-3 величина предельного выброса СО 2,3 г/км против 2,2 г/км в нормах Евро-2, вследствие изменения процедуры испытаний (ликвидация «льготных» 40 сек после пуска холодного двигателя, в ходе которых отработавшие газы не поступали в систему газового анализа), предъявляет значительно более жесткие требования к системе нейтрализации отработавших газов, которая должна уже в первые секунды «холодной» фазы ездового цикла войти в свой рабочий тепловой режим. Такие же требования предъявляются и к кислородному датчику в системе обратной связи по составу смеси. Общее ужесточение требований по выбросу токсичных веществ при введении норм Евро-3 и тем более Евро-4 обуславливает также отказ от традиционного управления дроссельной заслонкой при помощи механической связи с педалью акселератора. Переход на использование системы электронного управления положением дроссельной заслонкой позволяет снизить скорость изменения параметров управления двигателем при резком изменении степени нажатия на педаль акселератора без ущерба для динамики автомобиля и при снижении выброса токсичных веществ на переходных режимах.

Отдельной задачей при выполнении норм Евро-3 и Евро-4 является обеспечение функционирования системы встроенной диагностики (EOBD – European On Board Diagnose – Европейская бортовая диагностика). Такая система представляет собой комплекс технических, аппаратных и программных решений по системе управления силовым агрегатом автомобиля, призванных обеспечить:

- недопущение возможности бесконтрольной эксплуатации автомобиля с повышенным выбросом токсичных веществ;

- возможность проведения диагностических работ в эксплуатации, касающихся компонентов системы снижения токсичности отработавших газов, с максимальной эффективностью и минимальными затратами.

Система бортовой диагностики является неотъемлемой частью требований по выбросам токсичных веществ, начиная с Евро-3. требующих выполнения четко сформулированных в ряде дополнительных стандартов требований, направленных на достижение двух вышеуказанных основных целей. Для выполнения требований EOBD, включающую определение пропусков воспламенения, диагностику нейтрализатора, системы рециркуляции отработавших газов и электрических цепей, система диагностики должна зафиксировать неисправности при повышении выбросов СО - до 3,2 г/км, СН - до 0,4 г/км и NOx - до 0,6 г/км (при основных нормах соответственно 2,3; 0,2; 0,15 г/км).

Важнейшей особенностью такой системы диагностики является ее способность выявить не только нарушение в электрических цепях системы управления, но так-

же и нарушения при функционировании основных компонентов двигателя и систем снижения выброса токсичных веществ, связанные с потерей их функциональных свойств (например, ухудшение эффективности нейтрализатора ОГ вследствие естественного процесса его старения) и являющиеся причиной повышения выброса токсичных веществ. При выявлении неисправности с целью информирования водителя о наличии нарушения система диагностики должна включить соответствующий индикатор на панели приборов.

Схема системы управления двигателем, имеющая в своем составе вышеуказанные компоненты с целью выполнения требований Евро-3, Евро-4, в том числе дополнительные компоненты для обеспечения функционирования системы встроенной диагностики, приведена на рис. 2.

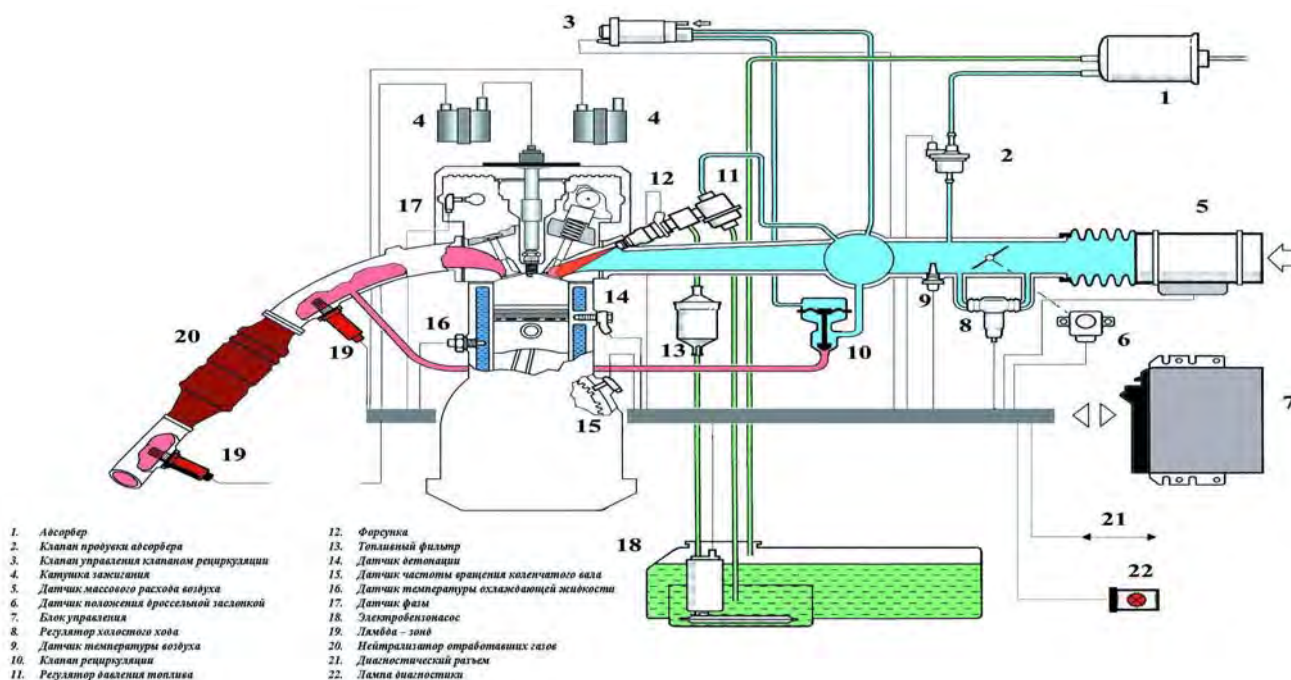


Рис.2 Схема МП-системы управления двигателем, обеспечивающей выполнение требований Евро-3, Евро-4.

Система диагностики при проведении сертификационных испытаний автомобиля на выполнение требований Евро-3, Евро-4 должна пройти достаточно сложную процедуру подтверждения ее работоспособности. Так, для вынесения обоснованного решения о работоспособности системы диагностики на данном автомобиле ее разработчику необходимо предоставить органу по сертификации набор специально подготовленных, определенным образом имитирующих свою неисправность, компонентов системы управления двигателем и системы снижения токсичности отработавших газов, которые при установке на автомобиль вызовут повышение выброса токсичных веществ не более чем на установленную стандартом, величину. В число обязательных требований при подготовке автомобиля к сертификации по Евро-3, Евро-4 входит также обеспечение доступной и имеющей приемлемую цену инструкцией по диагностике, часто имеющей объем до нескольких сотен страниц текста.

Заключение

Опыт проведенных в последние годы в НАМИ работ позволил наметить основные направления совершенствования отечественных двигателей с целью повышения энер-

гетических и экологических показателей до современного уровня, а также разработки средств диагностики с учетом требований EOBД.

ЭЛЕКТРОННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПРЕДПУСКОВОГО ПОДОГРЕВА ДИЗЕЛЯ

Хрящёв Ю. Е., Ражев А. Е., Фёдоров А. В.

(Ярославский государственный технический университет)

Потребительские качества современных дизельных автомобилей во многом определяются качеством установленных на них дизелей и зависят не только от их мощностных и экологических показателей, не только от их надежности и экологических характеристик, но и систем обеспечивающими холодный пуск дизелей, позволяющих быстро и надежно подготовить двигатель к принятию нагрузки, а именно пуск холодного двигателя после длительной стоянки на открытой площадке или в неотапливаемом помещении.

Известно, что пуск технически исправного автомобильного дизеля при нормальных температурах окружающего воздуха не вызывает трудностей. При низких температурах, пуск автомобильного дизеля уже вызывает затруднения, которые резко увеличиваются с понижением температуры окружающего воздуха. Это обстоятельство обуславливается конструкцией самого дизеля, особенностями его рабочего процесса, а также происходящими, под действием низких температур, изменениями свойств используемых топлив, масел и материалов. При низких температурах окружающей среды ухудшается состав и качество топливовоздушной смеси, вследствие повышения вязкости масла резко возрастает величина момента сопротивления проворачиванию коленчатого вала, одновременно с этим, из-за уменьшения емкости и снижения напряжения аккумуляторных батарей, уменьшается мощность стартера, а значит и создаваемый им крутящий момент.

В результате этих изменений частота вращения коленчатого вала дизеля при пуске стартером становится значительно меньше, чем при пуске в условиях положительных температур. В связи с этим уменьшаются температура и давление конца такта сжатия и в итоге, при холодном пуске, внутри цилиндров двигателя просто не обеспечиваются необходимые условия для самовоспламенения поступающего туда топлива.

Таким образом, качество пуска холодного дизеля определяется не только его пусковыми качествами, но и эффективностью применяемой системы пуска.

Одним из наиболее распространенных и эффективных средств облегчения пуска двигателя при отрицательной температуре является электрофакельное устройство (ЭФУ), которое за счет сжигания топлива во впускном трубопроводе повышает температуру подаваемого воздуха и попадая в цилиндры двигателя образует очаги окисления, оптимизируя процесс самовоспламенения, тем самым сокращая период пуска двигателя и время его подготовки к принятию нагрузки.

Известно, что воспламенение топлива в дизельном двигателе на рабочих режимах происходит при температуре воздуха 900-1000 К. При пуске, температура в цилиндре значительно ниже и оказывается недостаточной для обеспечения оптимальной фазы воспламенения топлива (кривые 1 и 2 на рис. 1).

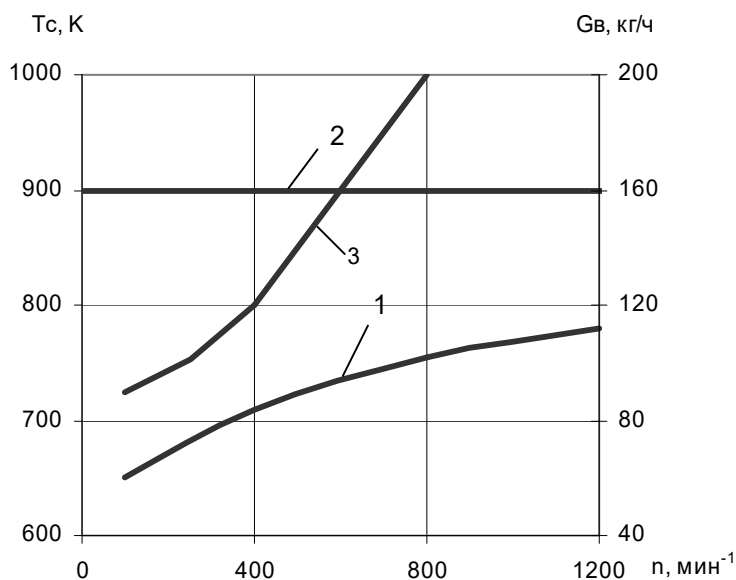


Рис. 1. Зависимость температуры воздуха в конце такта сжатия от частоты вращения коленчатого вала: T_c — Температура воздуха в цилиндре дизеля в конце такта сжатия, К; G_B — Расход воздуха в двигателе, кг/ч; n — частота вращения коленчатого вала двигателя, мин⁻¹; 1 — $T_c = f(n)$; 2 — Температура воздуха в цилиндре дизеля в конце такта сжатия на рабочих режимах; 3 — $G_B = f(n)$

Это подтверждает известное положение о необходимости подогрева всасываемого воздуха. Значения необходимого подогрева воздуха определяются из сопоставления кривых 1 и 2 на рисунке 1. Теплопроизводительность подогревателя и расход топлива могут быть определены из выражения (1):

$$Q_n = g_m \cdot Hu = G_e \cdot c_p \cdot \Delta T, \quad (1)$$

где Q_n — теплопроизводительность подогревателя, Дж/ч; g_m — расход топлива через свечу, кг/ч; Hu — теплота сгорания топлива, Дж/кг; G_e — расход воздуха через впускной коллектор, кг/ч; c_p — теплоемкость воздуха, Дж/(кг К); ΔT — температура, на которую необходимо подогреть воздух, К.

Исходя из этого, можно определить количество топлива необходимого для подогрева поступающего в цилиндры воздуха (кривая 1 рис. 2).

Таким образом производительность подогревателя прогрессивно возрастает с ростом частоты вращения. На основании выше сказанного можно сделать вывод о необходимости регулирования теплопроизводительности подогревателя в зависимости от частоты вращения коленчатого вала.

Известна электрофакельная штифтовая свеча входящая в комплект электрофакельного устройства подогрева впускного воздуха автомобиля КАМАЗ [1]. Конструкция данного ЭФУ выявила следующие недостатки:

- во время эксплуатации ЭФУ происходит процесс лакообразования, вследствие чего наблюдается потеря работоспособности дозирующего органа (жиклера);
- чрезмерное выжигание кислорода во впускном трубопроводе при установке упомянутого ЭФУ на дизельные двигатели малого объема (типа ЯМЗ 534) приводит к невозможности пуска двигателя.
- имея постоянный расход топлива через жиклер, стандартная электрофакельная свеча оказывает чрезмерную загазованность в цилиндре при малых частотах вращения коленчатого вала и недостаточную теплопроизводительность при повышении частоты вращения.

Улучшение работы и повышение надежности может быть достигнуто путем специального алгоритма, обеспечиваемого с помощью электронной системы управления и новой электронно-управляемой свечи, оснащенной пульсирующим дозатором (рис.3).

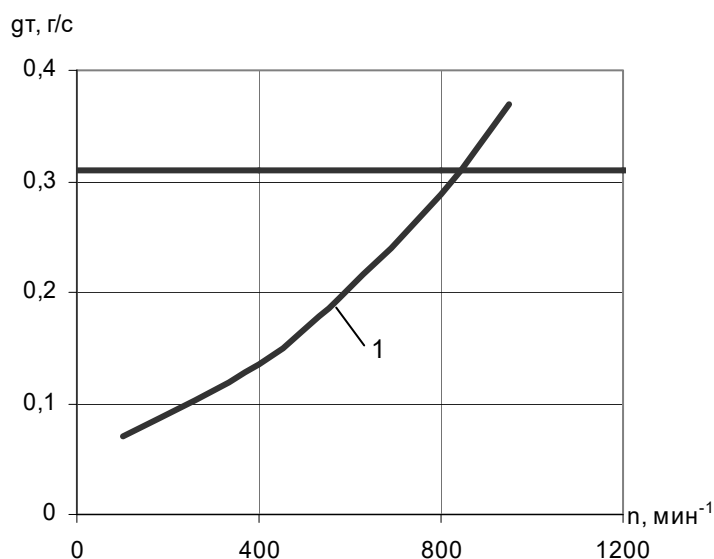


Рис. 2 – Зависимость расхода топлива необходимого для подогрева поступающего в цилиндры воздуха от частоты вращения коленчатого вала: g_T – расход топлива через свечу, г/с; n – частота вращения коленчатого вала двигателя, мин^{-1} ;
 $1 - g_T = f(n)$

не только с целью обеспечения эффективности пуска, но и для его сопровождения при прогреве, уменьшения периода прогрева и, в частности, для уменьшения времени «белого» дымления, что стало актуальным при установке топливоподающих

систем уровня ЕВРО-3, не обеспеченных системами регулирования момента начала впрыскивания топлива.

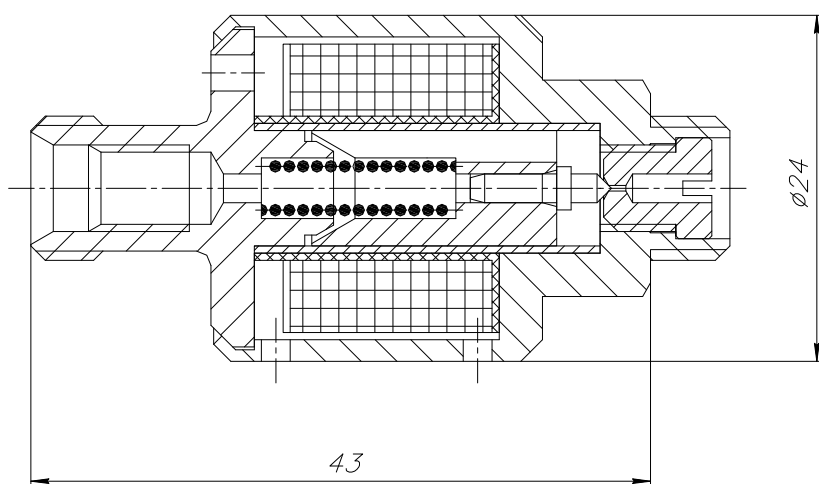


Рис. 3 – Эскиз электромагнитного дозатора топлива.

Литература:

1. Пусковые качества и системы пуска автотракторных двигателей/ С. М. Квайт, Я. А. Менделевич, Ю. П. Чижков. – М.: Машиностроение, 1990. – 256 с.: ил.

ПОДХОД К ПОСТРОЕНИЮ САМОНАСТРАИВАЮЩИХСЯ НЕЙРОСЕТЕВЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЕМ

Смирнов А.Б., Черняк Б.Я. (МАДИ /ГТУ)

Обеспечение высоких требований по токсичности и экономичности, предъявляемых к современным и перспективным автомобильным двигателям, требует применение сложных алгоритмов управления, базирующихся на многопараметрических моделях-наблюдателях. Особенно это важно при управлении двигателем на неустановившихся режимах работы, при динамическом прогреве и пуске. Подбор параметров модели управления на этих режимах является сложным и длительным

процессом, даже при применении автоматизированных стендовых методик калибровки в силу того, что режимы трудно воспроизводятся [4].

Поэтому чрезвычайно важным является переход к бортовым самообучающимся системам управления, которые способны настраиваться непосредственно в процессе эксплуатации. В этом случае проведение процедуры калибровки системы управления для данной модели двигателя позволит определить начальные значения параметров управления, наиболее характерные для конкретного объекта, а более тонкую настройку должна реализовывать сама интеллектуальная система управления.

Принципиально построение самообучающихся алгоритмов управления возможно осуществить на основе искусственных нейронных сетей, которые в силу своей структуры обладают свойством самообучения [1]. Особенностью искусственных нейронных сетей является реализация параллельного анализа входной информации, что позволяет значительно уменьшить время выработки управляющего воздействия при управлении сложным объектом.

На сегодняшний момент имеются все предпосылки к переходу на самообучающиеся нейронные системы управления с применением промышленно выпускаемых программных и аппаратных средств. Рассмотрим микропроцессорную систему управления и систему её калибровки в качестве единой самонастраивающейся бортовой системы управления.

Принципиально современная бортовая микропроцессорная система управления состоит из блока электронного управления, жгута проводов, датчиков и исполнительных устройств, а также каналов связи с другими микропроцессорными системами, например с персональным компьютером. Основой любого блока управления является микроконтроллер, обладающий встроенной программируемой памятью, а также широкими периферийными возможностями, необходимыми для управления двигателем.

Программная часть, функционирующая на основе блока электронного управления, включает: алгоритмы управления системами двигателя, диспетчер режимов работы двигателя, драйверов исполнительных устройств и датчиков, а также простейшую операционную систему, которая в целом осуществляет взаимодействие всех программных частей.

При проведении процедуры калибровки, к блоку электронного управления через канал связи подключается персональный компьютер, который функционирует на основе операционной системы Windows. Установленная программа калибровки позволяет инженеру осуществлять доступ к значениям параметров в блоке электронного управления, а также контролировать работу двигателя.

Чтобы использовать уже существующие подходы к построению систем управления, необходимо чтобы на борту автомобиля к блоку управления был постоянно подключён портативный персональный компьютер. В этом случае задачи при управлении двигателем будут разделены следующим образом: блок управления - выработка текущих значений управлений, бортовой персональный компьютер (функционирующий на основе WINDOWS) – обмен информацией с блоком управления, реализация алгоритмов обучения, накопление данных. Следует отметить, что для удобства водителей и пассажиров, а также расширения опциональных возможностей транспортного средства, всё больше и больше моделей автомобилей оснащаются бортовыми персональными компьютерами, которые выполняют навигационные функции, управление встроенными мультимедийными системами и многое другое. Реализация интеллектуального управления будет являться допол-

нительной функцией, к уже реализованным на бортовом компьютере. В силу того, что современные компьютеры непромышленного исполнения стали обладать хорошей надёжностью, при наличии высокой производительности и ресурсов памяти, можно предположить, что реализация дополнительной функции не значительно увеличит стоимость аппаратной части всей бортовой системы автомобиля.

С программной точки зрения, реализовать самообучающуюся нейронную систему управления возможно на основе математического пакета MATLAB, который должен функционировать на бортовом персональном компьютере [2]. MATLAB может быть основой для решения следующих задач:

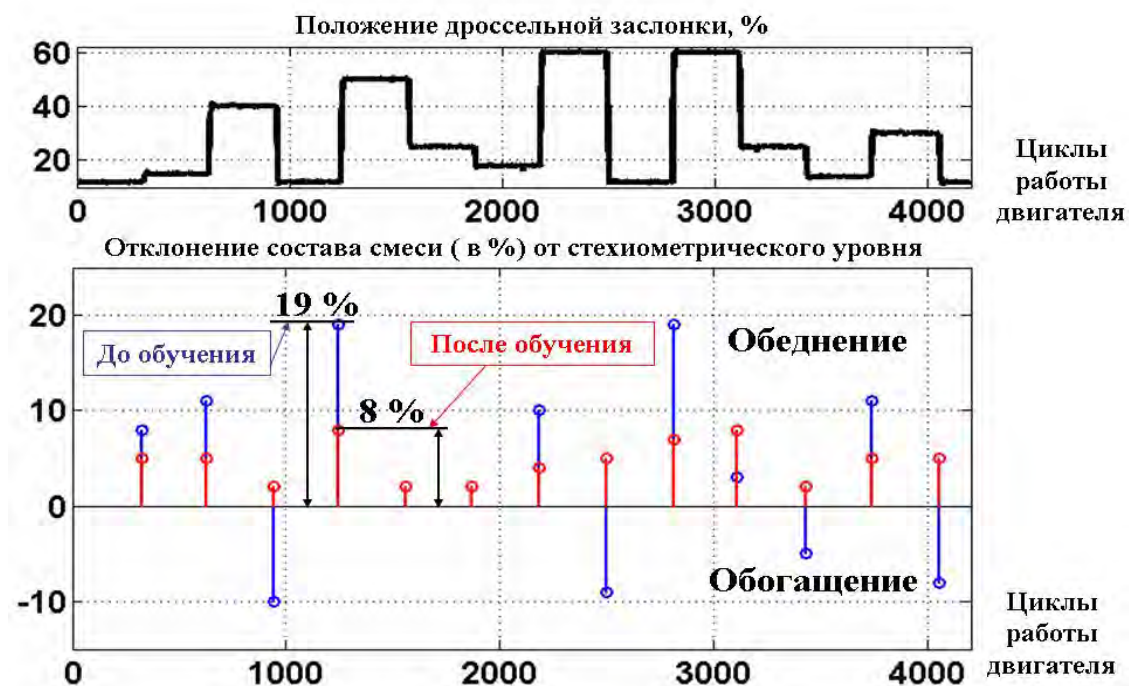
- Разработка нейросетевых моделей управления и диагностики двигателя.
- Автоматическая генерация программного кода для блока управления за счёт реализации динамической программной связи с программными средствами разработчиков микроконтроллеров.
- Обмен данными между блоком управления и бортовым персональным компьютером.
- Управление работой всей интеллектуальной системы во время эксплуатации автомобиля, включая накопление данных, включение алгоритмов обучения и изменение параметров управления.
- Вывод информации о работе системы пользователю по запросу.

С алгоритмической точки зрения, можно осуществить функционирование искусственной нейронной сети на основе стандартного микроконтроллера, не имеющего возможность пакетной обработки входных сигналов. Это можно обеспечить, если производить почленные операции компонент вектора входных сигналов и матрицы весов нейронной сети. Для этого веса нейронной сети представляются как независимые настраиваемые параметры, а вычислительная модель нейронной сети реализуется на основе операции скалярного сложения и умножения, а также применения одномерных таблиц для записи передаточных функций нейронов.

Доказательством правильности представленного подхода к построению самонастраивающихся бортовых нейросетевых систем управления могут служить проведённые работы по исследованию возможности применения нейронных сетей при управлении на неустановившихся режимах работы бензинового двигателя [3], [5]. Нейронная сеть была внедрена непосредственно в стандартный блок электронного управления, как часть общего алгоритма управления двигателем. Проведённые стендовые автоматизированные моторные испытания подтвердили возможность обучения нейросетевого корректора при решении задачи уменьшения отклонения состава смеси от стехиометрического. Моторный эксперимент показал, что достаточно было осуществить всего три обращения к двигателю, чтобы уменьшить отклонение состава смеси с 19 % до 8 % на 13 неустановившихся режимах прогретого двигателя (см. рис. 1).

Управление автоматизированными испытаниями во время обучения нейронной сети осуществлялось на основе математического пакета MATLAB, который координировал работу процедур: сбора, обработки, хранения данных; оптимизации, а также подбора и обновления параметров нейронной сети непосредственно в блоке электронного управления.

Быстрое развитие и удешевление микроконтроллеров, позволяет считать, что появившиеся 32-х разрядные микроконтроллеры, автомобильного применения, со встроенными функциями матричных вычислений, помогут значительно расширить спектр применяемых нейросетевых алгоритмов управления на серийно выпускаемых автомобилях в будущем.



Настройка нейронного корректора при ограниченном количестве обращений к двигателю на 13-ти неустановившихся режимах (результаты моторных испытаний)

Литература:

1. http://en.wikipedia.org/wiki/Neural_network - раздел электронной энциклопедии по нейронным сетям.
2. <http://www.mathworks.com/> - официальный сайт фирмы-разработчика математического пакета MATLAB.
3. A.B. Smirnov, "Neural based multimode dynamic fuel corrector to spark ignition engine" /Preprints 11th International student Olympiad on automatic control (Baltic Olympiad). Saint-Petersburg, Russia, May 17-19, 2006, – с. 6-10.
4. Wendeker M., Niewczas A., Hawryluk B., " A Stochastic Model of the Fuel Injection of the SI Engine " , SAE paper 1088, 2000.
5. А.Б. Смирнов, "Разработка системы управления составом смеси бензинового двигателя с применением искусственной нейронной сети". / Известия ВУЗов. Машиностроение – М.:МГТУ им. Н.Э. Баумана, № 9 2006. – стр. 37-40.

РАЗВИТИЕ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ДВИГАТЕЛЯМИ И ПРОБЛЕМЫ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ В ОБЛАСТИ ДВС

Гирявец А.К. (SIEMENS VDO)

Черняк Б.Я. (МАДИ /ГТУ/)

1. Электронные системы управления стали неотъемлемой частью автомобилей и двигателей. Это, в первую очередь, было обусловлено необходимостью выполнения жестких, законодательно установленных требований по снижению токсичных выбросов с ОГ автомобилей. Но само появление на автомобиле микропроцессорного устройства и системы датчиков для его информационного обеспечения открыло принципиально новые возможности для дальнейшего совершен-

ствования ДВС, изменило концепцию разработки двигателей и технологию их конструирования и отработки.

2. Важнейшие последствия введения МСУ заключались в том, что оно позволило:

- Осуществлять связанное многопараметрическое управление процессами газообмена, смесеобразования, воспламенения, сгорания и т.д. в зависимости от режимов работы двигателя и автомобиля и коррекцию этих управлений с учетом возмущающих факторов. Таким образом, появилась возможность реализовать новую концепцию двигателя с гибким многопараметрическим управлением, обеспечивающим наилучшие возможные показатели двигателя на каждом рабочем режиме. Такое управление должно быть связанным, т.к. значения каждого управляющего воздействия зависит от значений других управляющих воздействий, и выбираться с учетом многих критериев качества, предъявляемых к современному двигателю. Это позволило улучшить не только топливно-экономические и экологические показатели двигателя, но и ряд других его эксплуатационных показателей: динамические качества, пусковые характеристики, шумность, плавность работы и др.

- Реализовать индивидуальное управление в каждом отдельном цикле и в каждом цилиндре двигателя. Учитывая, что двигатель работает преимущественно на неуставившихся режимах и предсказать действия водителя во время переходных процессов практически невозможно, пришлось отказаться от жесткой связи водителя при управлении режимом работы двигателя и автоматизировать управление в переходных процессах. Это, в свою очередь, позволило с помощью специальных моделей - предикторов прогнозировать динамику изменения начальных условий в последующих циклах и организовать связанное многопараметрическое управление в переходных процессах.

- Перейти к разработке двигателя и автомобиля, у которых базовые конструктивные параметры становятся переменными и управляемыми. Так, ведутся разработки и опытный выпуск двигателей с изменяемыми: ходом поршня, степенью сжатия и расширения, фазами газораспределения и подъемом клапанов, тактностью рабочего цикла и т.д. Подобные меры позволяют значительно снизить расходы топлива, однако одновременно это означает, что число управляемых параметров будет увеличиваться и, вместе с этим, будет увеличиваться и сложность систем управления.

- Создать эффективные автоматические и автоматизированные системы бортового и внешнего диагностирования работы МСУ и двигателя для контроля сохранения экологических и других показателей автомобиля. Бортовая диагностика осуществляет не только контроль дефектов, но и защиту ряда систем от выхода из строя (например, нейтрализатора). Диагностические контуры стали основой для разработки систем обеспечения работоспособности двигателя при отказах отдельных элементов МСУ. Так, как возможности прямых измерений при определении дефектов ограничены, широко используются виртуальные наблюдатели дефектов в виде различных моделей. Существуют планы расширения систем OBD. Можно, без особого риска прогнозировать развитие функций систем диагностирования вплоть до оценки остаточного ресурса.

- Согласовать управление работой двигателя с работой других агрегатов автомобиля. Так управление двигателем согласуется с работой сцепления, КП, климатической системы автомобиля, тормозов, усилителя руля и др. Таким образом, осуществляется переход к комплексному электрическому управлению автомоби-

лем (управление по «проводам»). Такое согласование позволяет повысить комфортабельность автомобиля и его безопасность. Уже сегодня управление двигателем осуществляется таким образом, чтобы исключить появление крутильных колебаний в трансмиссии и удары в шлицевых соединениях в переходных процессах.

- Создавать интеллектуальные системы управления двигателем, т.е. системы способные к поиску и принятию оптимальных решений, к самообучению и самоорганизации даже в отсутствии четкой или полной информации. Уже сегодня в системах имеется целый ряд локально замкнутых самообучающихся адаптивных контуров: ограничения детонации, управления холостым ходом, настройки характеристик ДМРВ, настройки диагностических критериев, коррекции управления двигателем с учетом стиля вождения автомобиля. Ведется все больше разработок систем управления с использованием алгоритмов, позволяющих строить оптимальное управление при отсутствии полной информации, с применением искусственных нейронных сетей и нечеткой логики.

3. Сегодня сложилась ситуация при которой разработчик двигателя уже на стадии проектирования должен иметь сложившуюся концепцию управления его рабочими процессами, т.к. без этого невозможно спроектировать двигатель и его системы. Именно разработчик двигателя должен выработать общую идеологию управления работой двигателя, выбрать структуру системы управления и сформулировать целевую функцию. На специалистов в области ДВС ложатся и задачи выбора информации, необходимой для построения управления, разработка основных алгоритмов и моделей двигателя как объекта управления. На них же ложится и наиболее трудоемкая часть отработки системы управления - доводка и калибровка МСУ. В случае, если качество процессов и выбранная структура системы управления недостаточны для выполнения норм, необходим повторный круг доводочных и калибровочных работ.

Достаточно сложное и дорогостоящее оборудование для выполнения таких работ выпускается ограниченным числом фирм. Фирмами создано и специализированное программное обеспечение для частичной автоматизации процесса калибровки. Однако работа с этим оборудованием и программами требует дополнительных знаний и опыта. Учитывая, что для каждой модели двигателя и автомобиля могут потребоваться различные калибровки, например, при использовании разных топлив, при разных комплектациях автомобиля или для выполнения различных экологических норм высокая трудоемкость адаптационных и калибровочных работ может ограничивать создание новых МСУ.

4. Из сказанного следует, что для работы с современными двигателями с МСУ нужны специалисты, обладающие рядом специфических знаний и умений. За последние годы в развитии ДВС и их систем управления в мире произошли большие изменения. К сожалению, учебные планы и программы подготовки специалистов в области ДВС, по которым ведется их подготовка в большинстве наших ВУЗов, начинают все больше и больше отставать от требований промышленности и эксплуатации.

5. На рис.1 представлена упрощенная схема процесса создания современного автомобильного двигателя. Как видно вопросы, связанные с созданием конструкции двигателя, которые традиционно рассматриваются в дисциплинах цикла «ДВС», составляют только часть знаний и умений, которыми должен обладать современный специалист в области ДВС. Вторая часть необходимых знаний и умений пока находит малое отражение в учебных планах и программах.

Процесс создания современного автомобильного двигателя

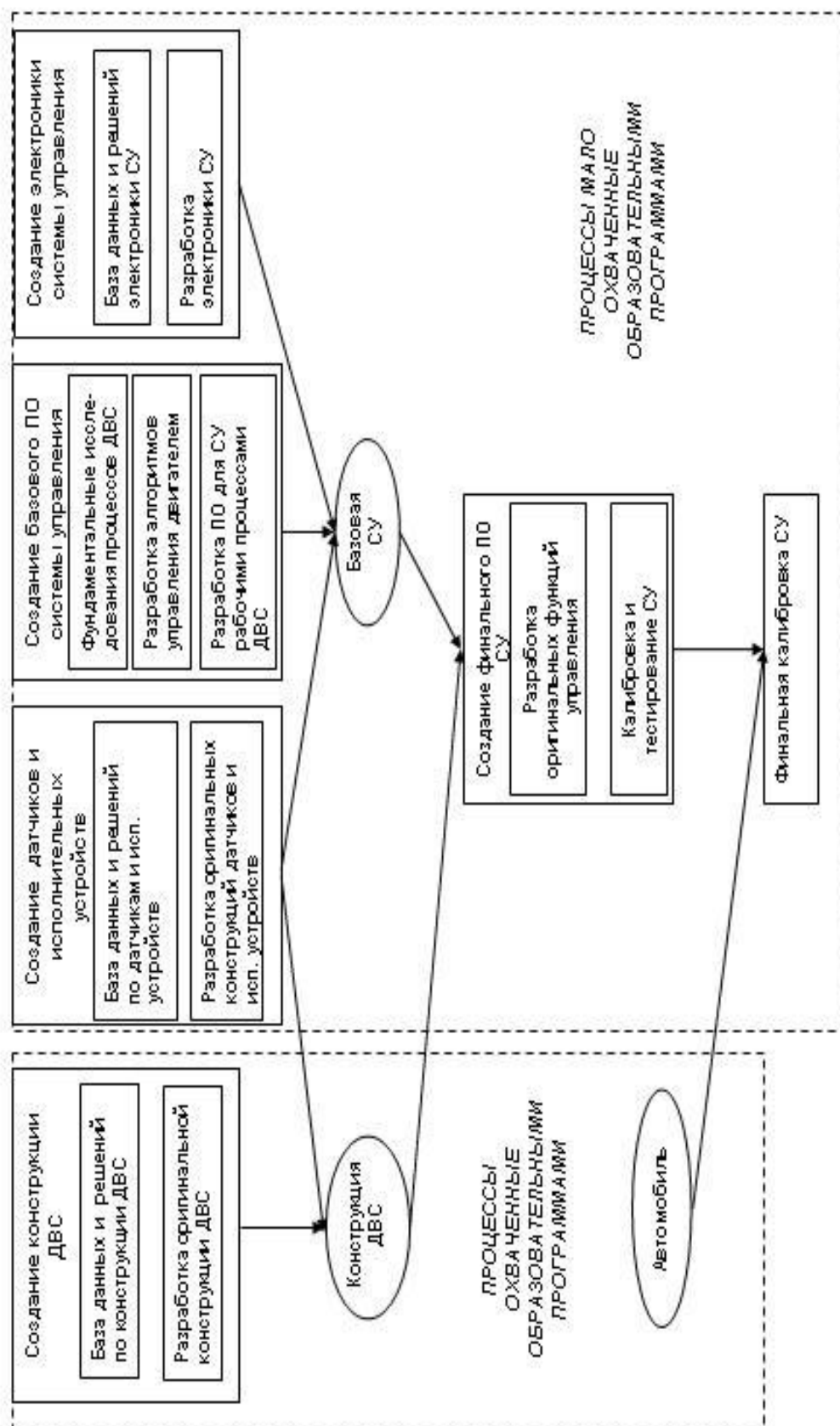


Рис.1

Представляется правильным и своевременным именно здесь, на конференции в МГТУ – методическом центре подготовке специалистов в области ДВС, поста-

вить вопрос о необходимости модификации учебного плана и программ подготовки таких специалистов.

Попытки дополнить читаемые курсы, соответствующим новым материалом, проводятся во многих ВУЗах. Этому, однако, препятствует недостаток в литературе технических данных, поскольку разработчики и фирмы, выпускающие МСУ, обычно, не раскрывают подробностей и представляют только инструкции пользователей для сервисного обслуживания систем.

Изданные в последнее время учебные материалы, которые могут частично восполнить этот пробел, посвящены отдельным аспектам проблемы и не охватывают всего комплекса вопросов, связанных с разработкой и доводкой двигателей с МСУ, особенно автомобильных двигателей.

Представляется, что в данном случае следует для выработки единого подхода, объединить усилия ряда кафедр и специалистов промышленности, как это было сделано при решении вопросов связанных с разработкой САПР и АСНИ.

Прежде всего, нужно будет определить круг дополнительных знаний и умений, которыми должен владеть сегодня специалист в области ДВС.

Возможно, что окажется полезным разграничить знания необходимые специалистам в области эксплуатации и в области производства ДВС. По всей видимости, потребуется модификация не только дисциплин цикла ДВС, но и других дисциплин, например математического цикла, измерительной техники, программирования и др.

ЭЛЕКТРОННЫЙ РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРА

Поздняков Е.Ф. (ОАО «НЗТА»),
Марков В.А., Шлёнов М.И., Полухин Е. Е., Трифонов В.Л.
(МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Наиболее жесткие требования к статическим и динамическим качествам дизелей, предъявляются в дизель-генераторных установках (ДГУ), вырабатывающих переменный электрический ток. Эти качества определяют продолжительность (время) переходного процесса t_n и заброс параметра (частоты вращения) в переходном процессе (перерегулирование) σ . В общих технических требованиях, предъявляемых к дизелям, эти показатели динамических качеств обычно не регламентируются. Но существует ГОСТ по системам автоматического регулирования частоты вращения дизелей (ГОСТ 10511-83 и его последующие редакции), который предусматривает ограничение по времени переходного процесса и перерегулирования в зависимости от класса точности САР (табл. 1) [1,2].

Таблица 1. Показатели динамических качеств САР дизельных двигателей

Показатель	Класс точности САР			
	1	2	3	4
Перерегулирование σ , %	5,0	7,5	10,0	15,0
Время переходного процесса t_n , с	2	3	5	10

Известные САР дизелей реализуют различные принципы регулирования частоты вращения. В наиболее распространенных САР, работающих по принципу Ползунова – Уатта, осуществляется так называемое пропорциональное регулиро-

вание частоты вращения (П-регулирование) [1,3]. В этих САР регулирующее воздействие $\mu(t)$ на регулирующий орган объекта (двигателя) является функцией динамической ошибки $x(t)$, определяемой в виде отклонения регулируемой величины $y(t)$ от ее заданного значения $g(t)$, то есть $x(t)=g(t)-y(t)$.

Статические и динамические качества САР с П-регулятором существенно улучшаются при введении в закон регулирования интегральной μ_i и дифференциальной μ_d составляющих [1]. Это приводит к формированию пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) закона в виде $\mu(t)=k_p x(t)+k_i \int x(t)dt+k_d dx/dt$. Этот закон вырабатывается ПИД-регулятором, содержащим П, И, Д-регуляторы (позиции 5, 6, 7 на рис.1). Такая работа САР обеспечивает существенное улучшение статических и динамических свойств САР.

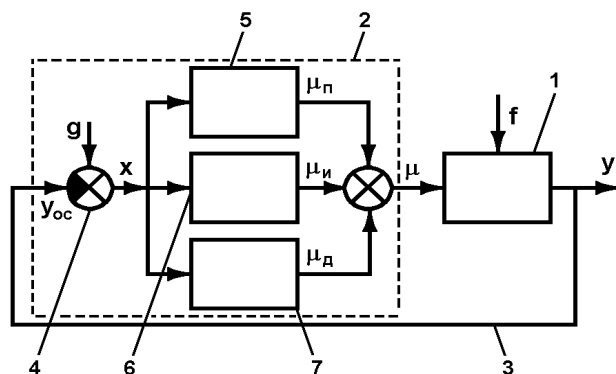


Рис. 1. Функциональная схема САР с ПИД-регулятором: 1 - объект управления (дизельный двигатель); 2 - регулятор частоты вращения (ПИД-регулятор); 3 - линия главной отрицательной обратной связи; 4 - сравнивающий элемент (сумматор); 5 - П-регулятор; 6 - И-регулятор; 7 - Д-регулятор.

Сложные принципы регулирования наиболее просто реализуются при оснащении двигателя электронными регуляторами [1,4]. Это обстоятельство учитывалось при разработке САР частоты вращения для дизель-электрического генератора АД-40 на базе дизеля Д-246 (4 Ч 11/12,5) с электронными регуляторами ЭР 1,5/4,5 и ЭР 0,25. Этими регуляторами оснащаются топливные насосы высокого давления (ТНВД) типа УТНМ производства Ногинского завода топливной аппаратуры (НЗТА). Причем, эти же ТНВД устанавливаются на дизель Д-245 (4 ЧН 11/12,5), устанавливаемый на тракторы «Беларусь» Минского моторного завода, на дизеле Д-245 малотоннажные автомобили завода им. Лихачева ЗиЛ-5301 «Бычок» и автобусы Павловского автобусного завода «ПАЗ».

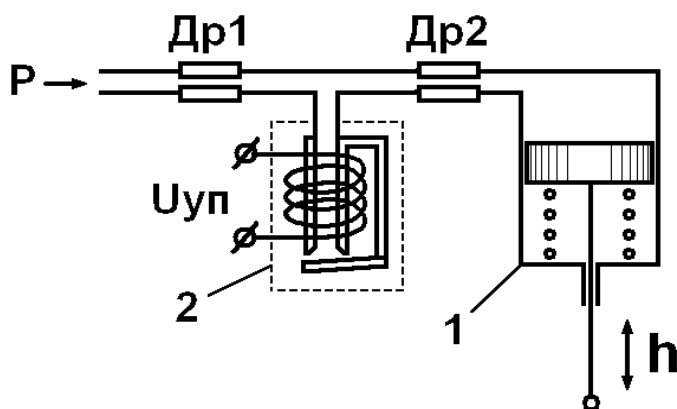


Рис. 2. Принципиальная схема электрогидравлического исполнительного механизма: 1 - поршневой гидравлический усилитель; 2 - регулятор давления типа «сопло-заслонка» с электромагнитным управлением; $U_{уп}$ - управляющее напряжение от электронного блока регулятора; ДР1 и ДР2 - дроссели; h - перемещение выходного штока регулятора.

В исследуемом ТНВД для привода дозирующего органа (рейки ТНВД) используется исполнительный механизм (ИМ) непрямого действия с электромеханическим преобразователем типа «сопло-заслонка». Принципиальная схема этого ИМ представлена на рис.2, его компоновка на ТНВД – на рис.3. Некоторые технические характеристики ИМ приведены в табл. 2.

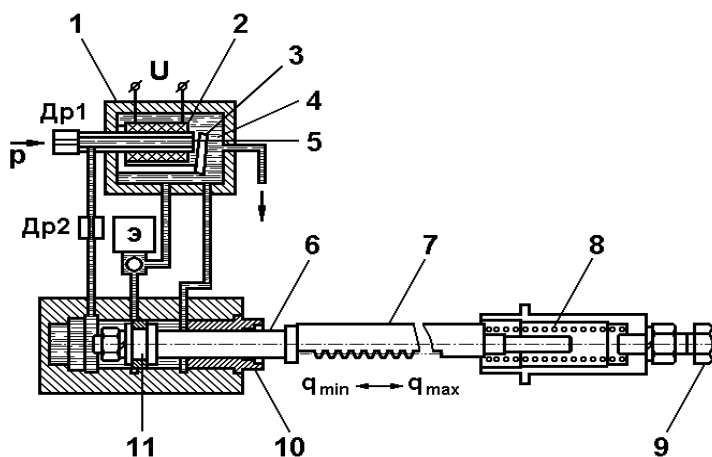


Рис. 3. Электрогидравлический привод рейки ТНВД: 1 - корпус; 2 - катушка; 3 - заслонка (якорь); 4 - полость низкого давления; 5 - сопло; 6 - шток; 7 - рейка ТНВД; 8 - возвратная пружина рейки; 9 - болт ограничения пусковой подачи; 10 - втулка штока; 11 - поршень.

Таблица 2. Технические характеристики исполнительного механизма

Рабочее напряжение, В	24/12
Максимальный потребляемый ток, А	0,5/1,0
Рабочая жидкость	Дизельное топливо
Давление рабочей жидкости, МПа	0,3
Максимальный расход рабочей жидкости, л/мин	1,5
Диаметр поршня, мм	14
Максимальное усилие перемещения, Н	22
Время изменения подачи топлива от 0 до 100%, с	0,05-0,06

При создании САР частоты вращения с электронными регуляторами для дизель-электрического генератора АД-40 были проанализированы возможности использования различных принципов управления. Исследования динамических свойств ДГУ с регуляторами различных типов проводились с использованием математических моделей. Разработанные математические модели дизеля и ИМ уточнялись при их экспериментальных исследованиях. Расчеты переходных процессов проводились с использованием программы электронного моделирования ELECTRONICS WORKBENCH. При расчетах переходных процессов с разными типами электронных регуляторов использовались одни и те же модели дизеля и ИМ.

Было проведено сравнение характеристик ДГУ с ПИД-регулятором, имеющим различные коэффициенты пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих ПИД-закона регулирования. Результаты расчетов позволили определить их оптимальные с точки зрения динамических качеств САР значения – $k_p=20$, $k_i=100$, $k_d=1$. При этих значениях коэффициентов ПИД-закона регулирования получен переходный процесс наброса нагрузки со следующими показателями: время переходного процесса $t_n=1,5$ с, перерегулирование (заброс частоты вращения) $\sigma=3,8$ %, наклон регуляторной характеристики $\delta=0$ (астатический регулятор) (рис.4). Аналогичные показатели для переходного процесса сброса нагрузки составили: $t_n=1,8$ с, $\sigma=3,9$ %.

Сравнение полученных динамических показателей ДГУ с ПИД-регулятором с приведенными в табл.1 требуемыми динамическими показателями САР первого класса точности показывает, что продолжительность переходного процесса сброса нагрузки ($t_n=1,8$ с) меньше предельно допустимой ($t_n=2,0$ с). Допустимую величину имело и перерегулирование ($\sigma=3,9$ %, предельное значение $\sigma=5,0$ %).

С использованием результатов проведенных исследований был разработан опытные образцы электронного регулятора для дизель-генератора типа АД-40. Осциллографирование переходных процессов этого ДГУ подтвердило возможность достижения параметров, полученных расчетным путем.

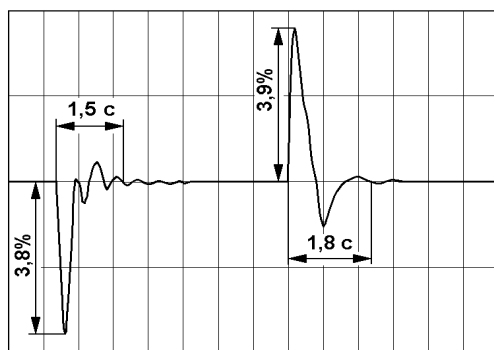


Рис. 4. Изменение частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя с ПИД-регулятором в переходных процессах наброса нагрузки на ДГУ (слева) и сброса нагрузки (справа).

Проведенные расчетно-экспериментальные исследования подтвердили эффективность использования разработанного электронного регулятора частоты вращения ДГУ и возможность обеспечения динамических и статических показателей, соответствующих первому классу точности САР. Высокие статические и динамические показатели дизельного двигателя с разработанным регулятором свидетельствуют о возможности его использования и в дизелях транспортного назначения.

Литература:

1. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. - М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. - 344 с.
2. ГОСТ 10511-83. Системы автоматического регулирования скорости (САРС) дизелей стационарных, судовых, тепловозных и промышленного назначения. - М.: Изд-во Стандартов, 1983. - 14 с.
3. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1989. - 416 с.
4. Крутов В.И. Электронные системы регулирования и управления двигателями внутреннего сгорания. - М.: Изд-во МГТУ им.Баумана, 1991. - 138 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ РАБОТЫ СИСТЕМЫ ЖИДКОСТНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ ТРАНСПОРТНЫХ ДВС

Поликер Б.Е., Михальский Л.Л. (ЗАО «Дизель-КАР»),
Аникин С.А. (Холдинг «РусПромАвто»),
Девянин С.Н. (МГАУ им. В.П. Горячкина),
Марков В.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В связи с общей тенденцией повышения удельной мощности автотракторных двигателей до уровня 90-100 кВт/л к системам их жидкостного охлаждения предъявляются весьма жесткие требования [1,2]. Эти требования во многом определяют требуемые динамические характеристики системы автоматического регулирования теплового состояния (САРТ) ДВС. Дополнительные требования, предъявляемые к САРТ, связаны с необходимостью улучшения отдельных показателей ДВС, таких как расход топлива, токсичность отработавших газов двигателя, его металлоёмкость и массогабаритные показатели. При этом желательно обеспечить инвариантность САРТ по отношению к возмущающим воздействиям — нагрузке и положению педали акселератора.

Все эти требования могут быть удовлетворены путем улучшения эффективности обдува радиатора системы охлаждения двигателя и регулирования температуры охлаждающей жидкости с использованием электронной САРТ. Задачей исследования являлось определение путей создания инвариантной САРТ, обеспечивающей оптимальные показатели независимо от внешних возмущений, а также обоснование структуры САРТ с использованием статических и динамических моделей САРТ.

Проведенный анализ показал, что терморегулирование поршневого ДВС целесообразно осуществлять на основе изменения производительности вентилятора, сокращая затраты энергии и топлива. При этом учитывалось, что САРТ должна обеспечить повышение эффективности обдува и охлаждения радиатора. При установке вентилятора перед радиатором это достигалось путем увеличения расхода обдуваемого воздуха (повышения его плотности на 25 %), обеспечиваемого лопатками вентилятора, и расширения поверхности обдува.

Анализ характеристик и условий работы существующих САРТ выявил многосвязность процессов терморегулирования [2,3]. При этом динамические качества САРТ зависят от текущих значений момента сопротивления потребителя $M_c(\tau)$ и положения $\beta(\tau)$ педали акселератора (рычага регулятора ТНВД). Момент сопротивления M_c определяет необходимый крутящий момент двигателя $M_{дв} = f(\omega_{дв}, \beta, p_{вз})$, являющийся функцией частоты вращения его вала $\omega_{дв}$, положения педали акселератора $\beta(\tau)$ и давления воздуха $p_{вз}$. Последний параметр определяет скорость $U_{вз}^*$ и температуру $t_{вз}^*$ воздушного потока, обтекающего радиатор. Таким образом, входными возмущающими воздействиями, требующими организации процесса их компенсации во времени τ , являются момент сопротивления (нагрузки) $M_c(\tau)$ и положение педали акселератора (рычага) $\beta(\tau)$. При выбранной двухсвязной модели САРТ ее выходными координатами являются частота вращения вала двигателя $\omega_{дв}(\tau)$ либо крутящий момент двигателя $M_{дв}(\tau)$ и температура охлаждающей жидкости $t_{ож}(\tau)$ на выходе из двигателя (рис. 1).

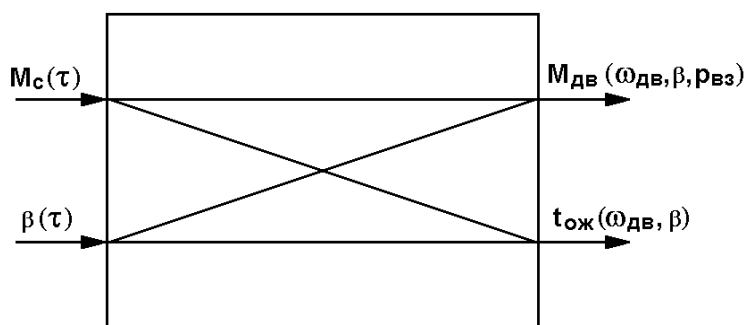


Рис. 1. Динамическая модель регулирования температуры системы охлаждения $t_{ох}^{вх}$ двигателя.

Анализ показал, что при высоких тепловых нагрузках на систему охлаждения двигателя наиболее эффективными

методами регулирования САРТ, являются методы, использующие принципы инвариантности (независимости от возмущений). Эти методы регулирования построены на принципе компенсации возмущений, определяющих тепловые нагрузки ДВС. При этом используются следующие идентификаторы теплового состояния двигателя – его крутящий момент $M_{дв}$, теплота Q_v , отдаваемая в систему охлаждения, условия F достаточности производительности обдувающего вентилятора.

Техническая реализация подобной инвариантной САРТ возможна только на базе средств современной электроники и вычислительной техники, позволяющих проводить оптимизацию параметров САРТ и обеспечить ее инвариантность. Авторами разработан вариант подобной САРТ (рис.2) [4].

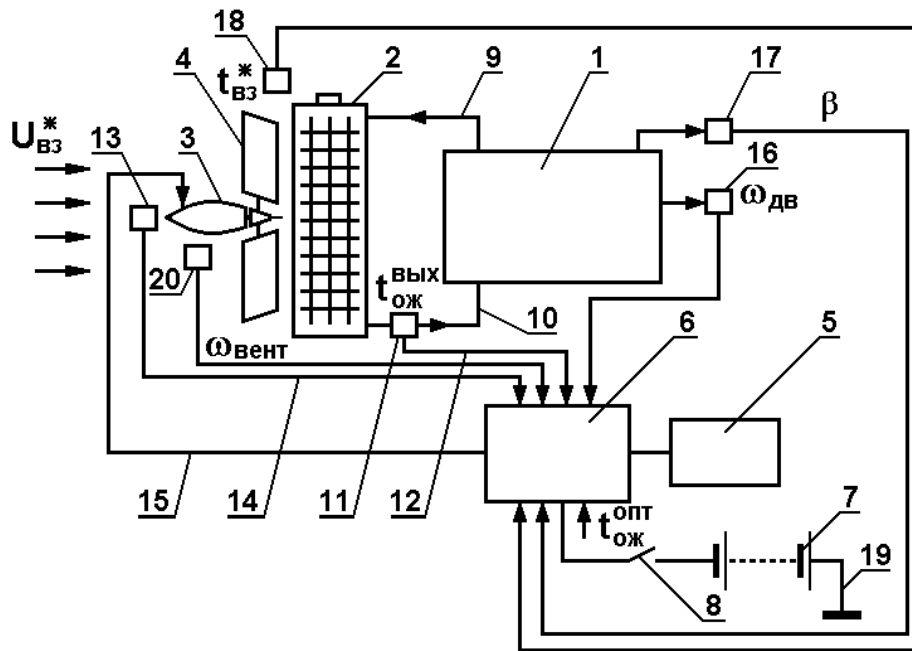


Рис. 2. Схема САРТ транспортного двигателя:

1 - ДВС; 2 - радиатор; 3 - электропривод вентилятора; 4 - лопасти вентилятора; 5 - согласующее устройство связи с датчиками и электроприводами; 6 - бортовой электронный контроллер; 7 - аккумулятор питания; 8 - ключ; 9 - трубопровод подачи охлаждающей воды в радиатор; 10 - трубопровод подачи охлаждающей воды в двигатель; 11 - датчик температуры охлаждающей воды на выходе из радиатора; 12 - сигнал датчика 11; 13 - сигнал датчика скорости воздушного потока перед вентилятором; 14 - сигнал датчика 13; 15 - управляющий сигнал частоты вращения вала вентилятора; 16 - датчик частоты вращения вала двигателя; 17 - датчик положения педали акселератора; 18 - датчик температуры воздуха перед вентилятором; 19 - заземление; 20 - датчик частоты вращения вала вентилятора.

В САРТ используется электроуправляемый, следящий по частоте вращения электропривод вентилятора переменной производительности, используемого для обдува радиатора жидкостного охлаждения транспортного двигателя. САРТ содержит датчик частоты вращения вала вентилятора $\omega_{\text{вент}}$, датчики температуры $t_{\text{ож}}^{\text{вых}}$ охлаждающей жидкости на выходе из радиатора, температуры $t_{\text{вз}}^*$ воздуха перед вентилятором, скорости $U_{\text{вз}}^*$ воздушного потока перед вентилятором, частоты вращения $n_{\text{дв}}$ (скоростного режима $\omega_{\text{дв}}$) вала двигателя, положения β педали акселератора (рычага регулятора ТНВД) транспортного двигателя. В состав САРТ входит бортовой электронный контроллер с согласующим устройством связи с датчиками и электроприводами, а также аккумулятором питания.

Структурно процесс регулирования температуры $t_{\text{ож}}^{\text{вых}}$ системы охлаждения с одним основным входным возмущающим воздействием на систему «Двигатель-САРТ» – изменением момента сопротивления $M_c(\tau)$ можно представить в виде следующей граф-структуры. В результате изменения возмущающего воздействия $M_c(\tau)$ остальные динамические координаты САРТ изменяются в следующем граф-порядке:

$$M_c(\tau) \rightarrow \beta(\tau) \rightarrow M_{\text{дв}}(\omega_{\text{дв}}, \beta, p_{\text{вп}}) \rightarrow \omega_{\text{дв}}(\tau) \rightarrow U_{\text{вз}}^* \rightarrow t_{\text{вз}}^* \rightarrow t_{\text{ож}}^{\text{вых}} \rightarrow \Delta Q_v(\omega_{\text{дв}}, M_{\text{дв}}) \rightarrow \\ \rightarrow t_{\text{ож}}^{\text{опт}} \rightarrow \Delta t_{\text{ож}}^{\text{вых}} \rightarrow \omega_{\text{вент}}^{\text{опт}} \rightarrow \Delta \omega_{\text{вент}} \rightarrow \Delta t_{\text{ож}}^{\text{вых}} \rightarrow \min.$$

В процессе регулирования определяются и минимизируются (обнуляются) ошибка температуры охлаждающей жидкости в виде $\Delta t_{\text{ож}}^{\text{вых}} = t_{\text{ож}}^{\text{опт}} - t_{\text{ож}}^{\text{вых}}$ и ошибка частоты вращения вала вентилятора в виде $\Delta \omega_{\text{вент}} = \omega_{\text{вент}}^{\text{опт}} - \omega_{\text{вент}}$. Для обеспе-

ния высоких динамических качеств САРТ используется три идентификатора состояния: скоростная характеристика ДВС $M_{дв}(\omega_{дв}, \beta, p_{вп})$, теплота ΔQ_v , отданная в систему охлаждения ДВС, и задающее воздействие $\omega_{вент}^{опт}$ внутреннего контура по выработке оптимального значения частоты вращения вала вентилятора как функция режима работы ДВС.

При использовании предлагаемой инвариантной САРТ со следящим электроприводом вентилятора реализуется синтез оптимальных законов регулирования температур охлаждающей жидкости на выходе из радиатора $t_{ож}^{вых}$. Оптимизация параметров электропривода, установки вентилятора относительно радиатора позволяет увеличить весовой расход охлаждающего воздуха через воздушный тракт и, соответственно, повысить теплоотдачу от радиаторов, снизить энергопотребление на динамический процесс воздухообдува. При этом без каких-либо конструктивных изменений двигателя и радиатора системы охлаждения удастся более точно поддерживать оптимальную температуру $t_{ож}^{опт}$ на выходе из радиатора на всех эксплуатационных режимах ДВС.

Описанная электронная САРТ со следящим электроприводом вентилятора имеет высокие динамические качества, инвариантность к возмущающим воздействиям и может быть использована как в бензиновых, так и в дизельных двигателях. При этом улучшаются технико-экономические показатели ДВС, упрощается компоновка системы охлаждения в моторном отсеке транспортного средства, повышается его ресурс.

Литература:

1. Тракторные дизели: Справочник / Под. общ. ред. Б.А. Взорова. - М.: Машиностроение, 1981. - 535 с.
2. Луков Н.М. Автоматическое регулирование температуры двигателей. - М.: Машиностроение, 1977. - 224 с.
3. Андреев Ю.Н. Управление конечномерными линейными объектами. - М.: Наука, 1976. - 250 с.
4. Поликер Б.Е., Михальский Л.Л. и др. Комбинированные системы автоматического управления тепловым режимом ДВС / Положительное решение на изобретение по заявке №96114216/06 (020564).

МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ ДВИЖЕНИЯ ВОЗДУШНОГО ЗАРЯДА В КАМЕРЕ СГОРАНИЯ ДИЗЕЛЯ

Девянин С.Н. (МГАУ им. В.П. Горячкина),
Марков В.А., Микитенко А.В. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Дальнейшее улучшение показателей дизелей невозможно без совершенствования процессов смесеобразования и сгорания, которые в значительной степени определяются формой камеры сгорания (КС). В дизелях применяют КС различных типов и различные способы смесеобразования. В настоящее время наиболее перспективными считаются дизели с полуразделенными и неразделенными КС и преобладанием объемного смесеобразования [1]. Причем, в этих дизелях смесеобразование осуществляется как за счет энергии впрыскиваемого в КС топлива, так и за счет энергии воздушного вихря. Поэтому при отработке процесса смесеобразования необходимо определение параметров движения воздушного заряда.

Для расчетных исследования выбрана цилиндрическая КС в поршне, применяемая в дизелях производства Алтайского моторного завода (КС типа АМЗ) (рис. 1). При использовании этой КС на такте сжатия воздушный вихрь возникает за

счет вытеснения воздуха из надпоршневого зазора (из периферийной области цилиндра) в КС в поршне (рис. 1,а).

Для оценки скорости движения воздушного заряда при его вытеснении из надпоршневого зазора δ (рис. 1,б) и исследования влияния конструктивных параметров на скорость заряда была разработана расчетная модель процесса вытеснения, основанная на фундаментальных законах и уравнениях термодинамики и аэродинамики [2-4].

При разработке математической модели использован следующий подход. Объем над поршнем был условно разделен на две части (рис. 1,в). Первая часть «В», расположенная над вытеснителем поршня и представляющая собой полый цилиндр наружным диаметром D и внутренним диаметром d , равным диаметру горловины КС в поршне.

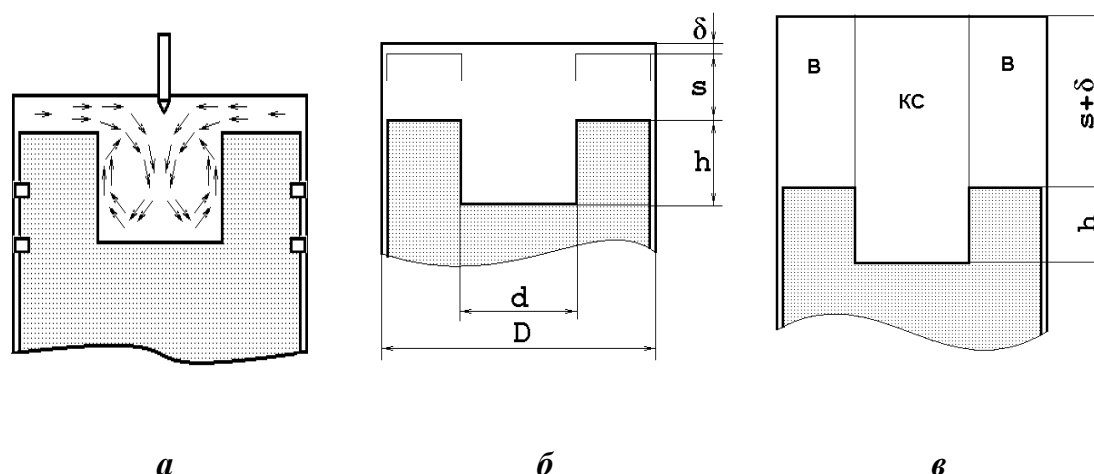


Рис. 1. Организация движения воздуха за счет вытеснения заряда:
а - механизм возникновения радиального воздушного вихря; б - геометрические характеристики КС при движении поршня к ВМТ; в - разбивка КС на две части

Высота цилиндра равна сумме перемещения поршня S и надпоршневого зазора δ . Вторая часть «КС» расположена над КС в поршне и представляет собой цилиндр диаметром d и высотой, равной сумме величин S , δ и высоты КС h . Обе полости «В» и «КС» сообщаются между собой по цилиндрической поверхности диаметром d и высотой $S + \delta$. При возникновении перепада давления между полостями происходит обмен рабочим телом через эту поверхность площадью f_k .

Состояние заряда в полостях можно описать уравнением состояния идеального газа

$$pV = MRT, \quad (1)$$

где p, V, M и T – соответственно, давление, объем, масса и температура заряда; $R = 8,314$ Дж/(К·моль) – универсальная газовая постоянная.

Прологарифмировав левую и правую части и продифференцировав их, получим уравнение состояния в дифференциальном виде:

$$\frac{dp}{p} + \frac{dV}{V} = \frac{dM}{M} + \frac{dT}{T} \quad (2)$$

Для исключения температуры из уравнения и упрощения вычислений процесс сжатия будем рассматривать, как политропный процесс со средним показателем политропы n . Тогда уравнение примет вид:

$$\frac{dp}{p} + n \frac{dV}{V} = n \frac{dM}{M} . \quad (3)$$

В соответствии с полученным уравнением для рассматриваемых полостей можем записать:

– изменение давления газа в полости «В»

$$dp_{\text{в}} = p_{\text{в}} \cdot n_{\text{в}} \cdot \left(\frac{dM_{\text{в}}}{M_{\text{в}}} - \frac{dV_{\text{в}}}{V_{\text{в}}} \right)$$

или

$$dp_{\text{в}} = p_{\text{в}} \cdot n_{\text{в}} \cdot \left(\frac{dM_{\text{в}}}{dV_{\text{в}}} \cdot \frac{1}{M_{\text{в}}} - \frac{1}{V_{\text{в}}} \right) \cdot dV_{\text{в}} ; \quad (4)$$

– изменение давления газа в полости «КС»

$$dp_{\text{КС}} = p_{\text{КС}} \cdot n_{\text{КС}} \cdot \left(\frac{dM_{\text{КС}}}{dV_{\text{КС}}} \cdot \frac{1}{M_{\text{КС}}} - \frac{1}{V_{\text{КС}}} \right) \cdot dV_{\text{КС}} . \quad (5)$$

Для поршня с камерой сгорания в процессе его движения при сжатии давление в указанных выше полостях будет изменяться по различным законам. В полости «В» давление будет расти быстрее, что приведет к перетеканию части заряда из нее в полость «КС». Количество перетекаемого заряда может быть найдено по уравнению:

$$dM_{\text{в}} = -\mu f_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{в}} \cdot \sqrt{\frac{2}{\rho_{\text{в}}} \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot p_{\text{в}} \left[1 - \left(\frac{p_{\text{КС}}}{p_{\text{в}}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \cdot dt , \quad (6)$$

где $f_{\text{к}} = 3,14 \cdot d \cdot (S + \delta)$ – площадь кольцевого сечения между полостями "В" и "КС"; μ – коэффициент расхода. Параметры с индексом «в» относятся к полости "В" и с индексом «КС» – к полости "КС".

На основании закона сохранения массы изменение заряда в полости "КС" определяется соотношением:

$$dM_{\text{КС}} = -dM_{\text{в}} . \quad (7)$$

Количество заряда в цилиндре считаем неизменным (утечки отсутствуют), следовательно:

$$M_{\text{а}} = M_{\text{в}} + M_{\text{КС}} = \text{Const} , \quad (8)$$

где $M_{\text{а}} = \rho_{\text{а}} \cdot V_{\text{а}}$; $\rho_{\text{а}}$ – плотность газа в цилиндре в начале сжатия; $V_{\text{а}} = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot V_{\text{h}}$ – объем газа над поршнем в НМТ; ε – степень сжатия; V_{h} – рабочий объем цилиндра.

Объем цилиндрической полости «В» зависит от хода поршня S и определяется по выражению:

$$V_{\text{в}} = V_{\text{св}} + \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot S . \quad (9)$$

где $V_{\text{св}}$ – объем полости при положении поршня в ВМТ, определяемый из соотношения

$$V_{cv} = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot \delta. \quad (10)$$

Объем цилиндрической полости «КС» определяется аналогично:

$$V_{kc} = V_{ckc} + \frac{\pi}{4} d^2 \cdot S, \quad (11)$$

где V_{ckc} – объем полости "КС" в ВМТ, определяемый в виде

$$V_{ckc} = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot (\delta + h). \quad (12)$$

Соответственно изменение объемов в результате движения поршня определяется из выражений для каждой полости:

$$dV_v = \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot dS \quad - \text{ для полости «В»}; \quad (13)$$

$$dV_{kc} = \frac{\pi}{4} d^2 \cdot dS \quad - \text{ для полости «КС»}. \quad (14)$$

С учетом зависимостей (4), (9), (13) по мере движения поршня давление в полости «В» будет меняться в соответствии с законом

$$p_v = p_a + \frac{\pi}{4}(D^2 - d^2) \cdot n_v \cdot \int_{s_a}^s p_v \cdot \left(\frac{dM_v}{dV_v} \cdot \frac{1}{M_v} - \frac{1}{V_v} \right) \cdot ds, \quad (15)$$

где $s=f(\varphi)$ – перемещение поршня, в зависимости от угла поворота кривошипа φ ; s_a – значение перемещения поршня в начале процесса сжатия; p_a – давление в цилиндре в начале сжатия; dM_v/dV_v – изменение массы газа при изменении объема полости "В" во время движения поршня.

Давление в полости «КС» меняется по закону

$$p_{kc} = p_a + \frac{\pi}{4} \cdot d^2 \cdot n_{kc} \cdot \int_{s_a}^s p_{kc} \cdot \left(\frac{dM_{kc}}{dV_{kc}} \cdot \frac{1}{M_{kc}} - \frac{1}{V_{kc}} \right) \cdot ds. \quad (16)$$

Масса газа в полости «В» может быть найдена по выражению:

$$M_v = M_{av} + \int_{s_a}^s \frac{dM_v}{dt} \cdot \frac{1}{C_n} \cdot ds, \quad (17)$$

где $C_n = ds/dt$ – скорость перемещения поршня.

Плотность газа в полости «В» будет равна

$$\rho_v = \frac{M_v}{V_v}. \quad (18)$$

Масса газа в полости «КС» может быть найдена из зависимости (8)

$$M_{kc} = M_u - M_v$$

Связь степени сжатия с геометрическими параметрами поршня выражается зависимостями:

$$\varepsilon = 1 + \frac{V_h}{V_{cv} + V_{ckc}} \quad \text{или} \quad \varepsilon = 1 + \frac{\frac{\pi}{4} D^2 \cdot S_n}{V_{cv} + V_{ckc}}. \quad (19)$$

Значение среднего показателя политропы сжатия для заряда в цилиндре определяется по выражению:

$$n_1 = \kappa - \Delta n, \quad (20)$$

где κ – показатель адиабаты для воздушного заряда; Δn – изменение показателя политропы в результате теплообмена. Значения средних показателей политропы сжатия для полостей «В» и "КС" может быть определено по аналогичным зависимостям:

$$\begin{aligned} n_{\epsilon} &= \kappa - \Delta n_{\epsilon}; \\ n_{\kappa\kappa} &= \kappa - \Delta n_{\kappa\kappa}, \end{aligned} \quad (21)$$

где $\Delta n_{\epsilon}, \Delta n_{\kappa\kappa}$ – изменение показателей в результате теплообмена в полостях "В" и "КС", соответственно.

Предполагая, что показатели политропы сжатия пропорциональны поверхности контакта заряда со стенками камеры сгорания двигателя, можно найти соотношение между Δn , Δn_{ϵ} , и $\Delta n_{\kappa\kappa}$. Принимаем, что

$$\Delta n = A \cdot \frac{F}{M_a},$$

где A – постоянная для данного режима работы двигателя; M_a – масса заряда; F – поверхность полости сжатия.

Тогда имеем:

$$\Delta n_{\epsilon} = A \cdot \frac{F_{\epsilon}}{M_{\epsilon}};$$

$$\Delta n_{\kappa\kappa} = A \cdot \frac{F_{\kappa\kappa}}{M_{\kappa\kappa}};$$

$$\Delta n_{\kappa\kappa} = \Delta n_{\epsilon} \cdot \frac{F_{\kappa\kappa}}{F_{\epsilon}} \cdot \frac{M_{\epsilon}}{M_{\kappa\kappa}}.$$

С учетом формулу (8) и равенства $F = F_{\epsilon} + F_{\kappa\kappa}$ можно записать:

$$\begin{aligned} \Delta n &= A \cdot \frac{F_{\epsilon}}{M_a} + A \cdot \frac{F_{\kappa\kappa}}{M_a} = \Delta n_{\epsilon} \cdot \frac{M_{\epsilon}}{M_a} + \Delta n_{\kappa\kappa} \cdot \frac{M_{\kappa\kappa}}{M_a} = \Delta n_{\epsilon} \cdot \frac{M_{\epsilon}}{M_a} + \Delta n_{\epsilon} \cdot \frac{F_{\kappa\kappa}}{F_{\epsilon}} \cdot \frac{M_{\epsilon}}{M_a} = \\ &= \Delta n_{\epsilon} \cdot \frac{M_{\epsilon}}{M_a} \left(1 + \frac{F_{\kappa\kappa}}{F_{\epsilon}} \right). \end{aligned}$$

Выражая из полученной зависимости параметр Δn_{ϵ} , имеем:

$$\Delta n_{\epsilon} = \frac{\Delta n}{\frac{M_{\epsilon}}{M_a} \left(1 + \frac{F_{\kappa\kappa}}{F_{\epsilon}} \right)} = \frac{\kappa - n_1}{\frac{M_{\epsilon}}{M_a} \left(1 + \frac{F_{\kappa\kappa}}{F_{\epsilon}} \right)}. \quad (22)$$

Аналогично получаем зависимость для параметра $\Delta n_{\kappa\kappa}$:

$$\Delta n_{\kappa\kappa} = \frac{\kappa - n_1}{\frac{M_{\kappa\kappa}}{M_a} \left(1 + \frac{F_{\epsilon}}{F_{\kappa\kappa}} \right)}. \quad (23)$$

Степень сжатия ϵ в цилиндре зависит от рабочего объема цилиндра V_h и объема полости сжатия V_c , которая определяется величиной надпоршневого зазора δ , и объемом камеры в поршне. Рассматривая цилиндрическую камеру в поршне, ее объем зависит от диаметра d и высоты h . При заданной степени сжатия высота камеры сгорания в поршне h может быть связана с другими параметрами математической зависимостью. Для ее получения рассмотрим следующие уравнения.

1. Степень сжатия

$$\varepsilon = 1 + \frac{V_h}{V_c} \text{ или } V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1}, \text{ но } V_c = V_{св} + V_{скс}.$$

2. Используя зависимости (10) и (12) можем записать для V_c :

$$V_c = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot \delta + \frac{\pi}{4} d^2 \cdot (\delta + h) = \frac{\pi}{4} (D^2 \cdot \delta + d^2 \cdot h).$$

3. Выражая из полученной зависимости высоту камеры сгорания и вводя в расчет радиус кривошипа R и условие $S_a = 2R$ получим:

$$h = \frac{4}{\pi \cdot d^2} \left(V_c - \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \delta \right) = \frac{4}{\pi \cdot d^2} \left(\frac{\pi D^2 \cdot 2R}{4(\varepsilon - 1)} - \frac{\pi}{4} D^2 \cdot \delta \right).$$

После преобразований получим искомую зависимость:

$$h = \left(\frac{D}{d} \right)^2 \left(\frac{2R}{\varepsilon - 1} - \delta \right). \quad (24)$$

Скорость движения воздушного заряда из полости «В» в полость «КС» $C_в$ определяется расходом газа из одной полости в другую и сечением между ними в соответствии с зависимостью (6):

$$C_в = \frac{1}{\mu f \cdot \rho_в} \cdot \frac{dM_в}{dt}. \quad (25)$$

С использованием изложенной методики проведены расчеты процесса вытеснения воздушного заряда в дизеле семейства АМЗ при движении поршня диаметром $D=130$ мм и ходом $S=140$ мм от НМТ к ВМТ и степени сжатия $\varepsilon=16$. Некоторые результаты расчета представлены на рис. 2.

На рис. 2,а показаны законы изменения объемов полостей «В» над вытеснителем $V_в$ и «КС» над камерой сгорания $V_{кс}$, а также скоростей их изменения $dV_в/dt$ и $dV_{кс}/dt$ от угла поворота коленчатого вала φ [град]. Как следует из рис. 2,а объем полости «В» изменяется быстрее, чем объем полости «КС» и скорость изменения объемов повторяет закон изменения скорости поршня. Объем полости «В» в ВМТ (360° п.к.в.) приближается к нулевому значению (зависит от зазора δ в ВМТ), а объем полости «КС» в ВМТ равен объему КС в поршне.

На рис. 2,б показаны законы изменения давление в полостях $p_в$ и $p_{кс}$ и площадь сечения между ними f_k . При приближении поршня к ВМТ площадь сечения между полостями снижается, давление в полостях растет.

На рис. 2,в показаны законы изменение массы газа в полостях $M_в$ и $M_{кс}$ и массового расхода газа между полостями $dM_в/dt$ (скорость изменения массы в полости «В»). Наибольшая интенсивность движения массы воздуха происходит за $10-20^\circ$ п.к.в. до ВМТ. Законы изменения плотности газа в полости «В» $\rho_в$ и скорости перетекания газа $C_в$ из полости «В» в полость «КС» показаны на рис. 2,г.

При приближении поршня к ВМТ плотность воздуха увеличивается в соответствии с изменением давления, которое для приведенного примера расчета между полостями отличается несущественно (см. рис. 2,б). Скорость достигает своего максимального значения за $2-10^\circ$ п.к.в. до ВМТ.

Представленная математическая модель может быть использована для оценки осесимметричного движение рабочей смеси от периферии к центру КС и для камер сгорания более сложной формы.

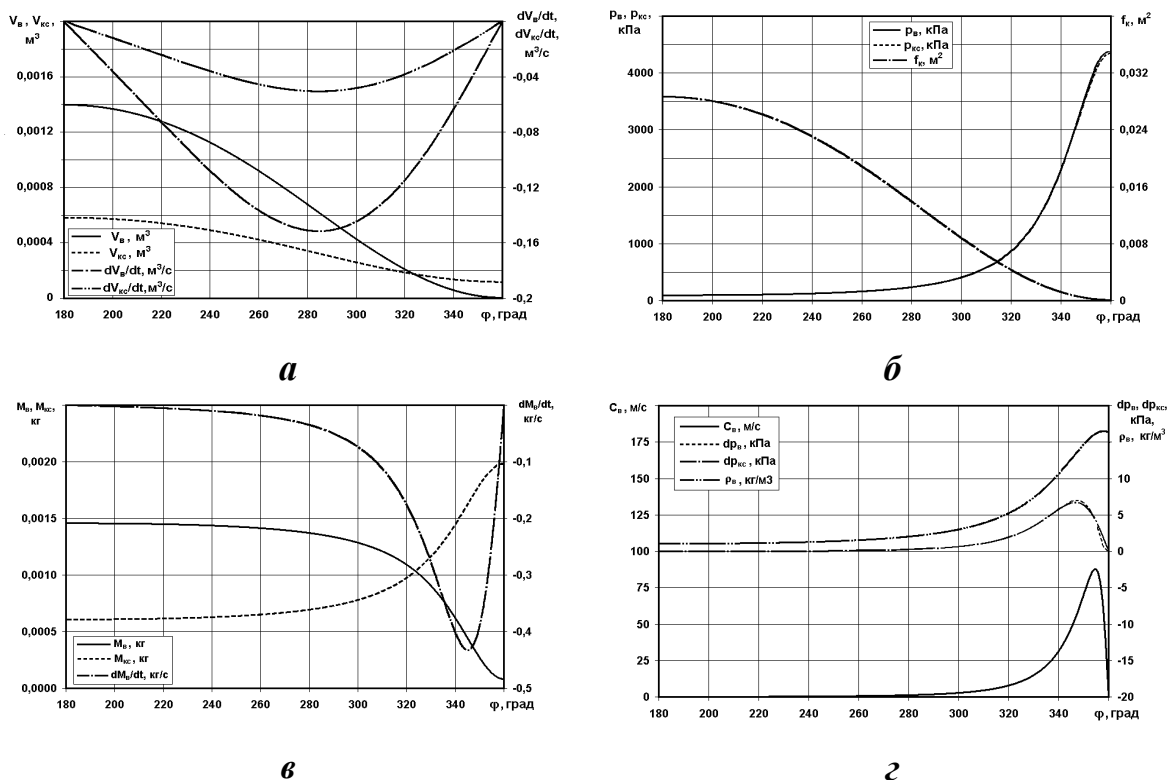


Рис. 2. Изменение параметров движения воздуха в КС типа АМЗ по углу поворота кривошипа φ : а - объемов полостей «В» и «КС»; б - давления в этих в полостях p_B и p_{KC} и площади сечения между ними f_K ; в - массы газа в полостях M_B и M_{KC} и скорость изменения массы в полости «В» dM_B/dt ; г - плотности газа в полости «В» ρ_B и скорости перетекания газа C_B из полости «В» в полость «КС».

Литература:

1. Двигатели внутреннего сгорания: Устройство и работа поршневых и комбинированных двигателей: Учебник для ВУЗов / В.П. Алексеев, В.Ф. Воронин, Л.В. Грехов и др. Под ред. А.С. Орлина, М.Г. Круглова. - М.: Машиностроение, 1990. - 288 с.
2. Вукалович М.П., Новиков И.И. Техническая термодинамика. - М.: Госэнергоиздат, 1968. - 496 с.
3. Исаев С.И. Термодинамика: 3-е издание. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2000. - 414 с.
4. Теплотехника / А.М. Архаров, А.Г. Кузнецов, В.И. Шатров и др. Под ред. А.М. Архарова, В.Н. Афанасьева: Учебник для ВУЗов. - М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. - 712 с.

УПРАВЛЕНИЕ ГАЗОДИЗЕЛЕМ

Капустин А.А., Шимченко Н.И., Дубников Д.В.

(Санкт-Петербургский государственный университет экономики и сервиса)

В последние годы активно исследуются возможности использования на мобильной технике альтернативных топлив, в частности природного газа. Особенно привлекателен перевод дизелей на газодизельный процесс с применением сжатого природного газа и постоянной добавкой (впрыском) запального заряда дизельного топлива. При годовом пробеге автомобиля 30-40 тыс. км стоимость оборудования для питания сжатым газом полностью окупается через 1,5-2 года за счет экономии только на жидком

топливе. Дополнительные затраты на переоборудование автомобиля составляют около 800 долл.

Основная проблема связана с совершенствованием управления газодизелем, т.е. системы питания газодизеля с высококачественным смесеобразованием посредством гомогенизации горючей смеси и с оптимизацией дозирования жидкого топлива и газа для получения требуемого состава смеси в каждом цикле и цилиндре. Требования к смесеобразованию вытекают из условия, что коэффициент избытка воздуха α в основном определяет состав продуктов сгорания и удельный расход топлива двигателем. При сгорании смеси с $\alpha = 1,4$ концентрация CO, CH и NO_x в отработавших газах минимальна. По мере дросселирования из-за снижения температуры сгорания и увеличения доли остаточных газов, состав топливной смеси будет постепенно приближаться к стехиометрическому.

Минимальный удельный расход топлива в бензиновых двигателях соответствует $\alpha = 1,05...1,1$, хотя термический КПД цикла растет по мере обеднения смеси. При дросселировании значения α уменьшаются, попадая в область богатых смесей. Однако увеличение мощности искры ведет к росту значений α : при факельном зажигании $\alpha = 1,4...1,6$. Следовательно, значения α , соответствующие минимальной токсичности и экономичности, сближаются.

Минимальное количество запального жидкого топлива, обеспечивающее устойчивую работу газодизеля, определяется топливной аппаратурой и системой образования газозвдушной смеси. В большинстве конвертированных двигателей оно составляет 20-25 % номинальной подачи. Но если на двигателе установить отрегулированный или специальный топливный насос для впрыска только запального жидкого топлива, то устойчивую работу двигателя можно получить при подаче 3-5 % топлива и менее.

Наиболее эффективен для газодизелей способ смешанного регулирования, заключающийся в том, что в области высоких нагрузок мощность двигателя зависит от изменения состава горючей смеси (качественное регулирование). Когда же с уменьшением нагрузки коэффициент избытка воздуха достигает значений $\alpha = 1,5...1,8$, дальнейшее изменение состава смеси прекращается и мощность в области еще меньших нагрузок регулируется количеством свежего заряда, поступающего в цилиндры двигателя (количественное регулирование). На рис. 1 отражено изменение показателей, характеризующих работу двигателя.

При разработке системы питания газодизеля ГДА (рис. 2) было решено использовать режимный корректор для регулирования подачи газозвдушной смеси и величины запальной цикловой подачи жидкого топлива. Эта система обеспечивает автоматическое согласование соотношений воздуха, газового и жидкого топлива на всех возможных режимах работы двигателя. Так как регулирование мощности связано с изменением коэффициента наполнения η_v необходимо органы управления подачей топлива поставить в зависимость от параметра, связанного с η_v , в данном случае с разрежением ΔP_K во впускной трубе за дроссельной заслонкой, от которого η_v зависит линейно.

Для подачи газового топлива за основу взято газодизельное оборудование грузового автомобиля ЗИЛ. В ТНВД подача за цикл линейно связана с перемещением рейки. Если использовать разрежение за дроссельной заслонкой так, чтобы это перемещение было пропорционально изменению ΔP_K , то и между ними возможна линейная зависимость.

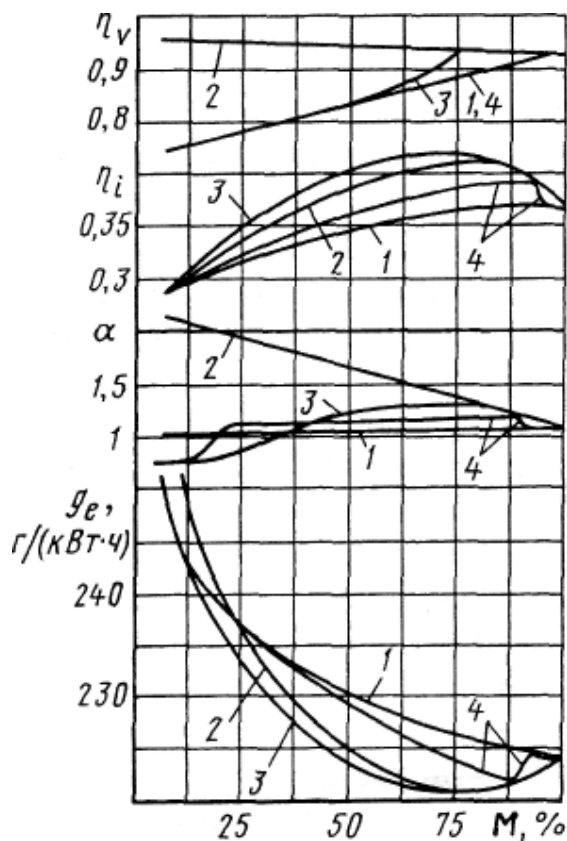


Рис. 1. Изменение коэффициента наполнения η_v , индикаторного КПД η_i , коэффициента избытка воздуха α , удельного расхода топлива g_e при различных способах регулирования:
 1 — количественном;
 2 — качественном;
 3 — смешанном оптимальном;
 4 — смешанном обогатительном.

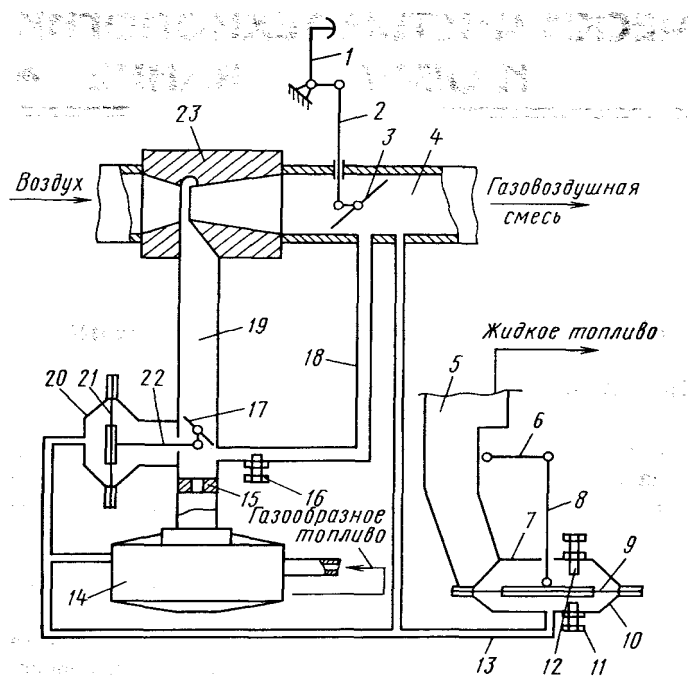


Рис. 2. Схема системы управления газодизелем

Система управления газодизелем (см. рис. 2) функционирует следующим образом. При работе двигателя на холостом ходу заслонка 3 закрыта — обеспечивается поступление воздуха для устойчивой минимальной частоты вращения коленчатого вала. Разрежение в коллекторе 4 по магистрали 13 воздействует на диафрагму 9, и шток 8 удерживает рычаг 6 в положении (установленном винтом 77) минимальной подачи жидкого топлива.

Одновременно разрежение воздействует на диафрагму 21 и шток 22 закрывает заслонку 77, прекращая поступление газообразного топлива в смеситель 23. Редуктор 14 продолжает подавать газообразное топливо, которое по магистрали 18 поступает в коллектор 4.

Предлагаемое устройство позволяет регулировать одновременную подачу жидкого и газообразного топлива и уменьшать расход первого при работе двигателя по газодизельному циклу.

Во время испытаний газодизеля определили изменение температуры выхлопных газов при работе с различными соотношениями подачи газа и дизельного топлива (для оценки теплового состояния ЦПГ) и экономию дизельного топлива при работе на природном газе (табл. 1). Выявлен основной недостаток – неравномерность распределения газовой смеси по цилиндрам. Для его устранения во внутренней полости впускного коллектора была размещена труба, внутренний диаметр которой соответствует выходному диаметру диффузора. В трубе выполнены сквозные распределительные окна, размещенные напротив каналов цилиндров (рис. 3). В табл. 2 показаны результаты этого усовершенствования.

Таблица 1. Показатели работы двигателя в режимах дизеля/газодизеля

$M_{кр}$, Н·м	Расход топлива, кг/ч	% дизельного топлива
Частота вращения 2100 мин ⁻¹		
100	9,5/1,3	100/15
300	16,0/1,2	100/7,6
500	23,5/1,3	100/5,6
700	28,8/1,2	100/4,2

Таблица 2. Показатели системы (распределительная труба отсутствует/присутствует)

$M_{кр}$	Температура в цилиндрах, °С						Расход топлива, кг/ч
	$t_{1ц}$	$t_{2ц}$	$t_{3ц}$	$t_{4ц}$	$t_{5ц}$	$t_{6ц}$	
100	790/400	330/400	300/380	320/390	300/380	290/380	1,38/1,38
300	490/490	460/480	420/480	400/470	400/470	390/470	1,41/1,41
500	510/510	460/510	430/510	410/500	410/500	400/500	1,40/1,40
700	530/530	480/530	460/520	450/510	440/510	430/510	1,40/1,40

При работе газодизеля по сравнению с дизелем значительных изменений температуры выхлопных газов не происходит, если во впускном коллекторе установлена труба-распределитель. Это позволяет считать тепловые нагрузки ЦПГ одинаковыми. При ручном управлении на стенде достигнута минимальная подача дизельного топлива 4 %. Оптимальную запальную дозу определяли исходя из условий минимального расхода жидкого топлива и снижения токсичности отработавших газов. При уменьшении расхода жидкого топлива менее 2,5 кг/ч появлялись пропуски цикловых подач по отдельным цилиндрам. В результате регулировок (табл. 3.) при расходе топлива 1,5 кг/ч с односопловыми распылителями цикловые подачи имели разброс не более 0,7 см³ на 1000 циклов при максимальной частоте вращения.

Существенное влияние величина запальной дозы топлива оказывает на температуру носка распылителя форсунки t_a . При работе с высокими нагрузками на смеси дизельного топлива и природного газа изменение запальной дозы в исследуемом диапазоне приводит к перепаду t_a на 80-100 °С.

Для ее снижения при цикловой подаче 1,5 кг/ч перед установкой форсунки в посадочные места вкладывали втулки, что позволяло ввести распылитель внутрь канала. Для оценки влияния способа регулирования газовой смеси на расход жидкого топлива были проведены сравнительные испытания систем питания газодизелей ГДА и НАМИ-КамАЗ (качественное регулирование) на двигателе КамАЗ-

740. На рис. 4 показаны скоростные характеристики последнего при работе на дизельном топливе и в газодизельном режиме.

Таблица 3. Цикловые подачи жидкого топлива по цилиндрам двигателя

Показатели	1	2	3	4	5	6	7	8	Примечание
Давление начала впрыска, МПа	18,7	18,5	18,5	18,8	18,5	18,5	18,5	18,6	Распылители с четырьмя соплами
Подача (см ³) на 1000 циклов при 1250 мин ⁻¹ :									
Полная	74	80	76	82	74	81	78	81	То же
3,3 кг/ч	5,8	5,6	6,1	5,6	5,6	6,2	5,9	6,1	
1,5	3,1	2,6	1,9	-	2,3	3,8	-	2,7	Распылит. с одним соплом 0,54 мм
1,5	3,3	3,1	3,5	2,9	2,8	3,5	2,5	3,4	

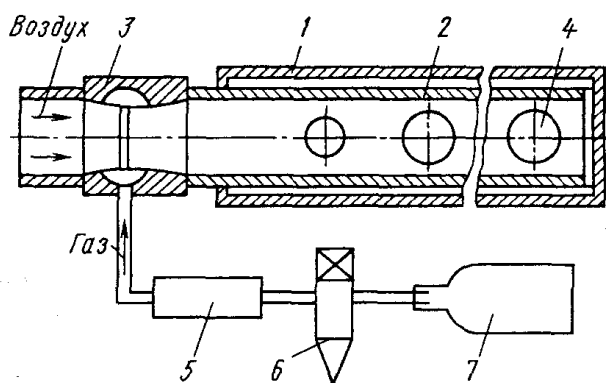


Рис. 3. Система подачи газа для газового и газожидкостного двигателя:

- 1 — впускной коллектор;
- 2 — труба;
- 3 — газовоздушный смеситель с диффузором;
- 4 — распределительные окна;
- 5 — редуктор низкого давления;
- 6 — редуктор высокого давления;
- 7 — источник газа

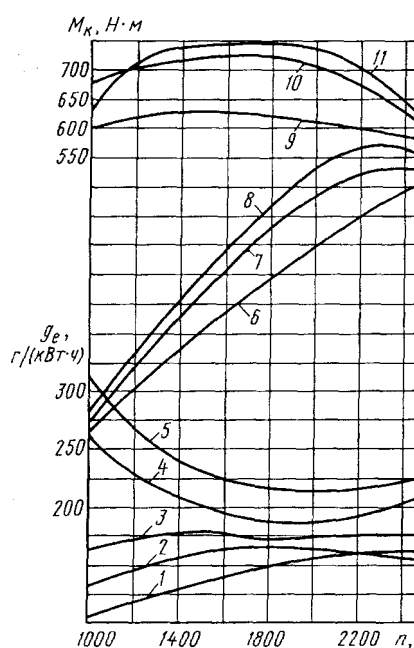


Рис. 4. Внешняя скоростная характеристика газодизеля КамАЗ-7409:

- 1-3 — запальная доза жидкого топлива; 4, 5 — удельный расход топлива;
- 6-8 — мощность;
- 9-11 — крутящий момент (n — частота вращения);
- 2, 6, 9 — с системой качественного регулирования, $G_{30} = 6,5$ кг/ч; 3; 5, 7, 10 — с системой количественного регулирования, $G_{30} = 6$ кг/ч;
- 1, 4, 8, 11 — то же, $G_{30} = 0,7...5,5$ кг/ч.

На рис. 5 представлены показатели токсичности газодизеля (при нагрузке 58 кВт и в частоте вращения 2500 мин⁻¹) и температуры отработавших газов. Наилучшие показатели по СО и СН получаются при $\theta_{впр} = 16^\circ$, но при этом возрастает содержание NO_x. Однако это говорит о совершенстве процесса сгорания, причем при запальной дозе 3 кг он более эффективен, чем при 6 кг.

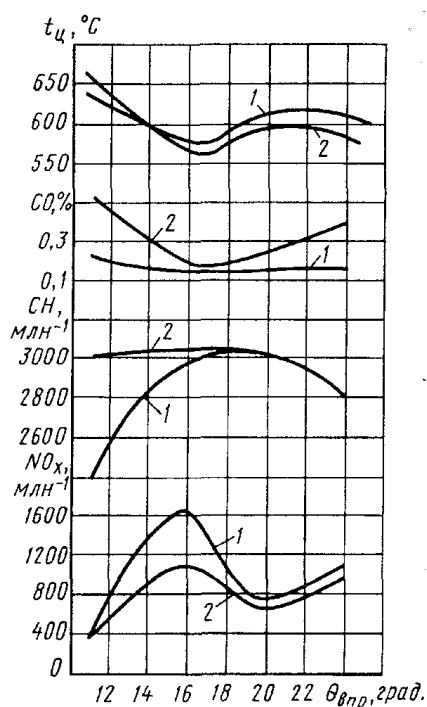


Рис.5. Зависимость токсичности отработавших газов газодизеля КамАЗ-740 от угла опережения впрыска $\theta_{впр}$ жидкого топлива при запальной дозе 3 кг/ч (1) и 6 кг/ч (2).

Полученные результаты позволяют положительно оценить целесообразность применения природного газа в качестве моторного топлива. Однако при конвертации дизеля в газодизель остаются еще значительные резервы по улучшению их экономических и экологических показателей. При стендовых моторных испытаниях газодизеля со смешанным регулированием расход дизельного топлива снижен на 95 % по сравнению с дизелем, что в 4–5 раз лучше, чем у газодизеля с качественным регулированием. Использование смешанного регулирования позволило уменьшить в 1,5 раза выбросы CH , на 20% — CO . Дымность отработавших газов газодизеля с модернизированной системой питания по сравнению с базовым вариантом

снижается в 3 раза. Экономия дизельного топлива в газодизельном режиме в сравнении с дизельным, с системой смешанного регулирования, достигает 90 %.

ВЛИЯНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ВЫГОРАНИЯ НА ПОКАЗАТЕЛИ РАБОЧЕГО ЦИКЛА ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ ЭЛЕКТРОННОЙ СИСТЕМЫ УПРАВЛЕНИЯ

Хакимов Р.Т. (Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики);

Применяемые технические средства для электронного управления двигателем внутреннего сгорания, работающего по газовому рабочему процессу, обеспечивают эффективность работы системы питания газового двигателя при смешанном регулировании. При рассмотрении различных схем электронных систем управления газовым двигателем применяются традиционные технические средства, сигнализирующие о характере протекании рабочего процесса в блок управления М-20 [3], посредством которого происходит оптимизация параметров регулирования газа и воздуха. Как известно, точное описание характера протекания рабочего процесса, в частности, процесса горения и тепловыделения в цилиндре двигателя, получить достаточно сложно. Следует отметить, что комплексные количественные значения, а также зависимости, полученные в ходе исследований, описывают характер протекания рабочего процесса, при котором можно судить об эффективности работы газового двигателя. В данном случае оно выражается поддержанием эффективного КПД на заданном уровне, при котором существенным является изменение скорости распространения фронта пламени внутри цилиндра, определяемой электронным датчиком угла ПКВ на базе разработанного дополнительного комплексного информационного канала. За основу принята электронная система управления газовым двигателем фирмы ООО «АБИТ» г. Санкт-Петербург. Разработана модернизированная схема системы электронного управления газовым двигателем (рис.1) с применением дополнительных комплексных датчиков, фиксирующих выходные значения комплексных показателей, таких как коэффициент из-

бытка воздуха (α), объем поступающей в цилиндр газовой смеси (V), частота вращения коленчатого вала двигателя (n), средняя температура за время распространения сгорания в газовой смеси (T).

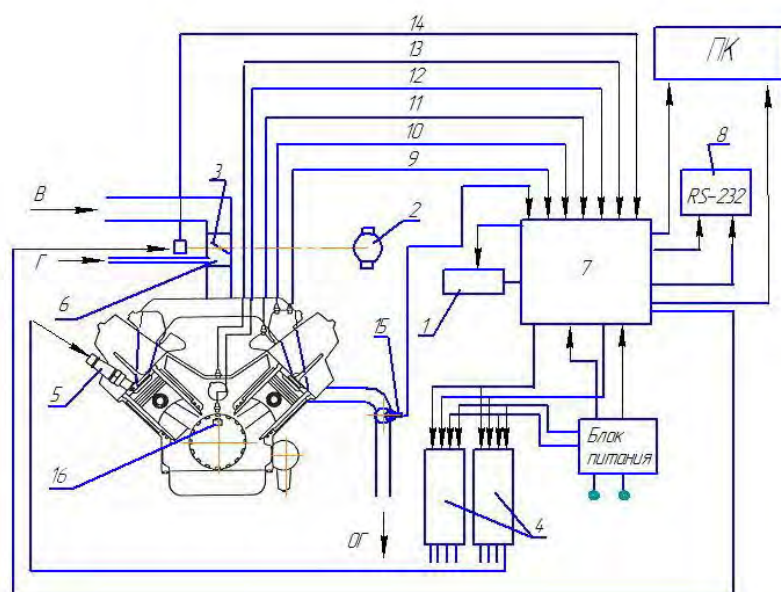


Рис. 1. Принципиальная схема системы управления газового двигателя 8ГЧ12/12: B – воздух; $Г$ – газ; $ПК$ – персональный компьютер; 1 – потенциометр, имитирующий электронную педаль акселератора; 2 – электропривод дроссельной заслонки; 3 – дроссельная заслонка; 4 – катушка зажигания; 5 – свеча зажигания; 6 – электромагнитный дозатор газа; 7 – блок электронного управления

газовым двигателем; 8 – разъем диагностический; 9 – датчик температуры на впуске; 10 – датчик абсолютного давления на впуске; 11 – датчик температуры охлаждающей жидкости; 12 – датчик угловой скорости и положения коленчатого вала; 13 – датчик углового положения распределительного вала (фазы); 14 – датчик углового положения дроссельной заслонки; 15 – кислородный датчик (λ -зонд); 16 – электронный датчик для определения угла ПКВ.

По результатам полученных комплексных показателей электронной системой производится оптимизации рабочего процесса путем регулирования соотношения газовой смеси двигателя [1]. При обработке поступающих с датчиков в аналого-цифровой преобразователь (АЦП) сигналов производится регулирование газовой смеси на различных режимах работы газового двигателя.

Для определения углового перемещения коленчатого вала использовался комплексный электронный датчик, включающий светодиоды инфракрасного спектра и приемники излучения. Каждая оптическая пара датчика, установленная на диске, соответствует определенным углам поворота коленчатого вала.

Для ввода в АЦП сигналы приводят в стандартизованный вид с использованием усилительной, преобразующей и нормирующей аппаратуры. В нормирующем преобразователе размещены блок питания датчика синхронизации, блок формирования синхроимпульса и фильтр несущей частоты тензостанции, подсоединенный к разъему БЭУ на датчик открытия клапана газового дозатора. Блок формирования синхроимпульса включает в себя собственно устройство, формирующее синхронизирующий импульс по сигналу датчика синхронизации, и устройство формирования частоты следования синхронизирующих импульсов для обеспечения режимов синхронизации.

Датчик давления газа обеспечивает нормированный выходной сигнал. Полученный от датчика синхронизации сигнал преобразуется с целью получения импульса для подачи команды в АЦП на опрос датчиков. Для регистрации и отобра-

жения информации, полученной от датчиков, использовался персональный компьютер, оснащенный аналого-цифровым преобразователем.

Электронная система управления двигателем на базе разработанной программы с использованием математической модели [2], позволяет оптимизировать рабочий процесс газового двигателя, путем определения максимальной скорости тепловыделения, выражая ее через угол ПКВ. Определяющим параметром является величина φ_2 [2], при которой достигается второй максимум скорости тепловыделения. Изменение величины φ_2 влияет на комплексные показатели рабочего цикла, показания которых фиксируются комплексными датчиками. Полученная информация в виде сигналов поступает в АЦП блока электронного управления, где выполняется считывание и обработка информации, и дальнейшая оптимизация рабочего процесса на различных режимах работы газового двигателя. Научно-технические и теоретические представления системы электронного управления по средствам информационного комплекса на основании значений показателей (α, V, n, T, P) , хорошо согласуются полученными зависимостями [1]. Зависимость показателя φ_2 от коэффициента избытка воздуха при постоянной частоте (рис. 2) вращения согласуется с теоретическим представлением о влиянии концентрации газа в смеси с окислителем – при обеднении газовой смеси происходит замедление скорости сгорания, связанное с отводом части теплоты на нагрев воздуха в зоне, не сгоревшей газовой смеси [2].

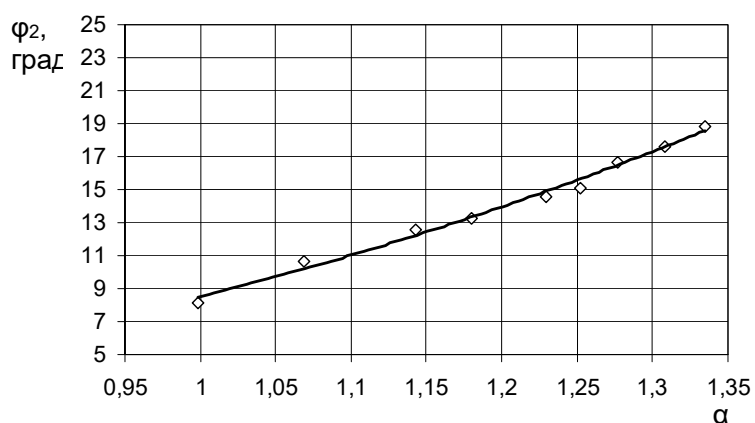


Рис. 2. Зависимость показателя φ_2 от коэффициента избытка воздуха газового двигателя 8ГЧ12/12.

Зависимость угла φ_2 от частоты вращения [1] определяется, в действительности, зависимостью коэффициента избытка воздуха от нагрузки. Тенденция роста угла выгорания топлива во второй фазе

сгорания при увеличении коэффициента избытка воздуха характерна для всех положений дроссельной заслонки. Также логичным является то, что при изменении прикрытии заслонки – значение угла φ_2 снижается. В то же время при изменении частоты вращения характер зависимости угла φ_2 от коэффициента избытка воздуха меняется. Это, по всей вероятности, связано с влиянием температурного состояния цилиндра, качеством подаваемой газовой смеси и другими факторами.

Турбулентная скорость фронта пламени

$$\bar{u}_T \approx (T)^{1,58} \cdot \alpha \cdot n \cdot \left(\frac{V}{n} \right) = (T)^{1,58} \cdot \alpha \cdot V \quad (1)$$

Зависимость угла φ_2 от турбулентной скорости распространения пламени можно представить в следующем виде:

$$\varphi_2 = \frac{l \cdot 8n}{\bar{u}_T}, \quad (2)$$

где l – расстояние от источника воспламенения до стенки камеры сгорания, n – частота вращения двигателя.

Тогда зависимость для φ_2 можно (с учетом зависимости для u_T) представить следующим образом:

$$\varphi_2 \approx (T)^{-1,58} (\alpha) \cdot (n) \cdot (V/n), \quad (3)$$

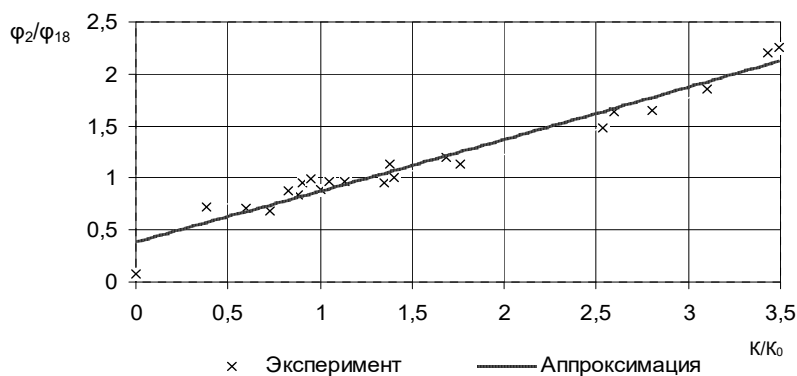


Рис. 3. Зависимость относительного угла выгорания во второй фазе сгорания от безразмерного комплекса K/K_0 .

Представлен безразмерный комплекс, включающий в себя параметры (α, T, V, n) в расчетном и исследуемом режимах.

$$\frac{\varphi_2}{\varphi_{18}} \approx \frac{((T)^{-1,58} (\alpha) (V/n))}{((T_0)^{-1,58} (\alpha_0) (V_0/n_0))} = \frac{K}{K_0}, \quad (4)$$

Определив и проанализировав (рис. 3) характер зависимости относительного угла выгорания во второй фазе сгорания от K/K_0 , прослеживается четкая линейная аппроксимирующая зависимость. Следовательно, формула для аппроксимации параметра φ_2 приобретает вид:

$$\varphi_2 = \left(0,31487 \left(\frac{T_0}{T} \right)^{1,58} \left(\frac{\alpha}{\alpha_0} \right) \left(\frac{V}{V_0} \right) \left(\frac{n_0}{n} \right) + 0,63778 \right) \varphi_{18}, \quad (5)$$

Предлагаемая математическая модель позволила провести ряд расчетов и разработать алгоритм [1] по количественной оценке влияния режимных и регулировочных факторов рабочего процесса газового двигателя 8ГЧ12/12.

Литература :

1. Николаенко А.В., Хакимов Р.Т. Математическое моделирование и расчет рабочего процесса газовой модификации дизеля // Сб. науч. тр. МНТК «Улучшение эксплуатационных показателей двигателей, тракторов и автомобилей» – Санкт-Петербург: СПбГАУ, 2006. С. 363 – 387.
2. Новичков М.Ю. Совершенствования рабочего процесса газодизеля // Автореферат диссертация на соискание ученой степени кандидата технических наук: 05.04.02 – Санкт-Петербург, 2004. – 16с.
3. Фучкин С.В., Алексеевский Д.А., Пономарев А.В., Соколов М.Г., Экономические, экологические и прочностные характеристики ДВС при работе на природном газе. // труды III МНПК «Экологическая безопасность автотранспортного комплекса» – Санкт-Петербург: МАНЭБ, 2005. С. 122 – 127.

ВЛИЯНИЕ ФОРМЫ ВНЕШНЕЙ СКОРОСТНОЙ ХАРАКТЕРИСТИКИ НА ТОКСИЧНОСТЬ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДИЗЕЛЯ В ПЕРЕХОДНЫХ ПРОЦЕССАХ

Марков В.А., Шлёнов М.И., Полухин Е. Е., Шатров В.И.

(МГТУ им. Н.Э. Баумана),

Поздняков Е.Ф. (ОАО «НЗТА»),

Фурман В.В. (ППП «Дизельавтоматика», г. Саратов)

Одним из эффективных методов снижения токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей является оптимизация формы внешней скоростной характеристики

(BCX). Проблемам формирования BCX в транспортных дизелях посвящено ряд исследований [1,2,3], однако в них недостаточное внимание уделено влиянию формы BCX на токсичность ОГ.

BCX ограничивает максимальную подачу топлива в эксплуатационном диапазоне скоростных режимов. При этом на участке коррекции подача топлива ограничивается заданными мощностными показателями, а на участке отрицательной коррекции – допустимым уровнем дымности ОГ [4].

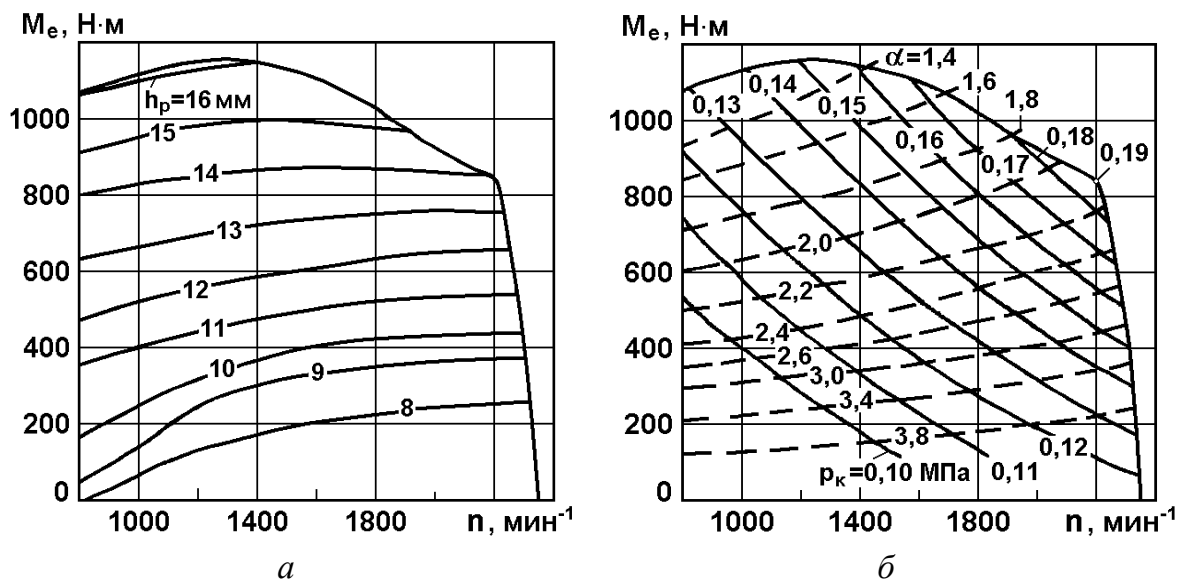


Рис. 1. Многопараметровые характеристики дизеля типа КамАЗ-740:
а - положения h_p рейки ТНВД; б - давления наддува p_k и коэффициента избытка воздуха α .

Наибольшее влияние на токсичность ОГ оказывает участок отрицательной коррекции BCX, характеризующийся наименьшими значениями коэффициента избытка воздуха α (рис.1) [5]. Поэтому на этом участке целесообразно уменьшать подачу топлива при снижении частоты вращения дизеля. При этом диапазон корректирования топливоподачи на участке отрицательной коррекции определяется коэффициентом корректирования $K_{Me\text{ отр}} = M_{e\text{ n min}} / M_{e\text{ ном}}$.

Форма BCX оказывает значительное влияние на динамические качества дизеля, показатели топливной экономичности, дымности и токсичность ОГ дизеля. Это обусловлено тем, что в переходных процессах наброса нагрузки и разгона дизеля форма этой характеристики определяет закон изменения подачи топлива, и, как следствие, интенсивность изменения параметров дизеля в переходном процессе.

Оценка влияния формы BCX на показатели токсичности ОГ дизеля в переходных процессах проведена с использованием разработанной математической модели системы автоматического регулирования (САР) комбинированного двигателя. В разработанной модели дифференциальные уравнения наиболее значимых элементов дизеля с турбонаддувом используются в следующем виде [4,5]:

- поршневой части двигателя

$$J_d d\omega_d / dt = M_d - M_c ; \quad (1)$$

- турбокомпрессор

$$J_T d\omega_T / dt = M_T - M_K ; \quad (2)$$

- впускной трубопровод

$$[V_{вп} / (R_B T_K)] dp_K / dt = G_K - G_d ; \quad (3)$$

- выпускной трубопровод
 $[V_{\text{вып}} / (R_{\text{г}} T_{\text{г}})] dp_{\text{т}} / dt = G_{\text{г}} - G_{\text{т}},$

(4)

где $J_{\text{д}}$ и $J_{\text{т}}$ – моменты инерции валов дизеля с потребителем и турбокомпрессора соответственно; $\omega_{\text{д}}$ и $\omega_{\text{т}}$ – частоты вращения валов дизеля и турбокомпрессора; $M_{\text{д}}$, $M_{\text{с}}$, $M_{\text{т}}$, $M_{\text{к}}$ – моменты: крутящий (эффективный) дизеля, сопротивления потребителя, развиваемый турбиной, потребляемый компрессором; $V_{\text{вп}}$ и $V_{\text{вып}}$ – объемы впускного и выпускного трубопроводов; $p_{\text{к}}$ и $p_{\text{т}}$ – давления наддувочного воздуха на выходе из компрессора и ОГ на входе в турбину; $R_{\text{в}}$ и $R_{\text{г}}$ – газовые постоянные наддувочного воздуха и ОГ; $T_{\text{в}}$ и $T_{\text{г}}$ – температуры наддувочного воздуха и ОГ; $G_{\text{д}}$, $G_{\text{к}}$, $G_{\text{г}}$, $G_{\text{т}}$ – расходы воздуха через двигатель и компрессор, газов через двигатель и турбину соответственно. Момент сопротивления потребителя определялся в виде [6]

$$M_{\text{с}} = k_{\text{N}} \cdot \omega_{\text{д}}^2.$$

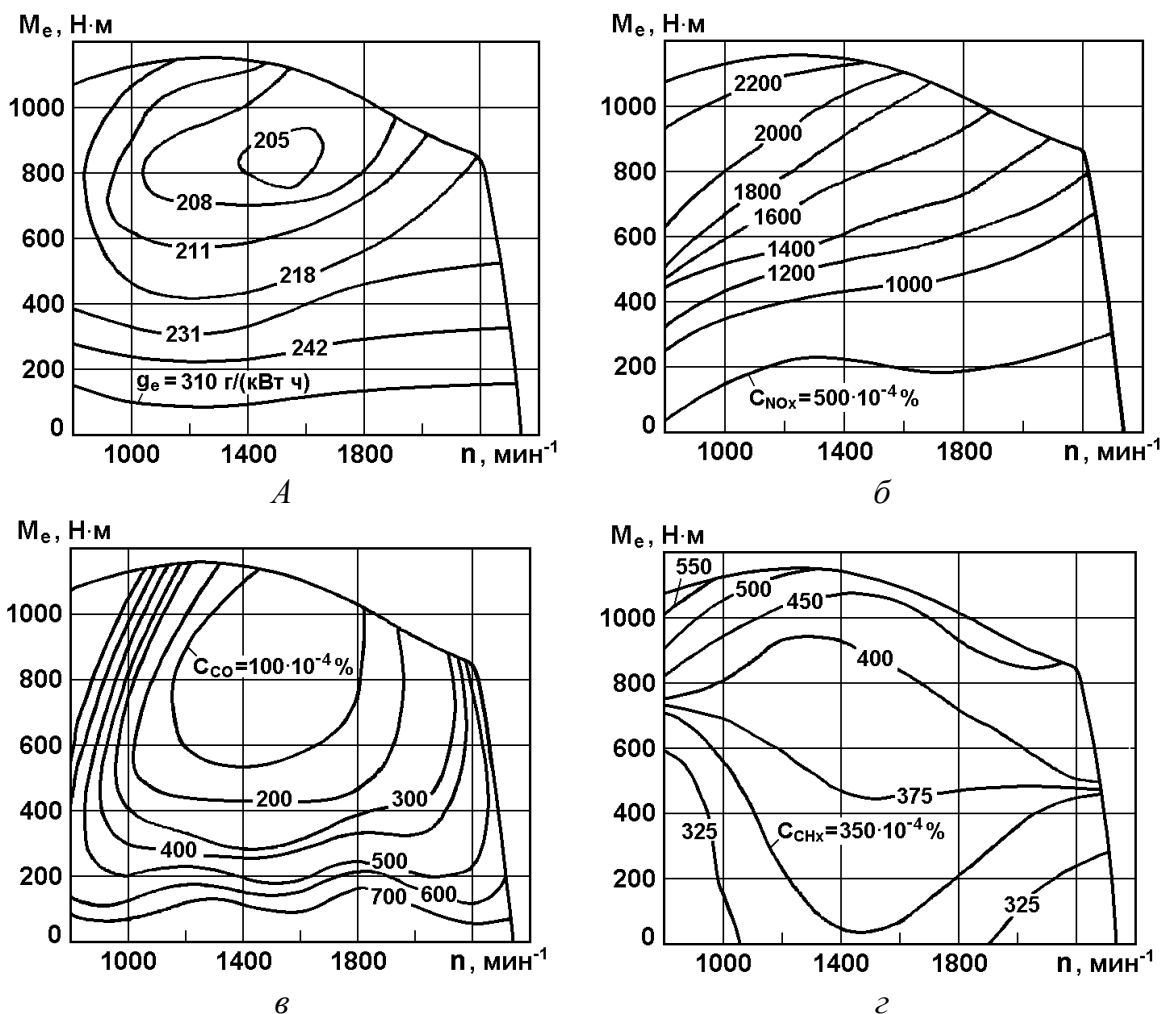


Рис. 2. Многопараметровые характеристики дизеля типа КамАЗ-740: *а* - удельного эффективного расхода топлива g_e ; *б* - содержания в ОГ оксидов азота C_{NOx} ; *в* - содержания в ОГ монооксида углерода C_{CO} ; *г* - содержания в ОГ несгоревших углеводородов C_{SHx} .

При расчетных исследованиях использованы функциональные зависимости для концентраций в ОГ оксидов азота, монооксида углерода, углеводородов и дымности ОГ:

$$\begin{aligned} C_{\text{NOx}} &= f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}); & C_{\text{CO}} &= f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}); \\ C_{\text{SHx}} &= f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}); & K_{\text{x}} &= f(\omega_{\text{д}}, h_{\text{р}}, p_{\text{к}}). \end{aligned}$$

Для определения этих функциональных зависимостей, а также функциональных зависимостей для параметров, входящих в правые части уравнений (1)...(4) исследуемого дизеля типа КамаАЗ-740 была разработана программа аппроксимации экспериментальных данных полиномиальными зависимостями, написанная на языке FORTRAN и использующая метод наименьших квадратов. Программа рассчитывает коэффициенты полинома, аппроксимирующего заданный массив исходных точек. Этот массив точек определялся с использованием экспериментальных данных по дизелю типа КамаАЗ-740, представленных на рис. 1 и 2 [4].

Требуемая точность аппроксимации экспериментальных данных достигалась подбором степени полиномов. В частности, для описания функциональной зависимости момента двигателя M_e выбран полином второго порядка, а для описания функциональной зависимости расхода газов через двигатель G_r – полином третьего порядка:

$$M_d(\omega_d, p_k, h_p) = -990,89 + 2,2746 \omega_d + 5902,6 p_k + 49493,0 h_p - 2,8145 \omega_d p_k - 241,14 \omega_d h_p + 592430,0 p_k h_p + 0,0014412 \omega_d^2 - 34605,0 p_k^2 + 95432,0 h_p^2;$$

$$G_r(\omega_d, p_r, p_k) = -120,79 + 4,8654 \omega_d - 6197,0 p_r + 3053,4 p_k + 209,37 \omega_d p_r - 300,07 \omega_d p_k - 79330,0 p_r p_k + 0,022399 \omega_d^2 - 26051,0 p_r^2 + 202690,0 p_k^2 + 2293,0 \omega_d p_r p_k + 0,0000014475 \omega_d^3 - 1131500,0 p_r^3 + 1089900,0 p_k^3 + 0,84965 \omega_d^2 p_r - 1,0031 \omega_d^2 p_k - 2952,6 \omega_d p_r^2 + 6329900,0 p_r^2 p_k + 1230,4 \omega_d p_k^2 - 6734000,0 p_r p_k^2.$$

Верификация результатов расчетов, полученных с помощью данной программы, проводилась в программе MathCad. На рис. 3 приведены результаты аппроксимации полиномов M_e и G_r , визуализированные в программе MathCad.

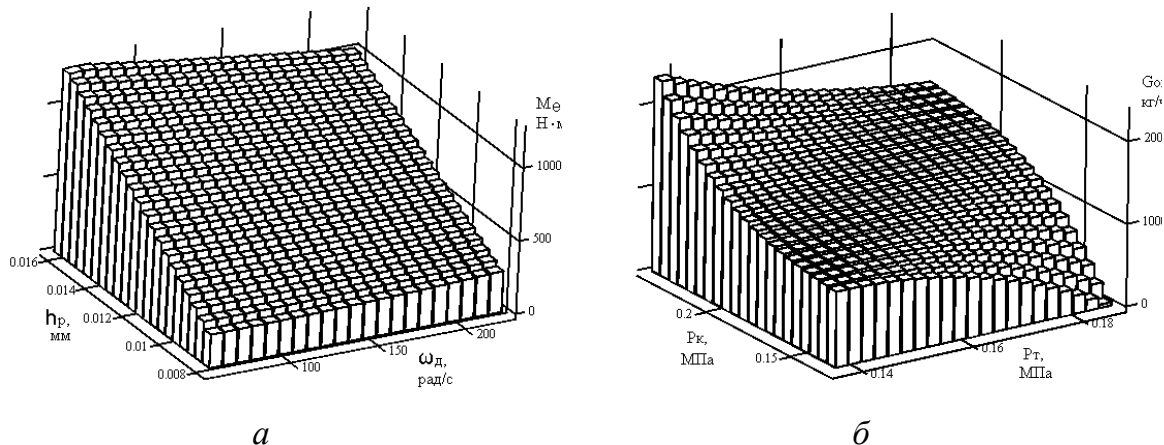


Рис. 3. Аппроксимация статических характеристик дизеля типа КамаАЗ-740: а – зависимость крутящего момента двигателя M_e от его частоты вращения ω_d и положения рейки топливного насоса h_p при давлении наддува $p_k=0,15$ МПа; б – зависимость расхода ОГ $G_{ог}$ дизеля от его частоты вращения ω_d и давления наддува p_k при частоте вращения $\omega_d=230,3$ с⁻¹.

Математическая модель включает модель электронного регулятора частоты вращения, вырабатывающего управляющее воздействие вида:

$$U_{упр \omega} = k_P \Delta \omega_d + k_I \int \Delta \omega_d dt + k_D d\Delta \omega_d / dt,$$

где k_P , k_I , k_D – коэффициенты ПИД-закона регулирования; $\Delta \omega_d = \omega_{д ном} - \omega_d$ – ошибка регулирования; $\omega_{д ном} = 230,3$ с⁻¹ – номинальное значение частоты вращения, ω_d – ее текущее значение.

Исполнительный механизм (ИМ) регулятора описан уравнением

$$T_{\text{им}} \frac{dh_p}{dt} + h_p = k_{\text{им}} U_{\text{упр}} \omega,$$

где $T_{\text{им}}$ – постоянная времени ИМ; $k_{\text{им}}$ – его коэффициент усиления.

Для расчета переходных процессов была разработана программа, написанная на языке FORTRAN и позволяющая решать описанную систему дифференциальных уравнений САР.

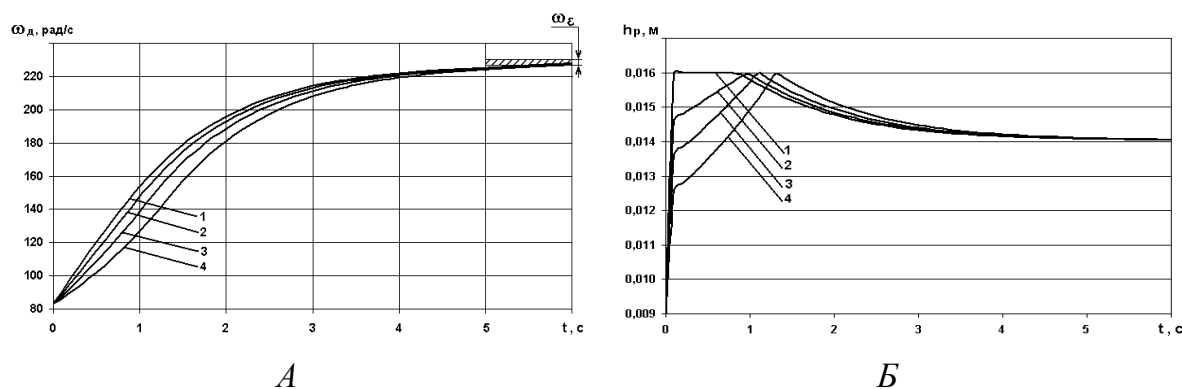


Рис. 4. Изменение параметров дизеля типа КамАЗ-740 в переходном процессе его разгона: а - частоты вращения дизеля ω_d ; б - положения дозирующей рейки ТНВД h_p ; 1-4 – варианты наклона участка отрицательной коррекции.

С использованием разработанных моделей проведено исследование влияния формы ВСХ на показатели дизеля типа КамАЗ-740 в переходном процессе разгона с режима с $h_p=9,5$ мм при $n=800$ мин⁻¹ на режим с $h_p=14,0$ мм при $n=2200$ мин⁻¹. При расчетных исследованиях оценивалось влияние наклона участка отрицательной коррекции ВСХ (коэффициента корректирования $K_{\text{Ме отр}} = M_{e \text{ п min}} / M_{e \text{ ном}}$) на динамические качества дизеля, показатели дымности и токсичность ОГ дизеля.

Исследовались четыре варианта наклона участка отрицательной коррекции, в каждом из которых на режиме максимального крутящего момента при $n=1400$ мин⁻¹ рейка ТНВД занимала положение $h_p=16$ мм, а на минимальном скоростном режиме при $n=800$ мин⁻¹ максимальное положение рейки составляло:

1. $h_p=16,0$ мм ($K_{\text{Ме отр}}=1050/850=1,24$);
2. $h_p=14,6$ мм ($K_{\text{Ме отр}}=850/850=1,00$);
3. $h_p=13,6$ мм ($K_{\text{Ме отр}}=700/850=0,83$);
4. $h_p=12,6$ мм ($K_{\text{Ме отр}}=550/850=0,65$).

Результаты расчетов переходного процесса разгона дизеля КамАЗ-740, представленные на рис. 4 и 5, свидетельствуют о том, что при изменении наклона участка отрицательной коррекции, соответствующее изменению коэффициента $K_{\text{Ме отр}}$ от 1,24 до 0,65, не приводит к существенному изменению динамических качеств дизеля. Во всех четырех исследованных случаях время переходного процесса разгона дизеля составило $t_{\text{п}}=6$ с при допустимой нестабильности частоты вращения $\omega_{\varepsilon}=1,5$ %.

В то же время, наклон участка отрицательной коррекции ВСХ оказывает заметное влияние на показатели токсичности ОГ (см. рис. 5). От наклона участка отрицательной коррекции в наибольшей степени зависит дымность ОГ K_x . Так, при изменении коэффициента $K_{\text{Ме отр}}$ от 1,24 до 0,65 максимальная дымность ОГ в переходном процессе снижается с 60 до 36 % по шкале Хартриджа.

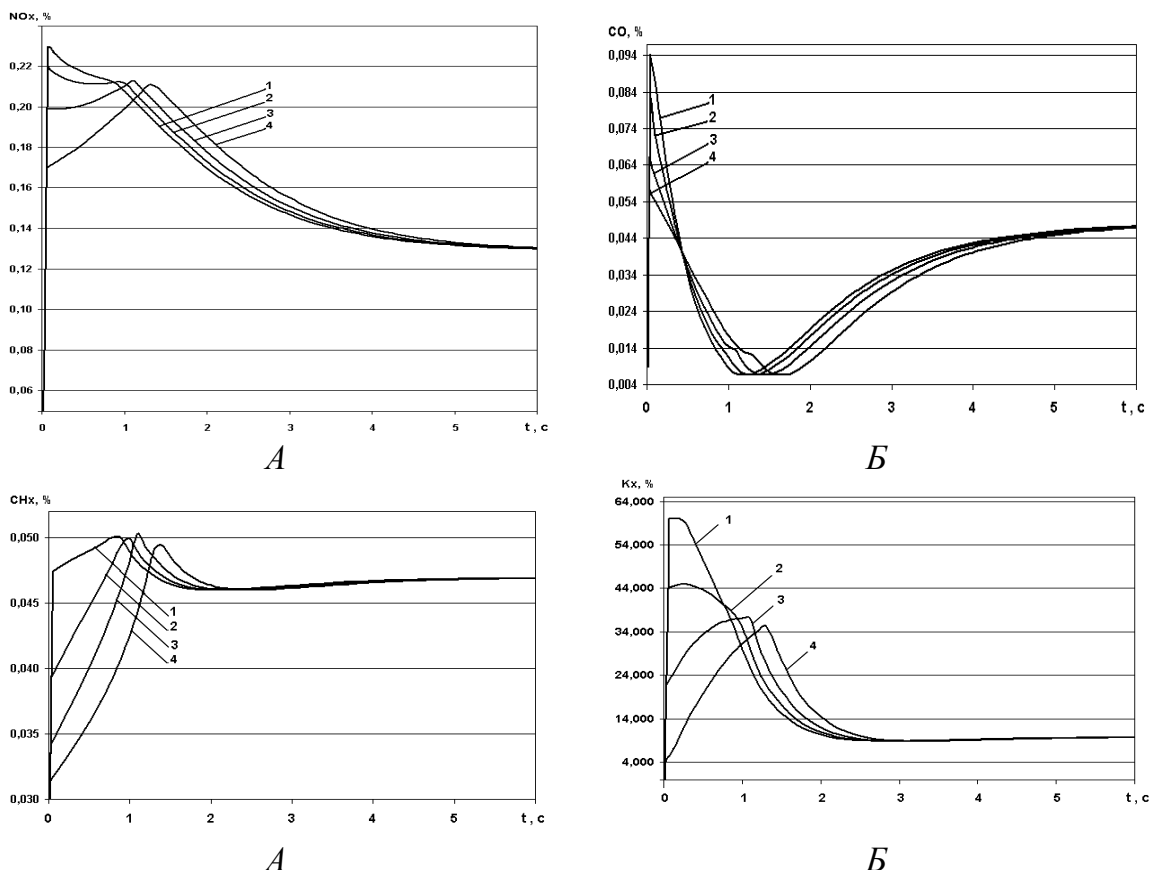


Рис. 5. Изменение параметров дизеля типа КамАЗ-740 в переходном процессе его разгона: *а* - содержания в ОГ оксидов азота C_{NO_x} ; *б* - содержания в ОГ моноксида углерода C_{CO} ; *в* - содержания в ОГ несгоревших углеводородов C_{CH_x} ; *г* - дымности ОГ K_x ; 1-4 - варианты наклона участка отрицательной коррекции.

Расчеты показали, что наиболее предпочтительных является формирование участка отрицательной коррекции ВСХ с наклоном, соответствующим значению коэффициента $K_{Me\text{ отр}}=0,65$. Увеличение этого коэффициента (увеличение подачи топлива на участке отрицательной коррекции), не приводя к заметному улучшению динамических качеств, приводит к значительному увеличению выбросов токсичных компонентов ОГ в переходном процессе. Наклон участка отрицательной коррекции необходимо выбирать с учетом обеспечения компромисса между требуемыми динамическими качествами дизеля и его экологическими показателями.

Литература:

1. Крутов В.И., Леонов И.В., Шатров В.И. Формирование внешней скоростной характеристики дизелей автотракторного и транспортного назначения с помощью корректоров // Двигателестроение. - 1989. - № 4. - С.27-30.
2. Хрящев Ю.Е., Слабов Е.П., Матросов Л.В. Об управлении внешней скоростной характеристикой дизеля // Автомобильная промышленность. - 1999. - № 11. - С. 7-10.
3. Остапенко Г.И., Долганов К.Е. Определение формы внешней скоростной характеристики по заданному пределу дымности отработавших газов автотракторного дизеля с турбонаддувом // Двигателестроение. - 1984. - № 10. - С. 8-11.
4. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. - М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2004. - 344 с.
5. Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателями внутреннего сгорания. - М.: Машиностроение, 1989. - 416 с.

6. Крутов В.И. Двигатель внутреннего сгорания как регулируемый объект. - М.: Машиностроение, 1978. - 472 с.

СПОСОБ ХОЛОДНОГО ПУСКА ПОРШНЕВОГО ДВИГАТЕЛЯ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Борисов А.О.

(Уфимский государственный авиационный технический университет)

Проблема улучшения пусковых качеств двигателей с воспламенением от сжатия продолжает оставаться актуальной, поскольку решается она сегодня использованием дополнительных агрегатов и посторонних источников энергии. Кроме того, возможное применение спирта в качестве альтернативного топлива, при всех его достоинствах, дополнительно обостряет эту проблему.

С другой стороны, современный уровень развития двигателестроения характеризуется расширением перечня регулирующих воздействий, что дает потенциальную техническую возможность использования ранее нереализуемых физических эффектов.

Рассмотрим возможность использования энергии внешней среды для повышения температуры воздуха (свежего заряда) в процессе впуска. Известен эффект повышения температуры газа при его нестационарном втекании из окружающей среды в емкость [1]. Если емкость перед процессом впуска вакуумирована, теплоизолирована от окружающей среды и стенки ее неподвижны, то достигается максимально возможное повышение температуры газа в конце впуска T_a по отношению к температуре окружающей среды T_o :

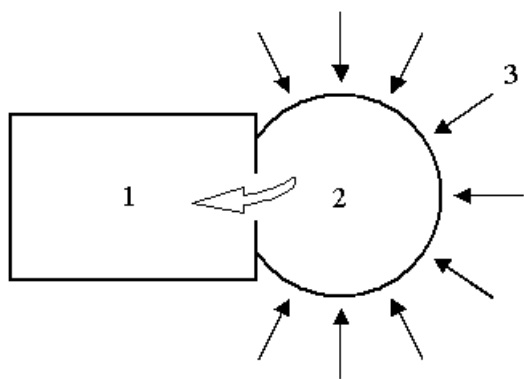


Рис. 1. Схема наполнения емкости из окружающей среды: 1- емкость, 2- объем газа, втекающий в емкость из окружающей среды, 3-давление окружающей среды.

$$T_a = \frac{c_p}{c_v} T_o = k \cdot T_o,$$

где: c_p и c_v — теплоемкости газа при постоянном давлении и при постоянном объеме, соответственно, k — показатель адиабаты.

Например, при температуре окружающей среды 253 К (-20 °С) температура поступившего в емкость воздуха возрастет примерно на 100 К и будет равна приблизительно 354 К (81 °С). В связи с существенным подогревом воздуха, представляет практический интерес исследование возможности воспроизведения данного эффекта в процессе впуска в поршневом двигателе внутрен-

него сгорания для улучшения его пусковых качеств.

Для полного проявления этого эффекта необходимо выполнение следующих условий:

- отсутствие впускного канала (нулевая длина трубопровода);
- создание вакуума перед открытием впускного окна или клапана;

Однако, в условиях реального двигателя, невозможно воспроизвести идеальную картину явления (невозможность достижения полного вакуума в камере, ее негерметичность, теплообмен, наличие впускного канала и т.д.) [2]. Поэтому пред-

ставляет практический интерес установление соотношения конструктивных и режимных параметров двигателя, при котором достигается максимальная степень повышения температуры в конце впуска.

В двигателе внутреннего сгорания впускная система характеризуется тремя основными параметрами: длиной и диаметром канала и средней площадью сечения впускного клапана, которая пропорциональна ходу и диаметру клапана. Обобщённое уравнение, характеризующее рассматриваемый процесс, можно представить следующим образом:

$$\frac{T_a}{T_o} = F(\varphi_{овп}, \varphi_{звп}, F_{кр}, d_{вп}, l_{вп}, d_{ц}, h_{п}, f_{ц}, \varepsilon)$$

где: T_o – температура окружающей среды; T_a – температура в конце процесса впуска; $\varphi_{овп}$; $\varphi_{звп}$ – углы открытия и закрытия впускного клапана; $F_{кр}$ – среднее сечение клапана; $d_{вп}$ и $l_{вп}$ – диаметр и длина впускной трубы; $d_{ц}$ – диаметр цилиндра; $h_{п}$ – ход поршня; $f_{ц}$ – частота циклов двигателя; ε – степень сжатия.

Для рассматриваемой задачи логично большинство конструктивных и режимных параметров скомбинировать в виде известных критериев подобия:

Струхала - характеризующего отношение собственных колебаний столба воздуха во впускном канале, к частоте вынужденных:

$$Sh_{вп} = \frac{l_{вп} \cdot f_{ц}}{a_o};$$

числа Маха в клапане, характеризующего отношение средней скорости течения газа через впускной клапан к скорости звука окружающей среды:

$$M_K = \frac{1}{\psi} \cdot \frac{V_h \cdot f_{ц}}{F_{кр} \cdot a_o};$$

где $\psi = f(\varphi_{овп}; \varphi_{звп})$ – относительная длительность фазы впуска; $V_h = f(d_{ц}; h_{п})$ – рабочий объем цилиндра;

числа Маха в трубе, характеризующего отношение средней скорости течения газа во впускном патрубке к скорости звука окружающей среды:

$$M_T = \frac{1}{\psi} \cdot \frac{V_h \cdot f_{ц}}{F_{вп} \cdot a_o};$$

после чего обобщенное уравнение представляется в виде:

$$\frac{T_a}{T_o} = F(Sh_{вп}, M_K, M_T).$$

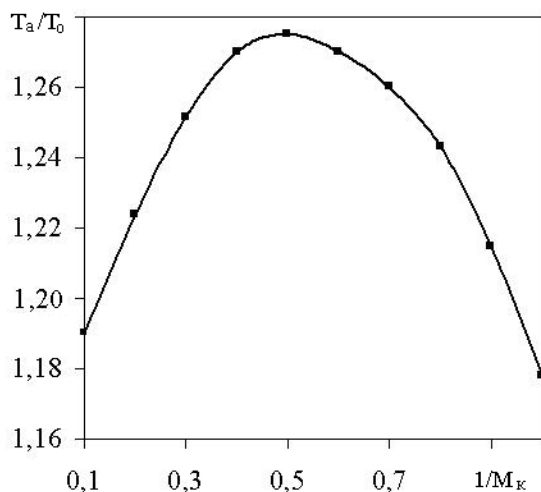


Рис. 2. Относительное повышение температуры при впуске в зависимости от величины $1/M_K$.

Решение задачи производилось методом численного эксперимента с помощью системы имитационного моделирования, модули которой позволяют моделировать нестационарный характер газообмена в двигателе.

Результаты численного моделирования в безразмерном виде представлены ниже. На рис. 2 приведена величина относительного повышения температуры воздуха в конце процесса впуска в зависимости от обратной величины

числа Маха в клапане, на рис.3 – то же в зависимости от обратной величины числа Маха в трубе и на рис. 4 – в зависимости от величины критерия Струхала.

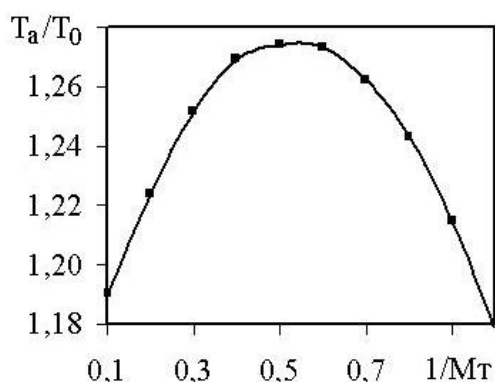


Рис. 3. Относительное повышение температуры при впуске в зависимости от величины $1/M_T$.

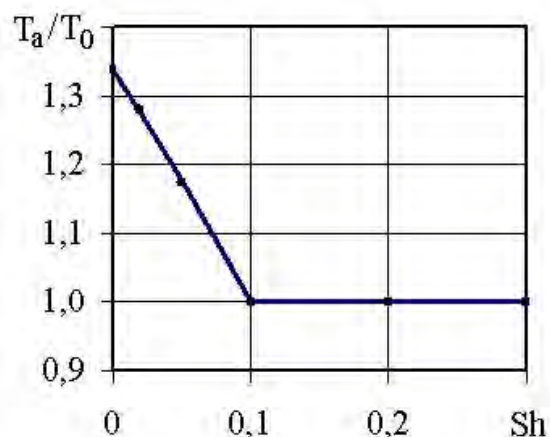


Рис. 4. Относительное повышение температуры при впуске в зависимости от величины Sh .

Эти графики позволяют установить взаимное влияние конструктивных параметров впускной системы и режима работы двигателя на относительное повышение температуры при впуске. Для максимального значения значения комплекса $1/M_k = 0,58$, а комплекса $1/M_T = 0,57$.

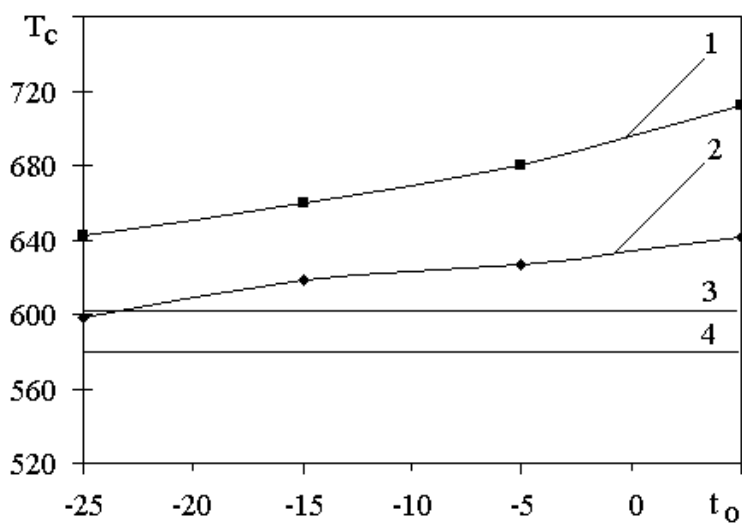


Рис. 5. Результаты проявления эффекта при пуске двигателя В-58: 1, 2-температуры конца сжатия при степенях сжатия 20 и 14, 3, 4-температуры конца сжатия, необходимые для запуска двигателя на спирте и дизельном топливе.

На рис. 5 представлены зависимости температур конца сжатия T_c для многотопливного дизеля типа В-58 (модификация дизеля В-2) при отрицательных температурах окружающей среды, характерных для запуска.

Расчеты были произведены с учетом всех конструктивных особенностей газовоздушного тракта двигателя, с учетом теплообмена для характерных значений степеней сжатия $\epsilon=14$ и $\epsilon=20$. Данные результаты показывают, что за счет даже частичного (неидеального) воспроизведения рассмотренного эффекта, воз-

можно достижение требуемой для воспламенения спирта температуры воздуха в конце сжатия при температуре окружающей среды $\sim -20^\circ \text{C}$ при $\epsilon=14$. Для двигателя без снижения степени сжатия ($\epsilon=20$) существует еще более значительный резерв снижения температуры запуска (дальнейшие расчеты не проводились).

Результаты моделирования показывают, что для практической реализации способа (усиления эффекта) необходимо обеспечить:

1 максимально возможную степень сжатия и открытие впускного клапана при нахождении поршня в нижней мертвой точке, что дает возможность увеличить степень разрежения.

2 достаточно короткий индивидуальный впускной патрубок.

Эти мероприятия на современных двигателях уже решены (регуляторы фаз газораспределения), либо могут быть решены доработкой конструкции газовоздушного тракта (дополнительные заслонки вблизи впускных клапанов).

Таким образом, в статье обоснована возможность воспроизведения эффекта повышения температуры в процессе впуска в двигатель, как с теоретической точки зрения, так и со стороны ее практической реализации без внесения существенных изменений в конструкцию современного поршневого двигателя.

Литература:

1. Рудой Б.П. Прикладная нестационарная гидрогазодинамика: Учебное пособие / Уфа; Изд-во УАИ, 1988. -184 с.
2. Способ холодного пуска двигателя внутреннего сгорания поршневого типа. Патент РФ на изобретение № 2290530, опубл. 27.12.2006. Бюл. № 36.

5. ПРИМЕНЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

СРАВНЕНИЕ ЭКОНОМИЧЕСКИХ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА БИОДИЗЕЛЬНЫХ ТОПЛИВАХ РАЗНЫХ СОРТОВ

Семёнов В. Г. (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»)

Васильев И. П.

(Востоchnоукраинский национальный университет им. В. Даля, г. Луганск).

Усиление парникового эффекта на Земном шаре остро ставит проблему рационального получения и использования топлив. Использование топлив растительного происхождения частично решает эту проблему, поскольку CO₂, образовавшийся во время сгорания в цилиндре двигателя поглощается растениями на полях. К топливам растительного происхождения относят биодизельное топливо, растительные масла, спирты, получаемые из растительного сырья и биомассы, а также любые вещества растительного происхождения, которые могут сгорать в цилиндрах двигателей. В настоящее время наиболее широкое применение находит биодизельное топливо, которое может использоваться в существующих дизелях. В странах СНГ появилось большое количество производителей биодизельного топлива, но, из-за отсутствия стандарта на биодизельное топливо возникает проблема его качества. Низкокачественное топливо может приводить к нарушению работы двигателя и к сокращению времени нормальной эксплуатации.

В Европе в качестве топлив растительного происхождения для дизельных двигателей широко используется биодизельное топливо [1]. Из-за повышения стоимости нефтяного дизельного топлива интенсивно налаживается производство этого топлива и в Украине [2]. Возрастает интерес к этим топливам в России [3]. Переход на топлива растительного происхождения с более высокой вязкостью позволит продлить срок работы этих двигателей даже в условиях запредельного износа плунжерных пар топливного насоса высокого давления [4].

Обычно испытания топлив растительного происхождения проводят на двигателях различных типов, на отличающихся режимах, с использованием различной измерительной аппаратурой, что затрудняет объективное сравнение характеристик этих топлив. Поэтому целью данных исследований являлось сравнение характеристик и показателей двигателя при работе на дизельном топливе, биодизельных топливах и на смеси соевого масла (СМ) с дизельным топливом (ДТ) в соотношении 30:70. При этом для последних испытаний использовалось соевое масло, которое служило сырьем для получения биодизельного топлива.

Объектом исследования являлся дизельный двухцилиндровый четырехтактный вихрекамерный двигатель типа 2Ч8,5/11 со штифтовым распылителем РШ 6×2×25 с давлением предварительной затяжки иглы форсунки 14,5 МПа, степенью сжатия 17, объемом вихревой камеры с соединительным каналом 27 см³ (схема вихревой камеры приведена на рис.1), углом опережения впрыскивания топлива $\Theta = 18^\circ$ поворота коленчатого вала (п. к. в.) до ВМТ.

Испытания всех исследуемых топлив проводились в одном испытательном цикле, при исследованиях работы на одном цилиндре. Описание испытательного стенда приведено в работе [5]. Учитывая, что в большинстве случаев двигатели автотракторного назначения работают не на номинальном режиме, для испытаний был выбран частичный режим с частотой вращения коленчатого вала $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ при мощности двигателя $N_e=1,94 \text{ кВт}$. Результаты испытаний подвергались статистической обработке с оценкой отличий с вероятностью 0,95.

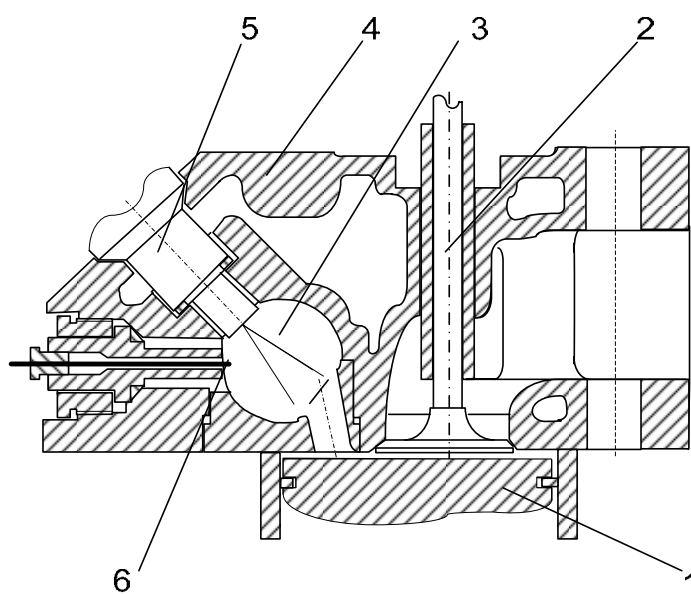


Рис. 1. Схема камеры сгорания дизеля Ч 8,5/11: 1 - поршень; 2 - клапан; 3 - вихревая камера сгорания; 4 - головка; 5 - форсунка; 6 - термомопа.

Испытывались биодизельные топлива следующих производителей: ННЦ «Институт механизации и электрификации сельского хозяйства», Киевская обл., п.г.т. Глеваха; завод по приготовлению биодизеля, г. Херсон; ЧП «ЛК Экспорт Импорт», Солоницевка, г.

Харьков; агрофирма «Заря», Луганская обл., Белокуракинский р-н.; ЧП «Химпоставщик», Луганская обл., г. Северодонецк; ООО «Биодизель-Луганск». Это были метиловые эфиры подсолнечного (МЕПМ), рапсового (МЕРМ) и соевого (МЕСМ) масел и смесь (СМ:ДТ-30:70).

Характеристики исследуемых топлив приведены в табл. 1.

Анализ характеристик биодизельных топлив по температуре вспышки в закрытом тигле говорит о том, что только одно топливо удовлетворяет требованиям стандарта европейского стандарта EN 14214:2003 на метиловые эфиры жирных кислот для дизельных двигателей (по стандарту эта величина должна превышать 120°С).

Таблица 1. Характеристики исследуемых топлив.

№№	Топливо	Плотность ρ_{20} , кг/м ³	Вязкость ν_{20} , мм ² /с	Т-ра вспышки в за- крытом тигле, °С
1	ДТ «Л»	844	5,3	78
2	МЕСМ-1	886	7,9	173
3	МЕСМ-2	882	6,9	33
4	МЕРМ	881	6,4	36
5	МЕПМ-1	885	8	29
6	МЕПМ-2	888	9,6	60
7	МЕПМ-3	891	11,2	40
8	СМ:ДТ-30:70	862	9,5	84

По стандартам стран СНГ плотность топлив определяются при температуре 20° С, а по европейскому стандарту EN 14214:2003 – при температуре 15°С, что требует корректировки используемых значений плотности топлива [6].

Основной целью проводимых исследований является получение биодизельного топлива высокого качества. Таким критерием можно считать КПД двигателя при работе на соответствующем биодизельном топливе. Чем лучше качество биодизельного топлива, тем выше КПД. Учитывая, что за рубежом используется биодизельное топливо, соответствующее европейскому стандарту EN 14214:2003, то результаты его испытаний близки к величине, к которой необходимо стремиться. Так в работе [1] использование биодизельного топлива из соевого масла привело к улучшению КПД дизеля на 6,5 % по сравнению с работой дизеля ДТ. В работе [7] эта величина при испытаниях двигателя F2L511 (2Ч10/10,5) на биодизельном топливе из рапсового масла составила 4,1 %. Приближение КПД дизеля, работающего биодизельных топлив, к этому значению свидетельствует о совершенстве используемого топлива.

Результаты проведенных испытаний приведены на рис. 2 и представлены в табл. 2. Они свидетельствуют о том, что лучшими по показателям эффективности процесса сгорания являются топлива №3 (МЕСМ-2), №2 (МЕСМ-1) и №8 (СМ:ДТ-30:70).

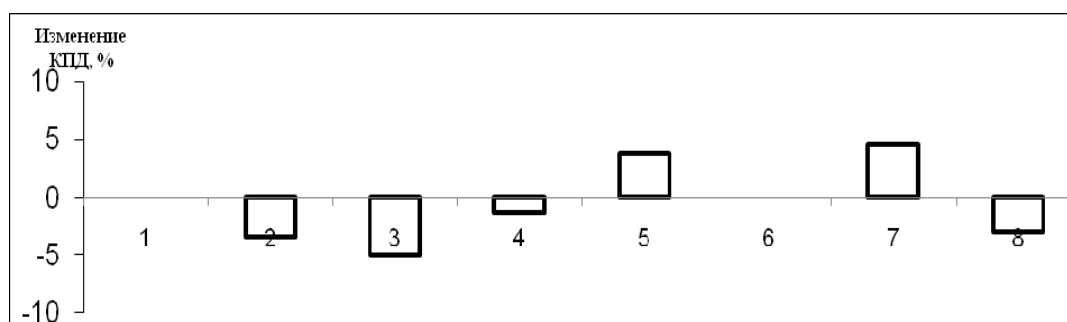


Рис. 2. Диапазоны изменений КПД двигателя при его работе на различных топливах растительного происхождения (нумерация топлив соответствует обозначениям, применяемым в табл. 1)

Были проведены исследования по определению влияния содержания метанола в биодизельном топливе (МЕСМ-1) на КПД двигателя (табл. 3). С увеличением содержания метанола в смеси происходит уменьшение плотности, вязкости и снижается температура вспышки в закрытом тигле. При этом КПД двигателя ухудшается, но снижается уровень вредных выбросов с отработавшими газами [8].

Таблица 2.

Результаты сравнительных испытаний топлив по отношению к ДТ «Л» с оценкой отличий с вероятностью 0,95

Топливо «Л»	МЕСМ -1	Отличие, %	С вероятностью 0,95	МЕСМ-2	Отличие, %	С вероятностью 0,95	МЕРМ	Отличие, %	С вероятностью 0,95	СМ:ДТ- 30:70	Отличие, %	С вероятностью 0,95
КПД												
0,238	0,246	-3,36	есть	0,250	-5,0	есть	0,241	-1,3	нет	0,245	-2,9	Нет
Тог, °С												
289	300	-3,8	есть	294	-1,7	нет	309	-6,9	есть	304	-5,2	Есть
Ткс, °С												
637	672	-5,5	есть	611	4,1	есть	622	2,4	нет	635	0,3	Нет
Коэффициент избытка воздуха												
1,97	2,021	-2,6	есть	2,056	-4,4	есть	1,991	-1,1	нет	2,02	-2,5	Нет
NOx, чнм												
892	1059	-18,7	есть	917	-2,8	нет	917	-2,8	нет	854	4,3	Нет
Дымность, %												
7,1	6,3	10,6	нет	5,5	22,7	есть	7,24	-2,4	нет	3,2	54,8	Есть
СО, чнм												
176	184	-4,5	-	129	26,7	-	144	18,2	-	79	55,1	

«-» сравнение не проводилось.

Таблица 3. Характеристики смесей метанола с МЕСМ-1
и результаты испытаний на дизеле.

Показатели	Состав смесей «Метанол:МЕСМ-1»					
	100:0	5:95	1:99	0,5:99,5	0,4:99,6	0:100
Состав топлива:						
С	0,375	0,750	0,766	0,768	0,768	0,77
Н	0,125	0,120	0,120	0,120	0,120	0,12
О	0,5	0,130	0,114	0,112	0,112	0,11
С/Н	3,00	6,24	6,38	6,40	6,40	6,42
Плотность ρ_{20} , кг/м ³	790	879	882	883	881	884
Вязкость ν_{20} , мм ² /с	0.76	5,92	6,94	7,09	7,16	7,45
Температура вспышки, °С	8	-	40	55	61	173
Низшая теплота сгорания, кДж/кг	19700	36414	37043	37122	37137	37200
Результаты испытаний дизеля при мощности 1,94 кВт и $\Theta=19^\circ$ п.к.в. до ВМТ						
КПД	-	-	0,232	-	0,234	0,25
Тог, °С	-	-	298	-	297	298
Ткс, °С	-	-	528	-	533	568
NOx, чнм	-	-	765	-	804	845

На данный момент времени использование того или иного топлива определяется экономической целесообразностью, например, стоимостью одного кВт·ч (табл. 4).

Таблица 4. Изменение стоимости одного кВт·ч для разных топлив по отношению к стоимости одного кВт·ч при работе двигателя на ДТ

Топливо	Расход топлива, кг/ч	КПД двигателя, %	Стоимость топлива, евро/кг	Стоимость 1 кВт·ч, евро	Изменение стоимости 1кВт•ч, %
ДТ «Л»	0,686	0,238	0,655	0,225	
МЕСМ-1	0,763	0,246	0,564	0,215	+4,2
МЕСМ-2	0,751	0,25	0,589	0,221	+1,4
МЕРМ	0,779	0,241	0,567	0,221	+1,6
МЕПМ-1	0,822	0,229	0,564	0,232	-3,2
МЕПМ-2	0,788	0,238	0,565	0,223	+0,8
МЕПМ-3	0,828	0,227	0,602	0,249	-10,9
СМ:ДТ-30:70	0,698	0,245	0,604	0,211	+6,2

Из данных табл.4 следует, что по экономическому критерию наиболее выгодно использовать биодизельные топлива МЕСМ-1, МЕРМ и МЕСМ-2. Важным является не только КПД двигателя, но и стоимость биодизельного топлива. Высокий КПД двигателя может быть нивелирован большой стоимостью биодизельного топлива. При этом определяющее значение имеет стоимость нефтяного дизельного топлива. Использование СМ:ДТ-30:70, является выгодным, то требует учета расходов на переоборудование двигателя для работы на этой смеси.

Выводы. Производителям биодизельного топлива желательно ориентироваться на зарубежный стандарт EN 14214:2003, что позволит не только получать качественное топливо, но и в перспективе обеспечить экспорт этого топлива за рубеж.

В настоящее время биодизельные топлива, изготавливаемые в Украине, не отвечают этому стандарту. По косвенной оценке по КПД двигателя из шести исследованных биодизельных топлив только два приближаются к показателям зарубежного биодизельного топлива. При использовании биодизельного топлива необходимо ориентироваться на экономический критерий, например, на стоимость одного кВт·ч. В противном случае использование биодизельного топлива будет экономически невыгодно по сравнению с традиционным дизельным топливом.

Можно предположить, что полученные отличия вызваны разными составами масел и технологиями получения топлив. Поэтому желательно сравнить показатели двигателя при работе на биодизельных топливах, изготовленных из одного масла по разным технологиям и из разных масел по одной технологии.

Литература:

1. Korbitz W. Status and Development of Biodiesel Production and Projects in Europe // SAE Technical Paper Series.- 1995. - № 952768.- P. 249-254.
2. Марченко А. П., Минак А. Ф., Семенов В. Г., Линьков О. Ю., Шпаковский В. В., Обозный С. В. Расчетно-экспериментальные исследования по оценке влияния подогрева альтернативных топлив на показатели работы дизеля // Вестник Национального технического университета «ХПИ», Двигатели внутреннего сгорания, Харьков: 2005. - № 1. - С.8-17.
3. Матиевский Д. Д., Кулманаков С. П., Лебедев С. В., Шашев А. В. Применение топлива на основе рапсового масла в дизелях / Ползуновский вестник. Барнаул (Россия) - 2006. - № 4. - С. 118-127.
4. Bannikov M. G., Tyrlovoy S. I., Vasilev I. P., Chattha A. J. Investigation of characteristics of a fuel injection pump of a diesel engine fuelled with viscous vegetable oil-diesel oil blends // Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D. Journal of Automobile Engineering, 2006. - Vol. 270.- № 6. - P. 787-792.
5. Zlobin V. N., Bannikov M. G., Vasilev I. P., Cherkasov J. A., Gawrilenko P. N. Potential of use of ion implantation as a means of catalyst manufacturing // Automobile Engineering. - 2002. - Vol. 216.- № D5. - P. 385-390.
6. EN 14214:2003. Топливо для автомобилей. Метилловые эфиры жирных кислот (FAME) для дизельных двигателей. Требования и методы анализа. - Европейский Комитет по стандартизации. - 13 с.
7. Смайлис В., Сенчила В., Берейшене К. Моторные испытания РМЭ на высокооборотном дизеле воздушного охлаждения // Двигателестроение. - 2005. - №4 (222). - С. 45-49.
8. Патент на корисну модель 20873 Україна, С 10 L 1/08. Біодизель / Остраухова О. К., Остраухов А. Є., Остраухов О. Є. (UA).- № u200609347; Заявлено 28.08.06; Опубл. 15.02.07. Бюл. №2.

РАСЧЕТНЫЙ АНАЛИЗ РАЗЛИЧНЫХ СПОСОБОВ ОРГАНИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОРОДНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Галышев Ю.В.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Представление о водороде как о "топливе будущего" достаточно прочно утвердилось как среди специалистов, так и массовом сознании – по крайней мере среди тех, кого вообще интересует будущность энергетики и транспорта. Без преувеличения можно сказать, что две проблемы, которые неотвратимо стоят перед

человечеством – истощения запасов углеводородных топлив и опасности нарастающего загрязнения окружающей среды – таят в себе вполне реальную перспективу гибели цивилизации под воздействием ей же созданных угроз. Замена углеводородных топлив водородом могла бы радикально решить их.

Моторные свойства водорода – высокая детонационная стойкость, быстрое сгорание и широкие пределы воспламеняемости – благоприятствуют созданию автомобильных двигателей, использующих его в качестве топлива. Вместе с тем существует ряд проблем, затрудняющих получение таких же мощностных показателей, как у бензинового двигателя.

Во-первых, хотя теплотворная способность водорода в расчете на единицу массы почти втрое выше, чем у бензина, стехиометрическое соотношение по отношению к воздуху также примерно втрое выше. В сочетании с низкой плотностью газообразного водорода это приводит к тому, что теплота сгорания единицы объема стехиометрической водородо-воздушной смеси ниже, чем у бензовоздушной. Это означает пропорциональное снижение литровой мощности при равных условиях организации процесса. В какой-то мере это снижение может быть компенсировано за счет более быстрого и полного сгорания водорода. Кроме того, существует еще ряд причин, затрудняющих использование стехиометрических смесей в водородном двигателе.

Одной из проблем, связанных с переводом существующих двигателей на водородное топливо, является опасность преждевременного ("калильного") воспламенения водородосодержащей смеси. На этот факт было обращено внимание еще в 50-е годы прошлого века, причем тогда речь шла не о водородном топливе в чистом виде, а о работе двигателей на генераторных газах, содержащих некоторое количество водорода [1]. Преждевременное воспламенение приводит к "обратным вспышкам" смеси во впускном коллекторе, достаточно опасным с точки зрения надежности и безопасности эксплуатации. Аналогичные явления были обнаружены большинством исследователей и в опытах с подачей водорода в двигатель. Их причиной является не самовоспламенение смеси, а ее контакт с нагретыми деталями камеры сгорания или отработавшими газами, поскольку в условиях опытов достижение объемной температуры конца сжатия не могло достигать температуры самовоспламенения (580°C). Детальное и всестороннее исследование этой проблемы было выполнено еще в начале 80-х годов в Технологическом институте Мисаши, Токио [2]. Авторами рассмотрены условия, при которых водородо-воздушная смесь воспламеняется нагретой металлической деталью и струей горячего газа. Анализ этих данных показывает, что во избежание калильного зажигания температура наиболее нагретых поверхностей камеры сгорания не должна превышать 700°C, а предельное значение температуры отработавших газов, контакт с которыми может вызвать воспламенение смеси, составляет приблизительно 600°C. Таким образом, из упомянутых выше экспериментов следует, что обеспечить работу водородного двигателя при внешнем смесеобразовании без "обратных вспышек" возможно при коэффициенте избытка воздуха не ниже 2.

Необходимо также учитывать, что повышенные температуры в зоне горения приводят к ускоренному образованию окислов азота за счет окисления атмосферного азота. Это может свести на нет эффект от устранения окислов углерода и углеводородов, поскольку окислы азота обладают более сильным отравляющим действием, чем соединения углерода.

Таким образом, для получения всех преимуществ, которые потенциально дает водородное топливо, необходимо учесть весь комплекс факторов, которые могут

вызвать ухудшение мощностных, экономических и экологических показателей, и наметить пути их устранения или компенсации.

Наиболее целесообразный путь решения таких задач заключается в комплексном моделировании всей совокупности процессов в двигателе. В этом случае, в отличие от экспериментальных подходов, можно получить сравнимые данные о результатах тех или иных мероприятий, не зависящие от их конкретной конструктивной реализации. Более того, могут рассматриваться граничные случаи, реализация которых может оказаться весьма затруднительной при существующем уровне технологий.

Базой проведенного исследования служили математические модели и соответствующие программы для ЭВМ, разработанные и постоянно совершенствуемые кафедрой ДВС СПбГПУ. Основные принципы моделирования изложены в публикации [3]. Ниже мы остановимся только на особенностях моделирования, связанных с поставленной задачей.

В расчет рабочего цикла введены уточнения, связанные с учетом объема газобразного водорода, состава продуктов сгорания, их теплоемкости. Характеристика тепловыделения задавалась по формуле И.И. Вибе, в которой параметры сгорания m и φ_z определялись по зависимостям, полученным на основе экспериментальных данных [4]:

$$\frac{\varphi_z}{\varphi_{z0}} = 0,267 + 0,733 \frac{u_{i0}}{u_i} \frac{\alpha_0}{\alpha} \left(\frac{p}{p_0} \right)^{0,26} \left(\frac{T_0}{T} \right)^2,$$
$$\frac{m_0}{m} = -0,4 + 1,4 \frac{u_{i0}}{u_i} \left(\frac{\alpha_0}{\alpha} \right)^{0,5},$$

где p , T – средние значения давления и температуры рабочего тела за период рабочего хода; u_n – нормальная скорость сгорания топлива; α – коэффициент избытка воздуха; индекс “0” соответствует базовому режиму работы двигателя.

Моделирование температурного состояния деталей камеры сгорания осуществлялось с помощью метода конечных элементов с граничными условиями, рассчитываемыми по методикам изложенным в [3].

Для оценки выбросов оксидов азота с отработавшими газами использовался "расширенный" механизм Я.Б.Зельдовича. Расчет температур в зоне сгорания проводился по двухзонной модели.

Результаты расчета температурного состояния деталей камеры сгорания подтвердили, что в камере сгорания имеются вполне вероятные источники воспламенения водорода, из которых наиболее опасными являются изолятор свечи зажигания, температура которого при работе на бензине на номинальном режиме составляет около 1000°C, и выпускной клапан с температурой 800°C.

Результаты расчета параметров рабочего процесса и эмиссии NO_x при различных способах организации работы водородного двигателя представлены на рис.1,2.

Расчет, проведенный в предположении, что опасность "хлопков" и ухудшенное наполнение при работе на водороде устранены за счет внутрицилиндровой подачи газа, показывает, что мощность водородного двигателя может быть доведена до номинальной и даже несколько увеличена за счет более быстрого сгорания смеси, т.к. возможна организация рабочего процесса при $\alpha = 1$. Температуры деталей при этом остаются приблизительно такими же, как при работе на бензине, т.е. опасность преждевременного воспламенения сохраняется. Кроме того, концентрация окислов азота увеличивается, по сравнению с бензиновым вариантом с 0,36% до

0,58%. Следовательно, даже если бы такие параметры двигателя удалось реализовать конструктивно, этот вариант неприемлем по токсичности отработавших газов.

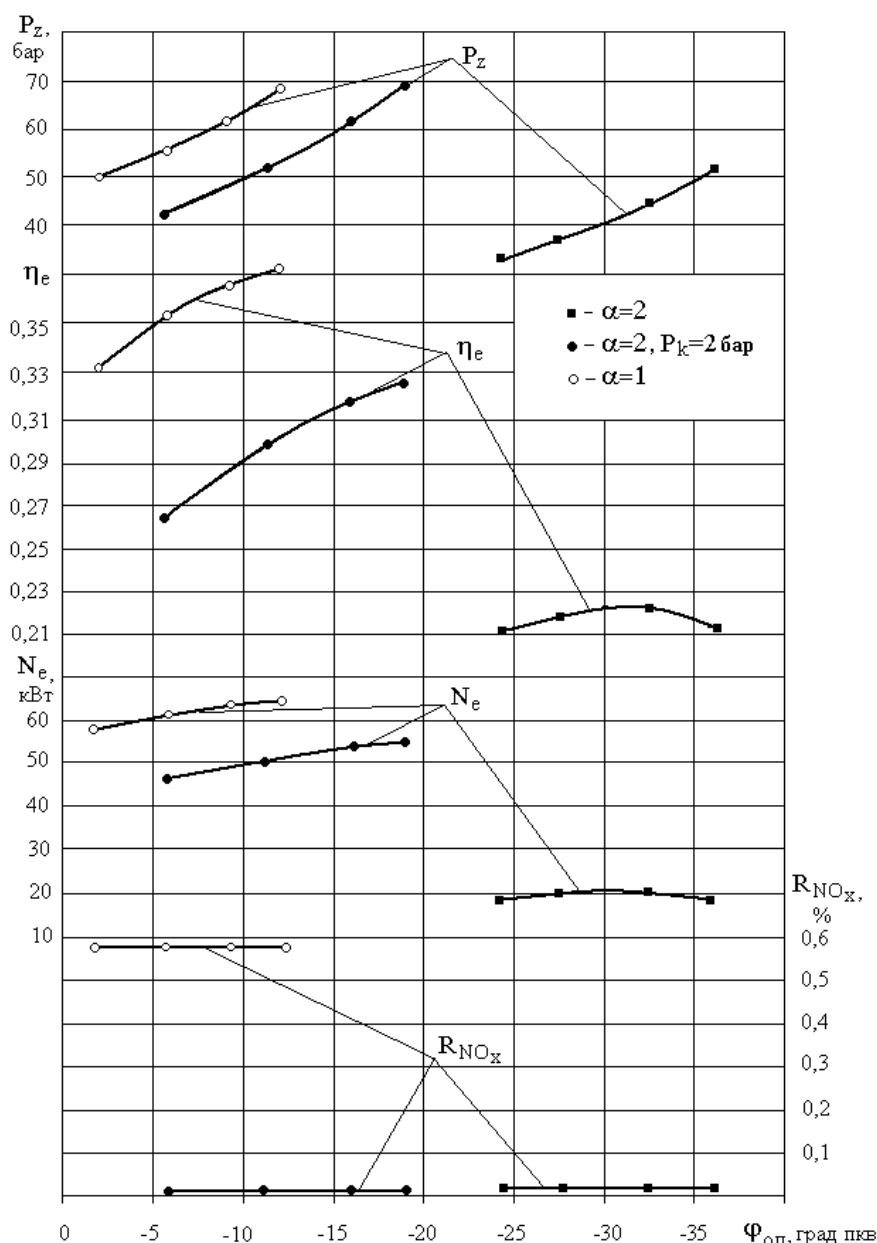


Рис. 1. Регулирующие характеристики по углу опережения зажигания двигателя ВАЗ, работающего на водородном топливе (дроссельная заслонка полностью открыта, $n=5500$ мин⁻¹)

Реально осуществимым без значительных конструктивных переделок двигателя вариант с коэффициентом избытка воздуха 2 и внешним смесеобразованием. В этом случае температура изолятора свечи не выходит за допустимый предел, а концентрация окислов азота снижается до 0,08%. Эффективная

мощность двигателя, однако, снижается при этом до 20,2 кВт. Такой двигатель имеет высокий индикаторный к.п.д., однако эффективный к.п.д. существенно снижается по причине увеличения доли механических потерь при дефорсировании двигателя. Таким образом, можно создать малотоксичный двигатель ценой существенного снижения его мощности. Такое решение, очевидно, мало приемлемо.

Наиболее очевидным способом компенсации потери мощности является применение газотурбинного наддува при том же значении коэффициента избытка воздуха. Для того, чтобы при этом не было существенного повышения температуры сгорания, требуется охлаждение наддувочного воздуха до 70°C, что вполне осуществимо при использовании современных эффективных воздухо-воздушных теплообменников. В этом случае, как показывают расчеты, температура деталей в опасных точках камеры сгорания не выходит за допустимые пределы, а концентрация окислов азота оказывается такой же низкой, как и при работе на водороде при $\alpha = 2$ без наддува. Определенные проблемы при этом связаны с повышением максимального давления сгорания, которое, однако, может быть компенсировано

уменьшением угла опережения зажигания. При этом приходится мириться с некоторым снижением эффективного КПД.

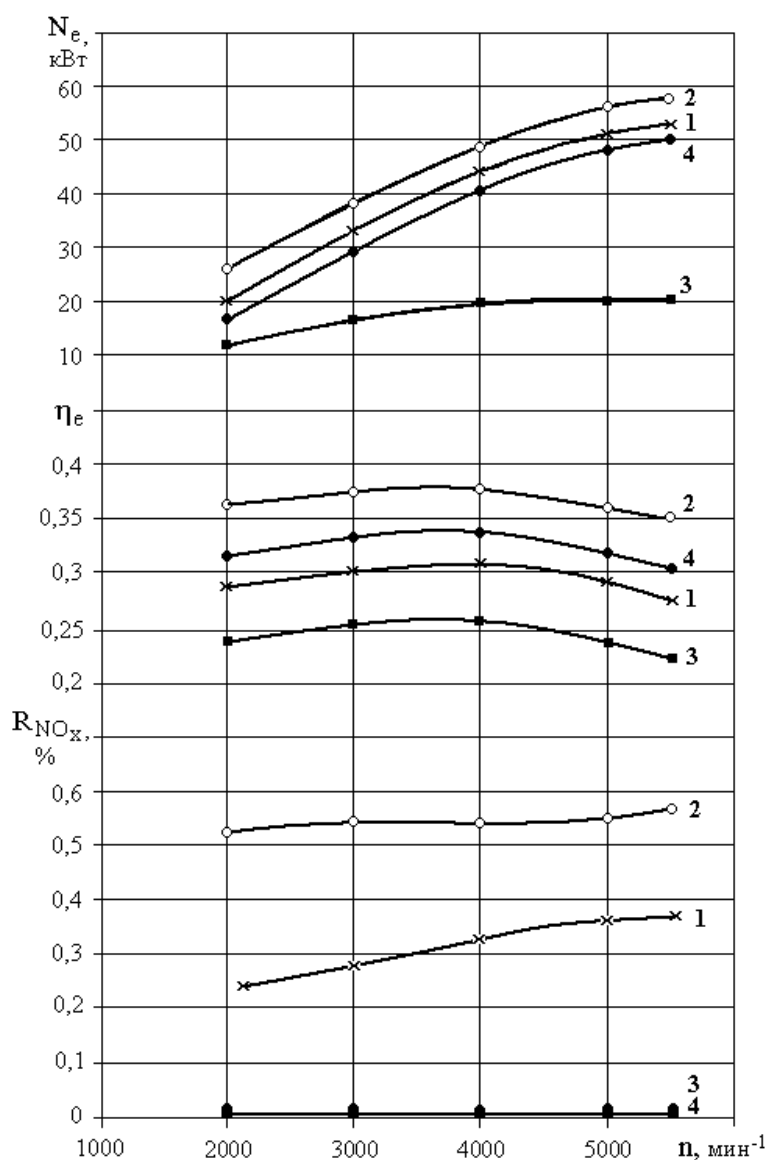


Рис. 2. Внешние скоростные характеристики двигателя ВАЗ: 1 – бензин, $\alpha = 1$; 2 – водород, $\alpha = 1$; 3 – водород, $\alpha = 2$; 4 – водород, $\alpha = 2$, $P_k = 2$ бар

Расчетная проверка параметров на режиме внешней скоростной характеристики показывает, что водородный двигатель с наддувом превосходит бензиновый по эффективному КПД во всем диапазоне частот вращения, причем низкая концентрация окислов азота также сохраняется во всем диапазоне. Более значительные преимущества водородного двигателя по сравнению с бензиновым могут быть получены при работе на частичных нагрузках, т.к. широкие пределы воспламеняемости водородовоздушных смесей

позволяют применить качественное регулирование мощности.

Проведенное исследование позволяет наметить основные направления развития водородных двигателей, которое должно базироваться на использовании обедненных смесей и применении наддува с охлаждением наддувочного воздуха. Разработанный комплекс расчетных методов позволяет осуществлять оценку любых сочетаний режимов и конструкций двигателей.

Литература:

1. Харитонов Б.А. Исследование явления обратных вспышек в газовом двигателе // Труды ЦНИДИ № 30, 1956, с.98-125
2. Enomoto R., Furuham S., Nishiguchi T. Ignitability of Hydrogen-Air Mixture by Hot Surfaces and Hot Gases in Hydrogen-Fueled Engine // JSAE Rev. №5, 1981, p. 23-29
3. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. Алгоритмы прикладных программ. Под общ. ред. Р.М.Петриченко. – Л.: Машиностроение. 1990, 328 с.

4. Галышев Ю.В., Вылегжанин Г.А., Румянцев В.В., Серебренников В.А. Влияние пароводородной добавки в рабочую смесь карбюраторного двигателя на процессы сгорания и тепловыделения //Науч.тр. Л.: ЛПИ.– 1983.– № 394.– с.29–33.

ИССЛЕДОВАНИЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ И ЭКОЛОГО-ЭКОНОМИЧЕСКОЙ ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ БИОДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА В ПОЛНОМ ЖИЗНЕННОМ ЦИКЛЕ

Козлов А.В. (ФГУП «НАМИ»)

Человечество ищет пути выхода из экологического и энергетического кризиса. По мере истощения запасов нефти и природного газа все больший интерес привлекают к себе возобновляемые источники энергии. В двигателях внутреннего сгорания могут использоваться биотоплива, получаемые из биомассы. Наибольший интерес для условий Российской Федерации представляет биодизельное топливо. Биодизельное топливо обладает целым рядом преимуществ в сравнении с дизельным топливом нефтяного происхождения: имеет более высокое цетановое число, исключительно низкое содержание серы в топливе, безвредно для окружающей среды, снижает выбросы СО, СН и частиц при работе дизеля, снижает выбросы парниковых газов (с учетом поглощения СО₂ из атмосферы в период роста биомассы).

Представляет интерес количественная оценка эффективности применения биодизельных топлив в дизелях с учетом затрат энергии, выбросов вредных веществ и экономики использования этого вида альтернативных топлив. В современных условиях целесообразно производить оценку эффективности применения биотоплив в полном жизненном цикле [1,2].

Проведенный анализ литературных данных и данных экспериментальных исследований позволил выбрать для анализа несколько вариантов топлив: смесевые топлива, содержащие различное количество биодизельного топлива и биодизельное топливо в чистом виде. В рассмотрение включены два вида биотоплив потенциально применимых для условий Российской Федерации: из рапсового масла и из соевого масла. Все варианты биотоплив, рассматриваемые в данной статье представлены в табл. 1.

Таблица 1 Варианты топлив для проведения анализа жизненного цикла

Вариант топлива	Обозначение
Смесь 20% биодизельного топлива из сои и 80% дизтоплива	Б20 (соя)
Смесь 50% биодизельного топлива из сои и 50% дизтоплива	Б50 (соя)
Биодизельное топливо из сои	Б100 (соя)
Смесь 20% биодизельного топлива из рапса и 80% дизтоплива	Б20 (рапс)
Смесь 50% биодизельного топлива из рапса и 50% дизтоплива	Б50 (рапс)
Биодизельное топливо из рапса	Б100 (рапс)

В анализ для сопоставления включено также традиционное нефтяное дизельное топливо.

На основании математической модели материальных и энергетических потоков, а также методик расчета ущерба, наносимого окружающей среде, и расчета экономической эффективности применения биотоплив [3,4], были проведены расчеты показателей в полном жизненном цикле для всех выбранных вариантов. В ходе расчетов были определены: расход невозобновляемых природных ресурсов;

расход энергии; выброс вредных веществ в атмосферу; ущерб, наносимый окружающей среде; экономические затраты на реализацию жизненного цикла топлива.

Все представленные ниже результаты оценки полного жизненного цикла отнесены на 1 кВтч работы, производимой дизелем, для удобства сравнения вариантов.

Ниже приведены исходные данные для проведения расчетов.

Принято, что дизель, рассматриваемый в данном анализе, удовлетворяет требованиям норм Евро-2 для двигателей автомобилей полной массой более 3,5 т (Правила №49 ЕЭК ООН), действующим в настоящее время в Российской Федерации. Показатели дизеля, работающего на дизельном топливе, представлены в табл. 2.

Таблица 2. Показатели дизеля при работе на дизельном топливе (по испытательному циклу в соответствии с Правилами 49 ЕЭК ООН), г/кВтч

Показатель	Величина
Удельный расход топлива	240
Выброс CO	4
Выброс CH	1,1
Выброс NO _x	7
Выброс PM	0,15
Выброс SO ₂	0,12
Выброс CO ₂	773,3
Выброс CH ₄	0,025

При оценке стадии эксплуатации полного жизненного цикла использовались показатели двигателей в 13-и ступенчатом испытательном цикле в соответствии с Правилами 49 ЕЭК ООН. Было принято, что при конвертации двигателей для работы на биотопливах обеспечивалась такая же мощность на режимах испытательного цикла, как и при работе на нефтяном топливе.

Показатели силовых установок при использовании различных видов топлив в дизеле представлены в табл. 3. Показатели были получены на основе проведенных экспериментальных исследований и литературных данных и заданы в процентах по отношению к дизелю (принятому за 100%), работающему на дизельном топливе.

Таблица 3. Относительные показатели использования альтернативных топлив в дизеле

Характеристики вариантов	Б20 (соя)	Б50 (соя)	Б100 (соя)	Б20 (рапс)	Б50 (рапс)	Б100 (рапс)
КПД	100	100	100	100	100	100
Выброс CO	87	78	56	91	78	55
Выброс CH	89	72	44	87	67	37
Выброс NO _x	101,2	103	106	101,5	103	106
Выброс PM	82	70	45	88	75	55
Выброс SO ₂	80	50	5	80	50	5
Выброс CH ₄	100	100	100	100	100	100

Для расчета экономических показателей альтернативных топлив использовались следующие величины стоимости топлив (на 1.01.2007 г.), полученные на основе анализа рыночных цен: дизельное топливо – 17,4 руб./л, биодизельное топливо – 10 руб./кг (8,8 руб./л).

В расчетах принято, что дизель работает на смесевых и чистых биодизельных топливах без какого-либо изменения конструкции и имеет тот же ресурс, что и при

работе на дизельном топливе. Заправка осуществляется с использованием существующей инфраструктуры для дизельного топлива.

При расчетах не учитывались капиталовложения в развитие производственных мощностей по получению биотоплив.

В табл. 4 представлены результаты оценки полного жизненного цикла дизтоплива и биотоплив. Анализируя полученные результаты, можно отметить, что наибольшее количество энергии расходуется при получении биодизельного топлива из соевого масла, что связано с более высокими затратами энергии на процесс выращивания биосырья. В то же время получение биотоплив связано с уменьшением затрат ископаемых природных ресурсов пропорционально увеличению доли заменяемого дизельного топлива. Переход на использование чистого биодизельного топлива позволяет снизить расход невозобновляемых природных ресурсов на 55...65%.

На стадии получения топлив наибольшие суммарные выбросы характерны для получения соевого биодизельного топлива (на 20% выше, чем для дизтоплива) и смесевых топлив на его основе. При получении рапсового биодизельного топлива в атмосферу попадает на 15% меньше вредных веществ, чем при получении дизтоплива.

Таблица 4. Показатели топлив в полном жизненном цикле

Показатель	Дизтоп-ливо	Б20 (соя)	Б50 (соя)	Б100 (соя)	Б20 (рапс)	Б50 (рапс)	Б100 (рапс)
Расход ресурсов, г/кВтч							
уголь	2,9	2,4	1,6	0,0	2,4	1,6	0,0
нефть	253,8	214,2	151,5	37,2	212,8	147,7	28,1
природный газ	8,2	21,5	42,5	80,9	18,2	34,1	63,2
всего	264,9	238,1	195,6	118,1	233,4	183,3	91,3
Расход энергии, МДж/кВтч	13,4	13,8	14,6	15,9	13,6	14,0	14,7
Выброс, г/кВтч							
CO	4,52	4,07	3,84	3,17	4,15	3,62	2,67
CH	2,08	1,96	1,78	1,50	1,81	1,40	0,73
NO _x	7,49	7,78	8,24	9,05	7,81	8,26	9,09
PM	0,30	0,26	0,22	0,15	0,31	0,32	0,35
SO ₂	1,23	1,05	0,77	0,27	1,01	0,66	0,04
CO ₂	865,63	752,64	573,78	247,76	742,85	547,77	189,83
CH ₄	0,74	0,76	0,78	0,82	0,61	0,41	0,04

Суммарные выбросы вредных веществ при переходе на биотоплива уменьшаются (на 17...18% на чистом биодизельном топливе), однако наблюдается некоторый рост выбросов оксидов азота.

Наибольший расход энергии наблюдается в полном жизненном цикле соевого биодизельного топлива, наименьший – дизельного топлива, то есть применение биотоплив связано с увеличением суммарного расхода энергии, из-за больших затрат энергии на стадии производства биотоплив, в сравнении с дизтопливом.

Вклад стадии производства топлив в расход энергии за полный жизненный цикл находится на уровне 25% для дизельного топлива и возрастает по мере увеличения доли биодизельного топлива до 37% у топлива из соевого масла и 32% - из рапсового масла.

Выбросы CO_2 в полном жизненном цикле топлив, в противовес расходу энергии тем меньше, чем выше доля используемого биотоплива. Применение биотоплив позволяет снизить выбросы диоксида углерода в 3,5...4,6 раза. Большее значение соответствует топливу, полученному из рапсового масла.

Ущерб от выброса вредных веществ уменьшается по мере увеличения доли используемого биотоплива и на чистом биодизельном топливе он на 15...16% ниже, чем при работе на дизтопливе. Такое относительно небольшое снижение ущерба связано с тем, что наряду с уменьшением выбросов продуктов неполного сгорания (CO , CH , частиц) при работе на биотопливах наблюдается увеличение выбросов оксидов азота.

Для удобства анализа полученных результатов диаграммы для расхода природных ресурсов, энергии, выбросов CO_2 и ущерба, наносимого окружающей среде представлены в относительных единицах, где за 100% принято дизельное топливо (см. рис.).

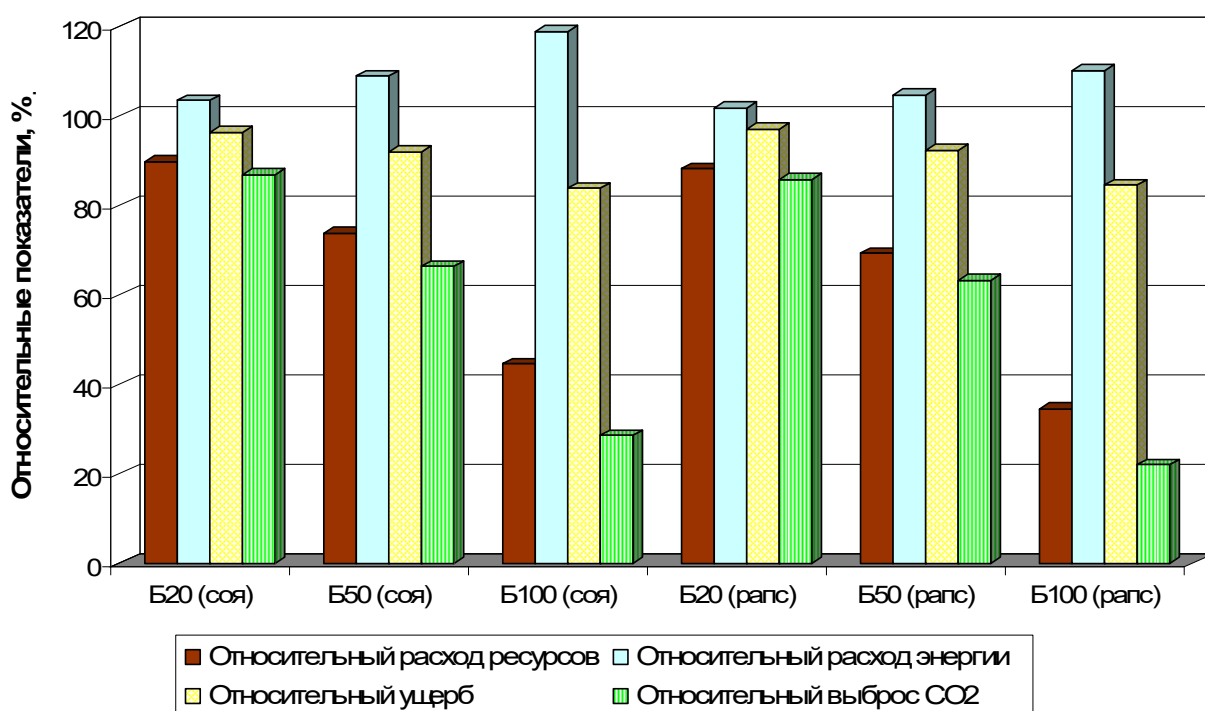


Рис. Относительные показатели сравниваемых вариантов топлив (за 100% приняты показатели дизельного топлива)

Основные результаты расчетов экономических показателей альтернативных топлив в полном жизненном цикле представлены в табл. 5.

Анализ полученных результатов показывает, что применение биотоплив при цене 10 руб./кг является экономически эффективным и позволяет при переходе на чистое биодизельное топливо снизить затраты в полном жизненном цикле с учетом ущерба на 40%. Некоторое отличие показателей при использовании биотоплив из соевого и из рапсового масла связано с различной теплотой сгорания этих топлив, а соответственно с различным их расходом в эксплуатации.

Основные результаты энерго-эколого-экономического анализа топлив показывают, что применение биодизельного топлива в сравнении с дизельным топливом в полном жизненном цикле позволяет:

1. снизить расход невозобновляемых природных ресурсов на 55...65%;
2. уменьшить выбросы парниковых газов в 3,5...4,6 раза;
3. снизить ущерб окружающей среде на 15...16%;

4. уменьшить затраты с учетом ущерба на 40%.

В то же время применение биодизельного топлива связано с увеличением затрат энергии в полном жизненном цикле на 10...20% по сравнению с дизельным топливом.

Таблица 5. Результаты технико-экономической оценки биотоплив
в полном жизненном цикле

Показатель	Диз- топли- во	Б20 (соя)	Б50 (соя)	Б100 (соя)	Б20 (рапс)	Б50 (рапс)	Б100 (рапс)
Затраты за полный жизненный цикл, руб./кВтч	4,87	4,47	3,84	2,68	4,48	3,85	2,70
Ущерб от загрязне- ния окружающей среды, руб./кВтч	1,08	1,04	0,99	0,91	1,05	1,00	0,92
Затраты на ПЖЦ с учетом ущерба, руб./кВтч	5,95	5,51	4,83	3,59	5,53	4,85	3,62

Литература

1. Biodiesel Handling and Use Guidelines. - U.S. Department of Energy: Office of Energy Efficiency and Renewable Energy, 2004. – 68 p.
2. Economic Evaluation of Biodiesel Production from Oilseed Rape grown in North and East Scotland. - SAC Consultancy Division, 2005. – 134 p.
3. Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобиля в полном жизненном цикле. – М.: НАМИ. – 2001. – 248 с.
4. Звонов В.А., Козлов А.В., Теренченко А.С. Методика оценки эффективности применения альтернативных топлив на автотранспорте в полном жизненном цикле // Сб. науч. тр. Моск. семинара по газохимии 2004-2005. – М.: ФГУП Изд-во «Нефть и газ» РГУ нефти и газа им. И.М.Губкина, 2006. – С.114-129.

КОНВЕРТИРОВАНИЕ ДВС С ГАЗОГЕНЕРАТОРАМИ, РАБОТАЮЩИМИ НА ОТХОДАХ СЕЛЬСКОХОЗЯЙСТВЕННОГО ПРОИЗВОДСТВА

Горожанкин С.А., Чугреев А.С.

(Донбасская национальная академия строительства и архитектуры)

Недостаточные запасы нефти и газа в Украине вызывают необходимость экономии нефтяного топлива или использования альтернативных топлив. Агропромышленный комплекс страны является мощным потребителем энергоресурсов, поэтому их экономия является одной из важнейших задач. В сельском хозяйстве в составе транспортных, стационарных и передвижных силовых установок широко используются двигатели внутреннего сгорания (ДВС), которые работают преимущественно на топливе нефтяного (реже на газе) происхождения. Применение местных и альтернативных топлив, отходов производства для работы ДВС дает возможность снизить проблему энергообеспечения, снизить вредные выбросы в окружающую среду. Искусственные топлива могут быть получены в газогенераторных установках.

В качестве исходного топлива для получения газа в газогенераторных установках возможно использование сельскохозяйственных и лесных отходов: соломы, лузги, жмыха, хвой, хвойных шишек, древесной коры и стружки, опилок и др. Отходы с малой плотностью в естественном виде применять для мобильных транспортных средств нерационально из-за быстрого их сгорания, низкой теплотворной способности, неудобства хранения и транспортировки. Данные недостатки частично устраняются путем брикетирования отходов и добавки связывающих веществ (каменноугольные и древесные пеки, черный щелок и др.). В тоже время, в стационарных установках целесообразно использование таких отходов с механизированной загрузкой в газогенератор.

При переработке твердых топлив в газообразные с помощью газогенераторов, образуются смеси газов, в составе которых подавляющую массу составляют CO , H_2 , O_2 , CH_4 , CO_2 , N_2 . Теплотворная способность генераторного газа определяется относительным количеством CO , H_2 и CH_4 . Соотношения компонентов в продуктах газификации некоторых природных топлив и отходов производства, в том числе сельскохозяйственного, представлены в табл.1 [2,3]. Эти соотношения в генераторных газах зависят от вида исходного топлива и конструкции газогенератора. В табл. 1 представлены значения низшей теплоты сгорания для указанных газов.

Для сравнения приведено ее значение для метана, как одного из наиболее распространенного и широко применяемого газового топлива, и водорода, который считается перспективным топливом и обладает максимальной теплотой сгорания.

Для количественной оценки эффективности ДВС, работающих на генераторных газах выполнены расчеты их параметров – эффективной мощности и эффективного КПД трех ДВС при работе их на газах, представленных в табл. 1. В первом случае рассматривался вариант перевода автотракторного дизеля ЯМЗ-238 на газодизельный цикл с 20% запальной дозой жидкого топлива. Второй вариант предусматривает работу того же двигателя на газовом топливе с принудительным воспламенением от электрической искры. Это требует определенных изменений конструкции головки цилиндров и дополнительной установки системы зажигания. Расчет для третьего двигателя - ЗМЗ-402.10 проведен для газовых топлив. Полученные результаты представлены в таблице 2.

Таблица 1. Состав (%) и теплота сгорания метана, водорода и генераторных газов для различных исходных топлив

Вид топлива	CO	H_2	CH_4	O_2	CO_2	N_2	Q_n , МДж/м ³
Древесина	21,7	13,7	2,4	0,8	9,5	51,9	5,11
Уголь древесный	30	7	0,5	-	2,5	60	4,77
Уголь донецкий	26,7	15	-	0,2	6,4	51,7	5,77
Древесная щепа	28	15,4	3,1	0,4	6,8	46,3	6,35
Солома	16,8	15,2	-	0,2	1,4	49,8	3,79
Антрацит донецкий	27,5	13,5	0,5	0,2	5,5	52,8	5,16
Кокс	28,5	13,0	0,7	0,2	5,0	52,6	5,30
Гидроторф	27,5	15,0	2,9	0,2	8,5	45,9	6,17
Торф формовочный	28,0	15,0	3,4	0,2	8,0	45,4	6,41
Сланец	5,6	8,2	4,2	1,1	17,8	63,1	3,10
Метан	-	-	100	-	-	-	35,7
Водород	-	100	-	-	-	-	10,8

Значения эффективной мощности вычислены в безразмерных величинах, т.е. отнесены к мощности базовых вариантов ДВС при их работе на традиционном газовом топливе – метане.

Таблица 2. КПД и мощность ДВС при работе на генераторных газах

Газ или топливо для газогенератора	Газодизель на базе двигателя ЯМЗ-238 (E=16,5)		Конвертированный ДВС с принудительным воспламенением на базе ЯМЗ-238 (E=16,5)		Конвертированный ДВС на базе бензинового двигателя ЗМЗ-402.10 (E=9,3)	
	КПД эффективный	Относительная мощность	КПД эффективный	Относительная мощность	КПД эффективный	Относительная мощность
Метан	0,373	1.000	0.373	1.000	0.304	1.000
Водород	-	-	-	-	0.279	0.881
Древесина	0.336	0.778	0.335	0.773	0.262	0.651
Уголь древесный	0.333	0.787	0.331	0.781	0.263	0.657
Уголь	0.338	0.822	0.337	0.818	0.268	0.706
Древесная щепа	0.337	0.842	0.336	0.837	0.267	0.731
Кокс	0.333	0.807	0.331	0.802	0.263	0.684
Гидроторф	0.335	0.832	0.335	0.827	0.265	0.717
Торф формовочный	0.337	0.841	0.336	0.837	0.266	0.730
Сланец	0.338	0.597	0.336	0.592	0.244	0.445
Антрацит донецкий	0.332	0.709	0.331	0.794	0.262	0.673
Солома	0.325	0.685	0.323	0.679	0.246	0.537

Результаты расчетов показали, что при работе в газодизельном режиме эффективный КПД и относительная мощность составляют соответственно 0,31 и 0,63; для второго варианта – 0,31 и 0,61; при наличии наддува – 0,32 и 0,82. В соответствии с этими результатами можно сделать вывод, что при работе ДВС на генераторном газе, в зависимости от исходного топлива газогенератора, происходит снижение эффективной мощности и КПД соответственно на 20-40% и 10-15%. Однако эти потери можно компенсировать добавкой жидкого топлива в рабочую смесь, наддувом, применением качественного исходного топлива для газогенераторов (брикетов, древесины и др.).

Применение газогенераторных ДВС целесообразно в тех случаях, когда абсолютное значение их мощности не имеет решающего значения, либо она может быть увеличена экстенсивным путем (применение нескольких ДВС вместо одного, замена двигателя более мощным и т.п.). Во многих случаях при эксплуатации обычно не требуется использование максимальной мощности двигателя. При переводе двигателя на газогенераторное топливо, производительность машины уменьшается незначительно или даже сохраняется.

Использование генераторного газа в качестве топлива в ДВС обеспечивает низкую токсичность отработанных газов. Это объясняется тем, что основным горючим компонентом газогенераторного газа является оксид углерода (СО). Его выбросы ниже, чем у ДВС работающего на топливе нефтяного происхождения. Кроме того, генераторный газ, полученный из топлив природного происхождения не содержит таких веществ как свинец, двуокись серы, альдегиды, бенза α -пирен и

др. Данные факторы имеют большое значение для агропромышленного производства т.к. снижается концентрация вредных веществ в продукции.

Применение газогенераторов с ДВС является перспективным, экологически и экономически выгодным в агропромышленном комплексе Украины, в котором ресурсы биомассы отходов очень велики. Для улучшения показателей работы ДВС с газогенераторами необходимо проведение исследований и работ по усовершенствованию конструкций газогенераторов; снижению их массы, увеличению производительности и компактности. Это требует, также, разработки и совершенствования систем двигателя - смесителей газа и воздуха, фильтров и др. агрегатов.

Литература:

1. Анютин К.А. Автомобильные газогенераторные установки. – М.:Гострансиздат, 1938. – 96с.
2. Артамонов М.Д., Тизенхаузен П.Э. Учебное пособие по газогенераторным автомобилям. – М.:Гослестехиздат, 1940. - 120с.
3. Попов М.Д.. Топливо для газогенераторных двигателей. – Л.:Лениздат, 1943. - 74с.
4. Мержиєвська Л.П. Газове паливо – реальність і перспективи // Автошляховик України, 2003. - № 3. – С.10-12.

СИСТЕМЫ РАСПРЕДЕЛЕННОГО ВПРЫСКА ПЕРЕГРЕТОГО СПИРТОВОГО ТОПЛИВА

Егоров А.В. (Марийский государственный технический университет)

В связи со скорым исчерпанием невозобновимых источников углеводородного сырья, используемого для производства традиционных топлив, все большее количество автомобиле- и двигателестроительных корпораций, а также их партнеров, уделяют особое внимание разработке и созданию двигателей и их систем, работающих на топливах, получаемых из возобновляемых источников энергии.

Значительный интерес производители автотранспортных средств, оснащенных двигателями внутреннего сгорания с принудительным воспламенением (ДВСПВ), проявляют к использованию в качестве топлива этанола.

Однако на сегодняшний день использование топливного этанола в чистом виде (Е100) возможно лишь на автомашинах фирмы Honda, выпускаемых для бразильского рынка.

На Северо-Американский и Западно-Европейские рынки (более холодные по сравнению с Бразилией климатические регионы) поступают автомобили, оснащенные многотопливными системами Flex Fuel производства фирмы Bosch [1], которые позволяют эксплуатировать автомобили на бензоспиртовых смесях с содержанием спирта до 90% (Е90). 10% бензина, содержащегося в смеси необходимо для гарантированного запуска двигателя в условиях низких температур.

Таким образом, разработка топливных систем, позволяющих запускать и эксплуатировать ДВСПВ на чистом этаноле, является актуальной для таких автомобилестроительных корпораций как Ford, Volvo, Volkswagen и многих других, обозначивших свои намерения по выпуску двухтопливных систем питания.

На сегодняшний день среди ДВСПВ наибольшее распространение получили двигатели, оснащенные системами распределенного впрыска топлива [2]. На наш взгляд одним из возможных способов решения проблемы запуска ДВСПВ, использующего в качестве топлива Е100, является создание на базе традиционной систе-

мы распределенного впрыска топлива системы распределенного впрыска перегретого спиртового топлива. Такое техническое решение предложено в [3]. Структура системы распределенного впрыска перегретого топлива и ее отличие от традиционной системы распределенного впрыска представлена рисунками 1-4.

Пусть имеется диаграмма межфазового перехода для этанола (рис.3 и 4). Здесь и далее будет рассматриваться идеальный случай впрыска этанола. Как следует из рисунка 3, стандартная система распределенного впрыска подает топливо на тарелку впускного клапана в жидкой фазе, в то время как система распределенного впрыска перегретого топлива начинает впрыск в жидкой фазе, а из форсунки частично выходит влажный пар. Тем самым к концу процесса смесеобразования, при прочих равных условиях во впускном коллекторе оказывается большее количество топлива, находящегося в паровой фазе, что, в конечном счете, приводит к улучшению качества смесеобразования и сгорания в цилиндре двигателя, росту коэффициента использования теплоты и увеличению эффективного коэффициента полезного действия двигателя.

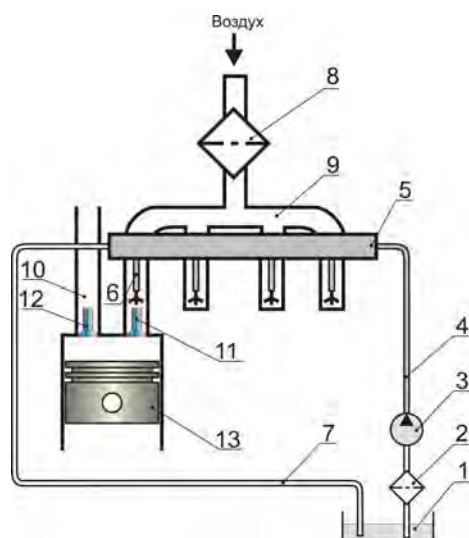


Рис.1. Стандартная система распределенного впрыска бензина: 1 – топливный бак; 2 – топливный фильтр; 3 – топливный насос; 4 – напорный трубопровод; 5 – топливная рампа; 6 – форсунка; 7 – сливной канал; 8 – воздушный фильтр; 9 и 10 – впускной и выпускной коллектор; 11 и 12 – впускной и выпускной клапаны; 13 – поршень

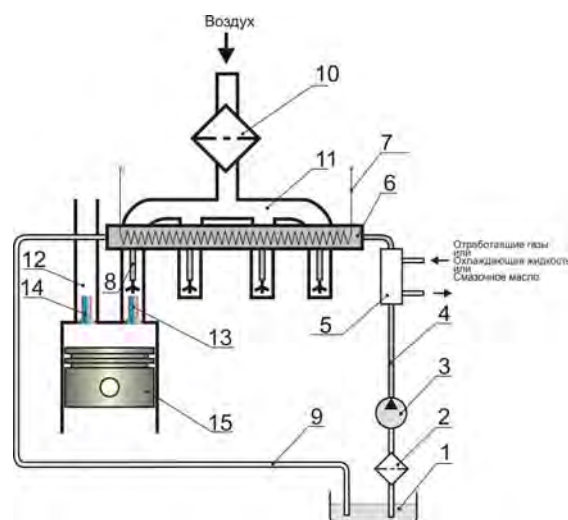


Рис.2. Система распределенного впрыска перегретого топлива: 1 – топливный бак; 2 – топливный фильтр; 3 – топливный насос; 4 – напорный трубопровод; 5 – регенератор теплоты между напорным трубопроводом и каналом циркуляции отработавших газов и/или охлаждающей жидкости и/или смазочного масла; 6 – топливная рампа; 7 – электрический нагреватель; 8 – форсунка; 9 – сливной канал; 10 – воздушный фильтр; 11 и 12 – впускной и выпускной коллектор; 13 и 14 – впускной и выпускной клапаны; 15 – поршень

Результаты расчета времени испарения перегретого этанола, выполненные по соответствующей методике [4], показывают, что оно составит не более 10 мкс, что сопоставимо со временем протекания переходных процессов открытия и закрытия форсунки.

Полагая процесс впрыска идеальным и не учитывая процессов теплообмена между впрыскиваемым перегретым спиртом и воздухом, а также деталями впускной системы определим массу спирта, который испарится за счет внутренней теплоты из уравнения:

$$c_{p_{n.cn.}} M_{n.cn.} T_{n.cn.} = c_{p_{cn.}} M_{cn.} T_{cn.} + \lambda_{cn.} M_{cn.},$$

где $c_{p_{n.сп.}}$, $M_{n.сп.}$, $T_{n.сп.}$ - удельная изобарная теплоемкость, масса и температура перегретого спирта; $c_{p_{сп.}}$, $M_{сп.}$, $T_{сп.}$ - удельная изобарная теплоемкость, масса и температура спирта, находящегося в состоянии насыщенной жидкости после впрыска во впускной коллектор; $\lambda_{сп.}$ - теплота парообразования спирта при давлении, равном давлению во впускном коллекторе; $M_{сп.}$ - масса спиртового пара, образовавшегося во впускном коллекторе, после впрыска перегретого спирта.



Рис.3. Идеальный процесс изменения параметров топлива в стандартной системе распределенного впрыска: а-б – процесс повышения давления топлива насосом 3 (рис.1), б-а – процесс падения давления топлива при его распылении через форсунку 6, а-в - процесс подвода теплоты от тарелки впускного клапана работающего двигателя к топливу



Рис.4. Идеальный процесс изменения параметров топлива в системе распределенного впрыска перегретого топлива: а-б – процесс повышения давления топлива насосом 3 (рис.2), б-в – процесс подвода теплоты к топливу в регенераторе 5 от отработавших газов и/или охлаждающей жидкости и/или смазочного масла; в-г – процесс подвода теплоты к топливу от электрического нагревателя 7, г-д – процесс падения давления топлива при его распылении через форсунку 8, д-е - процесс подвода теплоты от тарелки впускного клапана работающего двигателя к топливу.

Допустимая температура перегрева этанола определяется рабочим давлением в системе впрыска, которое составляет 0,5 МПа [5]. При таком давлении этанол можно нагревать до температуры равной 120 °С [6] не вызывая его закипания. При этом после впрыска полностью может испариться по массе до 11% перегретого этанола, что сопоставимо с количеством запальной дозы бензина в бензоспиртовых смесях марки Е90.

Следовательно, применять перегрев этанола целесообразнее только на режимах запуска ДВС ПВ. Перегрев этанола на номинальных тепловых режимах будет приводить к повышенному его расходу, что нецелесообразно.

Проведенные расчеты показывают, что в случае работы ДВС ПВ, оснащенного системой распределенного впрыска перегретого этанола (давление в системе 0,5 МПа) при коэффициенте избытка воздуха равного 1 при отсутствии теплообмена с деталями впускной системы, средний рост температуры топливо-воздушной смеси, поступающей на вход цилиндров двигателя составит 42 °С.

Выполненный по соответствующей методике [7] тепловой расчет четырехцилиндрового ДВС ПВ (ВА3-2115) мощностью 57 кВт при 5400 об/мин (степень сжатия 9,8, ход поршня 0,071 м) при нормальных атмосферных условиях показывает, что такой рост средней температуры топливовоздушной смеси приводит к увеличению приблизительно на 3 г/кВт·ч удельного эффективного расхода топлива по

сравнению с показателями двигателя, работающего на этаноле, имеющего температуру атмосферного воздуха.

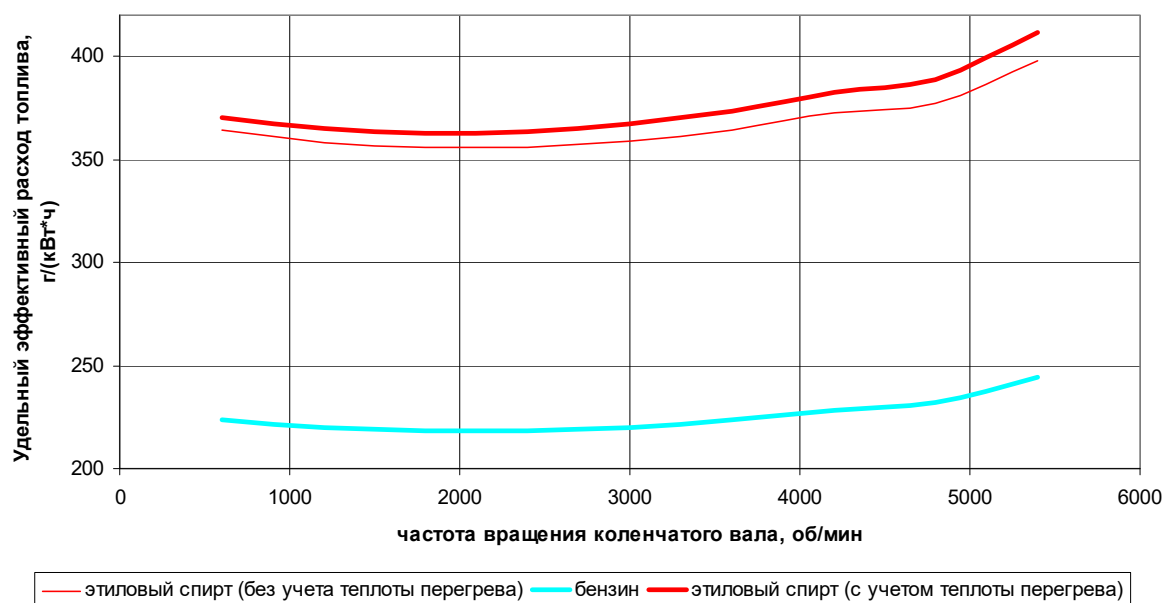


Рис.5. Удельный эффективный расход топлив ДВСПВ

На рис.5 показаны результаты теплового расчета при работе вышеназванного двигателя на бензине, перегретом этаноле и этаноле, имеющем температуру атмосферного воздуха.

Литература:

1. www.bosch.com www.vda.de
2. Егоров. А.В. Патент Российской Федерации №2278990. Система приготовления топливовоздушной смеси для двигателя внутреннего сгорания с принудительным воспламенением.
3. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент. Справочник/ Под общ. ред. чл.-корр. РАН А.В. Клименко и проф. В.М. Зорина. – М.: Издательство МЭИ, 2001. – 564 с.
4. Ерохов В.И. Системы впрыска топлива легковых автомобилей. – М.: Транспорт, 2002. -174 с.
5. Варгафтик, Н.Б. Справочник по теплофизическим свойствам газов и жидкостей. – М. Наука, 1972. – 721 с.
- 6.. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей/ Д.Н. Вырубов, Н.А. Иващенко, В.И. Ивин и др. – М.: Машиностроение, 1983. – 372 с.

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ И ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЯ КАМАЗ-740.51 ПРИ ПЕРЕВОДЕ ЕГО НА ГАЗОДИЗЕЛЬНЫЙ ПРОЦЕСС

Грицук И.В., Адров Д.С.

(Донбасская национальная академия строительства и архитектуры)

Одним из наиболее перспективных путей сокращения расхода дизельного топлива при одновременном выполнении поставленной задачи увеличения моторесурса двигателей и широкого применения газа является перевод дизельных двига-

телей на газовое топливо. Наиболее распространенным способом перевода дизельного двигателя грузовых автомобилей, автобусов и тракторов является организация газодизельного процесса, то есть замещение части жидкого топлива газом, в большинстве случаев сжатым природным газом.

Для газодизельных двигателей требуется изменение запальной дозы как функции многих переменных. В некоторых реализованных конструкциях, использующих традиционные технические решения, удалось добиться приемлемой сбалансированности противоречивых требований на отдельных установившихся режимах.

Однако, предстоящее введение правил ЕЭК ООН № 49-03 с контролем концентраций при непрерывно изменяющихся параметрах работы двигателя, ставит под сомнение возможность выполнения жестких экологических норм даже при значительном усложнении конструкции традиционных систем ГТА.

В условиях непрерывного совершенствования автомобильной техники и ужесточения экологических норм, применение электронных микропроцессорных систем управления не имеет иной альтернативы.

Так с целью изменения величины запальной дозы необходимо задавать определенный закон перемещения рейки ТНВД. Закон перемещения, который и будет определять величину запальной дозы, должен обеспечивать как высокую экономичность и экологичность, так и мощность двигателя. В первую очередь перемещение рейки должно ограничиваться устанавливаемой величиной запальной дозы на минимальных или номинальных оборотах двигателя так и корректироваться на промежуточных режимах работы двигателя с разными степенями нагрузки. Добиться соответствия перемещения рейки необходимым величинам запальной дозы жидкого топлива во всем диапазоне режимов работы двигателя можно только применением микропроцессорного управления ее перемещениями. Минимально необходимые для осуществления такого управления являются данные, получаемые с датчиков числа оборотов коленчатого вала двигателя, разрежения во впускном коллекторе, угла поворота дроссельной заслонки подачи газа и давления газа. На основании показаний этих датчиков микропроцессорный блок по заранее заданному алгоритму рассчитывает оптимальную величину запальной дозы для конкретных условий работы двигателя и передает управляющий сигнал на исполнительный механизм, которым может являться как линейный электродвигатель, так и золотниковый гидроусилитель, приводимые исполнительным элементом. Применение микропроцессорного блока управления делает возможным задание нескольких алгоритмов расчета величины запальной дозы жидкого топлива, в зависимости от поставленной задачи в конкретных эксплуатационных условиях – достижение максимальной экономичности или мощности, с возможностью переключения между этими алгоритмами с панели управления автомобилем.

Таким образом, использование предлагаемого устройства позволяет путем задания алгоритмов расчета величины запальной дозы добиться высоких показателей экономичности, экологичности и приемистости двигателя.

В условиях современных требований к экологическим показателям работы двигателя невозможно добиться выполнения их путем внесения изменений только в систему питания. Для обеспечения соответствия нормам по выбросам вредных веществ с отработавшими газами и обеспечения максимальных мощностных показателей необходимо частичное изменение конструкции самого двигателя с учетом особенностей протекания газодизельного процесса и оптимальных параметров смесеобразования и прочих условий для осуществления этого процесса.

С целью выполнения теоретических исследований в области поиска оптимальных конструктивных параметров газодизельного двигателя была разработана специальная программа теплового расчета двигателя в табличном процессоре EXCEL. Разработанная программа позволяет производить комплексный подбор различных конструктивных параметров двигателя и получать результаты мощностных и экономических показателей работы двигателя, а по ним судить о степени совершенства конструкции двигателя в целом. Программа включает оптимизацию по следующим параметрам: степень сжатия двигателя, коэффициент избытка воздуха и величина запальной дозы.

Как показывает теоретический расчет в программе добиться прежнего уровня эффективных показателей работы двигателя возможно при повышении степени сжатия. Увеличение степени сжатия при аналогичных параметрах топливно-воздушной смеси позволяет повысить температуру сгорания, и следовательно добиться желаемых значений мощности и крутящего момента, соответствующих базовому двигателю. Однако чрезмерное значение степени сжатия при замене части жидкого топлива на газ может привести к детонации последнего, в силу величины октанового числа природного газа. Поэтому подбор степени сжатия в программе может быть произведен только теоретически, а при практическом переоборудовании необходимо проводить испытания с целью подбора этой величины на конкретном двигателе, с учетом параметров камеры сгорания, обеспечения устойчивой воспламеняемости на всех режимах работы двигателя как на жидком топливе так и на смеси газа и жидкого топлива.

Одним из параметров определяющих показателя топливно-воздушной смеси является соотношением количества воздуха в ней и топлива, находящегося в испаренном или распыленном виде. Данное соотношение характеризуется коэффициентом избытка воздуха α . Значение данного коэффициента лежит в пределах от 1,4 до 2,0, и зависит от конструкции камеры сгорания. Анализ данных расчетов произведенных в программе показывает, что с уменьшением значения коэффициента избытка воздуха растет мощность, однако снижения коэффициента избытка воздуха приводит к тому, что возрастает токсичность отработавших газов, а именно увеличивается содержание несгоревших углеводородов. На основании этого анализа значение коэффициента избытка воздуха принято 1,6.

Источником зажигания рабочей смеси у газодизелей является запальная доза дизельного топлива. Величина запальной дозы выбирается из условия устойчивости работы двигателя в режиме холостого хода. Перевод дизеля на газодизельный процесс позволяет сэкономить до 80% дизельного топлива с сохранением мощностных качеств двигателя. Величина запальной дозы должна обеспечивать выполнение нескольких требований: быть максимально маленькой – для обеспечения экономии дизельного топлива, быть достаточной для обеспечения надежного воспламенения газовой составляющей, а также что немаловажно при использовании штатной топливной аппаратуры дизеля обеспечивать надежный отвод теплоты от распылителя форсунки. Подбор оптимального значения запальной дозы должен производиться в процессе работы двигателя как на холостых оборотах (установка базовой величины запальной дозы) так и на различных режимах работы (корректировка значения). Корректировка величины запальной дозы осуществляется по различным параметрам работы двигателя: нагрузка, частота вращения коленчатого вала, температура охлаждающей жидкости, воздуха. В ходе теоретического исследования анализ расчета программы была выбрана величина запальной дозы 10% на номинальном режиме.

Таким образом при оптимизации выше перечисленных конструктивных параметров достигаются желаемые значения эксплуатационных показателей.

Конструктивно достичь данной оптимизации возможно изменением формы камеры сгорания и элементов системы питания. Изменения элементов системы питания подразумевает установку выше указанного дозирующего устройства запальной дозы жидкого топлива и системы подачи газа во впускной трубопровод с помощью установки смесителя газа и воздуха.

Практическое применение данной системы организации газодизельного процесса позволит активнее внедрять использование газовых видов топлива на автомобильном транспорте.

УЛУЧШЕНИЕ КАЧЕСТВА ПРОЦЕССА СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ ДИЗЕЛЯ ПРИ ЕГО РАБОТЕ НА РАПСОВОМ МАСЛЕ

Марков В.А., Коршунов Д.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
Девянин С.Н. (МГАУ им. В.П. Горячкина),
Дробышев О.В. (АЗПИ)

Одной из проблем, возникающих при использовании растительных масел в качестве топлива для дизелей, является ухудшение качества процесса смесеобразования. Это обусловлено тем, что плотность, вязкость и поверхностное натяжение этих масел выше, чем у дизельного топлива (ДТ) [1,2,3]. Для улучшения качества смесеобразования при работе на таких биотопливах предлагается использовать распылитель, отличительной особенностью которого является наличие нескольких распыливающих отверстий 6 и 7, выполненных попарно и расположенных равномерно по поверхности носка 4 распылителя (рис.1). При этом оси 6, 7 расположены в плоскости, проходящей через ось цилиндрической полости 2 корпуса распылителя и выполнены под углом ψ друг относительно друга. При этом входные кромки 8 и 9 распыливающих отверстий 6 и 7 расположены на конической запорной поверхности 3 корпуса 1 распылителя.

При впрыскивании каждое распыливающее отверстие формирует струю распыливаемого топлива. Струи спаренных отверстий 6 и 7 сталкиваются друг с другом на некотором расстоянии от носка 4 распылителя. При этом струи топлива дополнительно турбулизуются и образуется одна общая струя большего объема. Причем, длина этой струи несколько меньше струи топлива, формируемой одним распыливающим отверстием, имеющим эффективное проходное сечение, равное сумме эффективных проходных сечений распыливающих отверстий 6 и 7.

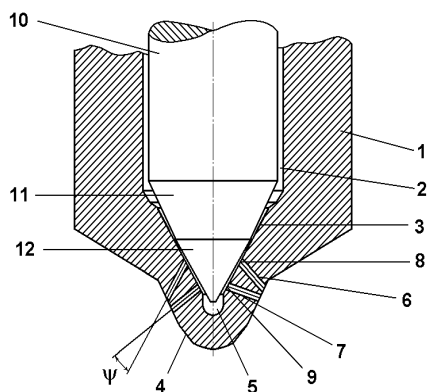


Рис. 1. Конструктивная схема распылителя форсунки: 1 - корпус; 2 - цилиндрическая полость; 3 - коническая запорная поверхность корпуса; 4 - носок распылителя; 5 - подыгольная полость; 6 и 7 - распыливающие отверстия; 8 и 9 - входные кромки распыливающих отверстий; 10 - игла; 11 - коническая поверхность иглы; 12 - коническая запорная часть иглы.

В соответствии с разработанной конструктивной схемой на Алтайском заводе прецизионных изделий (АЗПИ, г. Барнаул) были изготовлены распылители, предназначенные для дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода. Эти распылители имели параметры и геометрические размеры, представленные в табл. 1 и 2. В этих же таблицах приведены аналогичные данные по штатным распылителям DOP 119S534 фирмы Motorpal, выполненным с пятью распыливающими отверстиями.

Таблица 1. Параметры исследуемых распылителей.

№ распылителя	Модель	Число распыливающих отверстий i_p	Диаметр распыливающих отверстий d_p , мм	Максимальный подъем иглы форсунки h_n , мм	Суммарная эффективная площадь распылителя в сборе $\mu_p f_p$, мм
1	Motorpal DOP 119S534	5	0,34	0,30	0,250
2	АЗПИ	10	0,25	0,31	0,270

Таблица 2. Расположение распыливающих отверстий распылителей.

№ отверстий	Угловое расположение отверстия относительно штифта, град		Угол наклона отверстия относительно оси распылителя, град	
	Распылитель №1	Распылитель №2	Распылитель №1	Распылитель №2
1	8	8	63,5	67/36
2	90	90	72,0	75/45
3	172	172	63,0	67/36
4	237	237	52,5	55/30
5	303	303	53,5	55/30

Для оценки показателей дизеля Д-245.12С с распылителями на рис. 1, работающего на биотопливе, проведены испытания на моторном стенде АМО «ЗиЛ». Дизель был оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов и ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) модели PP4M10U1f с диаметром плунжеров $d_{пл}=10$ мм и их ходом $h_{пл}=10$ мм. Форсунки ФДМ-22 производства АО «Куроаппаратура» (г. Вильнюс) поочередно оснащались штатными распылителями DOP 119S534 фирмы Motorpal и распылителями на рис. 1 (распылителями АЗПИ). Давление начала впрыскивания составляло $p_{ф0}=21,5$ МПа.

Следует отметить, что предложенная конструкция распылителя обеспечивает работу дизеля на чистом растительном масле (использовалось рапсовое масло - РМ). Однако физико-химические свойства РМ заметно отличаются от свойств ДТ. Основной проблемой является повышенная вязкость РМ. При температуре $t=20^\circ\text{C}$ вязкость РМ на порядок выше, чем ДТ (соответственно 75 и 3,8 мм²/с, см. табл. 3). Существенно меньшей вязкостью обладают смеси РМ и ДТ. Вязкость смеси, содержащей 80 % ДТ и 20 % РМ составляет $\nu_t=9$ мм²/с, а при температуре $t=40^\circ\text{C}$, характерной для условий систем топливоподачи дизелей, снижается до $\nu_t=5$ мм²/с, что соизмеримо с вязкостью чистого ДТ (в соответствии с ГОСТ 305-82 вязкость летнего дизельного топлива составляет $\nu_t=3...6$ мм²/с).

Поэтому целесообразно применять смесевое биотопливо, представляющее собой смесь ДТ и РМ. Эти компоненты хорошо смешиваются, а смеси имеют приемлемые свойства, позволяющие сжигать их в дизеле без внесения изменений в его

конструкцию. Причем, наибольшее приближение к свойствам ДТ обеспечивает смесь, содержащая 80 % ДТ и 20 % РМ (см. табл. 3).

Табл. 3. Физико-химические свойства дизельного топлива и смесевых биотоплив

Физико-химические Свойства	Топлива				
	ДТ	РМ	80% ДТ + 20% РМ	60% ДТ + 40% РМ	40% ДТ + 60% РМ
Плотность при 20° С, кг/м ³	830	916	848	865	882
Вязкость кинематическая при 20° С, мм ² /с	3,8	75	9,0	19	30
Коэффициент поверхностного натяжения при 20° С, мН/м	27,1	33,2	-	-	-
Теплота сгорания низшая, Дж/кг	42500	37300	41500	40400	39400
Цетановое число	45	36	-	-	-
Температура самовоспламенения, ° С	250	318	-	-	-
Температура помутнения, ° С	-25	-9	-	-	-
Температура застывания, ° С	-35	-20	-	-	-
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,6	13,9	13,5	13,1
Содержание, % по массе					
С	87,0	78,0	-	-	-
Н	12,6	10,0	-	-	-
О	0,4	12,0	-	-	-
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	-	-	-
Коксуемость 10%-ного остатка, % по массе	0,2	0,4	-	-	-

Примечание: «-» - свойства не определялись; для смесей ДТ и РМ указано объемное процентное содержание компонентов.

При испытаниях дизель Д-245.12С исследовался на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН (EURO-2) с установочным углом опережения впрыскивания $\theta=13^\circ$ поворота коленчатого вала до ВМТ и неизменным положением упора дозирующей рейки ТНВД (упора максимальной подачи топлива). Концентрации NO_x , CO , CH_x в отработавших газах (ОГ) определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO.

Результаты экспериментальных исследований Д-245.12С на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла приведены на рис. 2. Характеристики часового расхода топлива G_T (рис. 2,а) свидетельствуют о том, что тип распылителя незначительно влияет на часовой расход топлива во всем диапазоне нагрузочных режимов. Так на режиме холостого хода при минимальной частоте вращения $n=850 \text{ мин}^{-1}$ замена распылителей Motorpal на распылители АЗПИ приводит к уменьшению G_T с 0,89 до 0,86 кг/ч, на режиме максимального крутящего момента при $n=1500 \text{ мин}^{-1}$ – к изменению G_T с 13,24 кг/ч (при $M_e=365,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$) до 13,00 кг/ч (при $M_e=359,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$), на режиме максимальной мощности при $n=2400 \text{ мин}^{-1}$ – к изменению G_T с 20,10 кг/ч (при $M_e=312,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$) до 21,56 кг/ч (при $M_e=336,0 \text{ Н}\cdot\text{м}$).

Тип применяемого топлива оказывают влияние и на концентрацию в ОГ оксидов азота C_{NO_x} (рис. 2,б). Если на режиме холостого хода при $n=850 \text{ мин}^{-1}$ при переходе от распылителей Motorpal к распылителям АЗПИ содержание оксидов азота в ОГ C_{NO_x} не изменяется и составляет для обоих типов распылителей

$C_{NOx}=180 \cdot 10^{-4} \%$, то на режиме максимального крутящего момента при $n=1500$ мин⁻¹ отмечено увеличение C_{NOx} с $770 \cdot 10^{-4} \%$ до $900 \cdot 10^{-4} \%$, а на режиме максимальной мощности при $n=2400$ мин⁻¹ – рост C_{NOx} с $650 \cdot 10^{-4} \%$ до $870 \cdot 10^{-4} \%$. Максимальные значения C_{NOx} отмечены на режиме с минимальным удельным эффективным расходом топлива g_e . При работе на режиме с $n=1500$ мин⁻¹ и $M_e=275,2$ Н·м с распылителями Motorpal удельный эффективный расход топлива оказался равным $g_e=222,2$ г/(кВт·ч), а концентрация оксидов азота в ОГ – $C_{NOx}=955 \cdot 10^{-4} \%$. При работе на режиме с $n=1500$ мин⁻¹, $M_e=268,2$ Н·м с распылителями АЗПИ эти показатели равны $g_e=219,5$ г/(кВт·ч) и $C_{NOx}=1190 \cdot 10^{-4} \%$. Приведенные данные свидетельствуют о том, что распылители АЗПИ обеспечивают лучшее качество распыливания топлива и смесеобразования, большую эффективность процесса сгорания топлива, меньший удельный эффективный расход топлива g_e , но большее содержание в ОГ оксидов азота C_{NOx} .

Установка распылителей АЗПИ обеспечивает значительное снижение эмиссии продуктов неполного сгорания топлива – монооксида углерода и углеводородов. Практически на всех исследованных режимах при установке распылителей АЗПИ вместо распылителей Motorpal концентрация монооксида углерода в ОГ C_{CO} снижается (рис. 2,б). Так, на режиме холостого хода при $n=850$ мин⁻¹ содержание СО в ОГ снизилось с $600 \cdot 10^{-4} \%$ до $450 \cdot 10^{-4} \%$, на режиме максимального крутящего момента при $n=1500$ мин⁻¹ – с $550 \cdot 10^{-4} \%$ до $425 \cdot 10^{-4} \%$, на режиме максимальной мощности при $n=2400$ мин⁻¹ – с $280 \cdot 10^{-4} \%$ до $180 \cdot 10^{-4} \%$. Лишь на режиме с минимальной нагрузкой ($M_e=30-32$ Н·м) при $n=2400$ мин⁻¹ переход от распылителей Motorpal к распылителям АЗПИ сопровождался ростом содержания СО в ОГ с $565 \cdot 10^{-4} \%$ до $750 \cdot 10^{-4} \%$.

На всех исследованных режимах замена распылителей Motorpal на распылители АЗПИ приводила к значительному уменьшению эмиссии C_{CHx} (рис. 2,г). На режиме холостого хода при $n=850$ мин⁻¹ такая замена распылителей сопровождается снижением содержания несгоревших углеводородов в ОГ с $310 \cdot 10^{-4} \%$ до $190 \cdot 10^{-4} \%$, на режиме максимального крутящего момента при $n=1500$ мин⁻¹ – со $180 \cdot 10^{-4} \%$ до $140 \cdot 10^{-4} \%$, на режиме максимальной мощности при $n=2400$ мин⁻¹ – со $143 \cdot 10^{-4} \%$ до $72 \cdot 10^{-4} \%$. Поскольку эмиссия несгоревших углеводородов в наибольшей степени зависит от количества распыливаемого топлива, оказавшегося в холодных пристеночных слоях КС, то такое снижение концентрации CH_x в ОГ при использовании распылителей АЗПИ свидетельствует об уменьшении количества топлива, попадающего на стенки камеры сгорания, и улучшении качества процесса смесеобразования при работе с этими распылителями.

По приведенным на рис. 2 характеристикам G_T и содержания в ОГ токсичных компонентов (C_{NOx} , C_{CO} , C_{CHx}) рассчитаны среднеэксплуатационные расход топлива и эффективный КПД дизеля, а также интегральные удельные массовые выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого цикла.

Оценка эксплуатационного расхода топлива проводилась по среднеэксплуатационному (условному) удельному эффективному расходу топлива, который определялся с использованием зависимости:

$$g_{eysl} = \sum_{i=1}^{13} G_{Ti} \cdot K_i / \sum_{i=1}^{13} N_{ei} \cdot K_i,$$

где G_{Ti} - часовой расход топлива на i -том режиме; N_{ei} - мощность дизеля на этом режиме; K_i - коэффициент, отражающий долю времени каждого режима, k - число режимов. Поскольку смесевые биотоплива имеют меньшую теплотворную способность, топливную экономичность дизеля при его работе на этих топливах целе-

сообразно оценивать не удельным эффективным расходом топлива g_e , а эффективным КПД η_e .

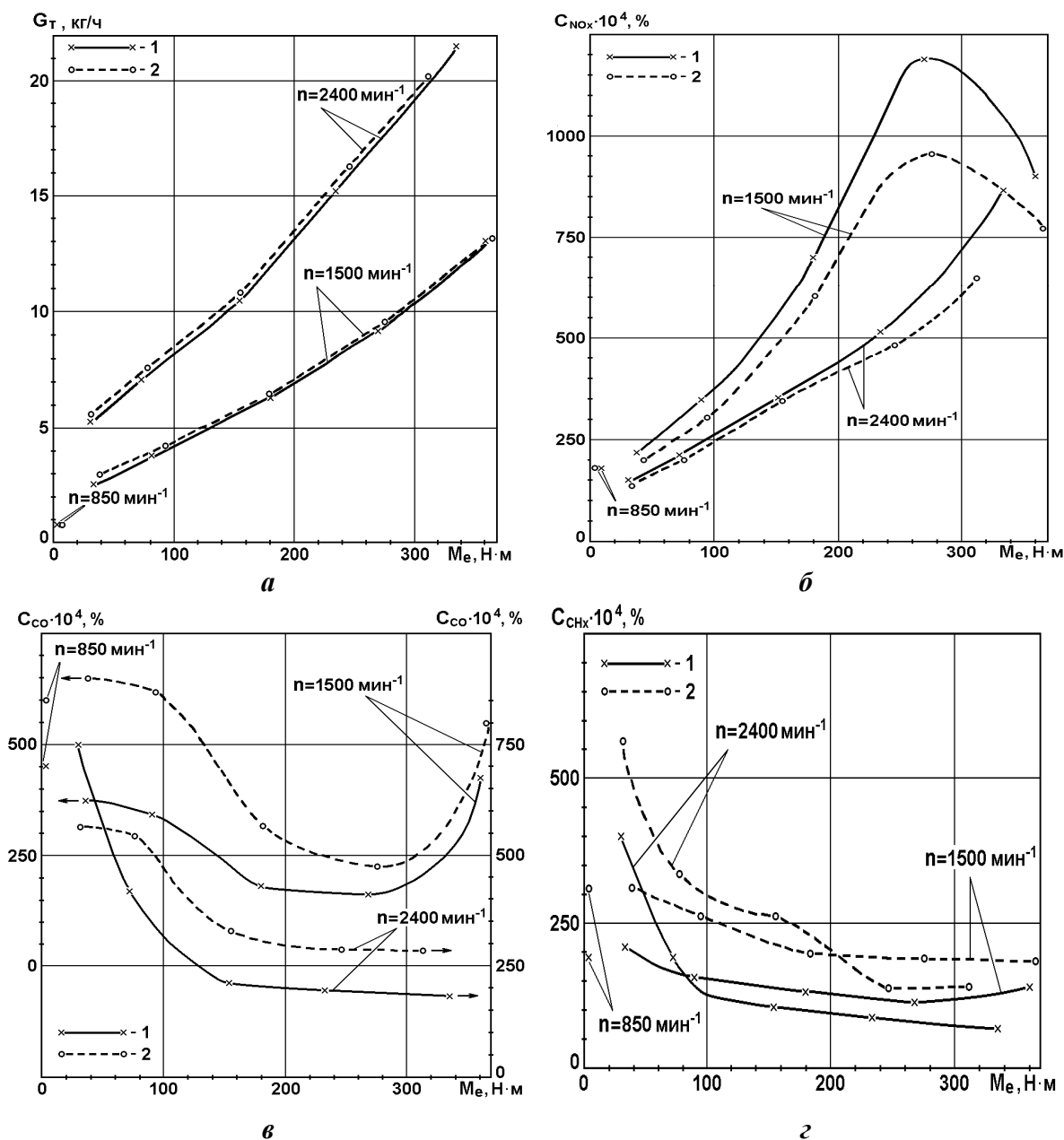


Рис. 2. Зависимость показателей дизеля Д-245.12С от скоростного и нагрузочного режима (частоты вращения n и эффективного крутящего момента M_e) при использовании распылителя АЗПИ (1) и Motorpal (2): а - часовой расход топлива G_T ; б - концентрации в ОГ оксидов азота C_{NOx} ; в - концентраций в ОГ монооксида углерода C_{CO} ; г - концентрации в ОГ несгоревших углеводородов C_{CHx} .

Причем, для интегральной оценки работы дизеля на режимах 13-ступенчатого цикла использован условный эффективный КПД, определяемый из соотношения

$$\eta_{e\text{ усл}} = 3600 / (H_U \cdot g_{e\text{ усл}}),$$

где H_U – низшая теплота сгорания топлива [МДж/кг]. В соответствии с данными табл. 3 низшая теплота сгорания дизельного топлива принята равной $H_U = 42,5$ МДж/кг, а низшая теплота сгорания смесового биотоплива, содержащего 80 % ДТ и 20 % РМ – $H_U = 41,5$ МДж/кг. Интегральные удельные массовые выбросы токсичных компонентов ОГ дизеля, работающего на режимах 13-ступенчатого испыта-

тельного цикла, рассчитывались по общепринятой методике [3,4]. Результаты расчетов представлены в табл. 4.

Таблица 4. Показатели дизеля Д-245.12С, оснащенного различными распылителями и работающего на различных топливах

Тип распылителя, применяемое топливо, Нормы выбросов токсичных компонентов	Показатели дизеля , г/(кВт·ч)				
	$g_{e\text{ усл}}$	$\eta_{e\text{ усл}}$	e_{NO_x}	e_{CO}	e_{CH_x}
Распылитель Motorpal , ДТ	247,20	0,3427	7,442	3,482	1,519
Распылитель Motorpal , 80 % ДТ + 20 % РМ	254,38	0,3410	7,159	3,814	0,965
Распылитель АЗПИ, 80 % ДТ + 20 % РМ	253,11	0,3427	8,430	2,636	0,597
Требования норм EURO-2	-	-	7,0	4,0	1,1

Данные табл. 4 подтверждают возможность заметного улучшения показателей дизеля Д-245.12С при его оснащении предложенными распылителями. По сравнению с работой дизеля на ДТ со штатными распылителями Motorpal использование этих распылителей в дизеле, работающем на смесевом биотопливе, позволяет заметно снизить выбросы СО и СН_х при сохранении неизменным эффективного КПД $\eta_{e\text{ усл}}$. Аналогичный эффект использования распылителей АЗПИ отмечен и по сравнению с работой дизеля на смесевом биотопливе с распылителями Motorpal. При этом замена распылителей Motorpal на распылители АЗПИ позволила повысить эффективный КПД двигателя $\eta_{e\text{ усл}}$ с 0,3410 до 0,3427 (на 0,5 %) и снизить выбросы e_{CO} с 3,814 до 2,636 г/(кВт·ч) (на 30,9 %) и выбросы e_{CH_x} с 0,965 до 0,597 г/(кВт·ч) (на 38,1 %). Однако при этом увеличивается эмиссия e_{NO_x} , с 7,159 до 8,430 г/(кВт·ч) (на 17,8 %). При этом оба типа распылителей не обеспечивают требований норм EURO-2 по выбросам этого токсичного компонента. Для достижения требуемых показателей по выбросам NO_x необходимо установку распылителей АЗПИ сочетать с реализацией других мероприятий, направленных на уменьшение эмиссии этого токсичного компонента (управление углом опережения впрыскивания топлива, охлаждение наддувочного воздуха, организация рециркуляции ОГ и др.).

Литература:

1. Марков В.А., Коршунов Д.А., Девянин С.Н. Работа дизелей на растительных маслах // Грузовик &. - 2006. - № 7. - С. 33-46.
2. Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. – М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. – 480 с.
3. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. - М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. - 344 с.
4. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. - 376 с.

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА СМЕСЕВОГО БИОТОПЛИВА НА ОСНОВЕ РАПСОВОГО МАСЛА ДЛЯ ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Иващенко Н.А., Марков В.А., Зенин А.А., Коршунов Д.А., Ефанов А.А.
(МГТУ им. Н.Э. Баумана),
Девянин С.Н. (МГАУ им. В.П. Горячкина)

В связи с ростом мировых цен на нефтепродукты и сокращением запасов нефти все более актуальными становятся работы, направленные на использование

в ДВС альтернативных топливах [1,2]. Актуальной является и необходимость снижения выбросов в атмосферу углекислого газа, относящегося к группе «парниковых газов». Поэтому интерес представляет использование в ДВС топлив из растительного сырья. Одним из наиболее перспективных альтернативных биотоплив является рапсовое масло (РМ) [3,4]. Ряд проблем, возникающих при работе дизельных двигателей на РМ (высокая вязкость РМ, закоксовывание распылителей форсунок и др.), устраняются при использовании смесей РМ с дизельным топливом.

Для оценки показателей работы дизелей, работающих на смесевых биотопливах и оптимизации их состава, проведены исследования дизеля Д-245.12С (4ЧН11/12,5) Минского моторного завода. При испытаниях дизеля Д-245.12С, проведенных на моторном стенде АМО «ЗиЛ», определялись показатели эффективности его работы при использовании четырех видов топлива: чистое ДТ и три вида смесового биотоплива, состоящего из ДТ и РМ, смешанных в соотношениях 4:1, 3:2 и 2:3 (по объему). Токсичность отработавших газов (ОГ) оценивалась при работе двигателя на режимах 13-го испытательного цикла ЕСЕ R49 [5,6].

С использованием полученных экспериментальных данных проведены расчетные исследования, целью которых являлась оптимизация состава смесового биотоплива на основе РМ для транспортного дизеля. При этом определялся состав биотоплива, обеспечивающий наилучшее сочетание показателей топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля на режимах 13-ти ступенчатого испытательного цикла. Кроме того, рассчитывалось наилучшее сочетание этих показателей на каждом исследованном режиме и определялась характеристика, в соответствии с которой целесообразно изменять состав биотоплива в зависимости от режима работы дизеля.

Оптимизация проводилась с использованием метода свертки [6,7]. Данный метод позволяет многокритериальную задачу оптимизации состава смесового биотоплива свести к однокритериальной задаче путем составления обобщенного критерия оптимальности в виде суммы частных критериев. В качестве этих критериев выбраны эффективный КПД двигателя и выбросы с ОГ нормируемых газообразных токсичных компонентов ОГ. Таким образом, при использовании данного метода оптимизации обобщенный критерий оптимальности J_0 сформирован в виде суммы:

$$J_0 = \sum_{i=1}^k a_i J_i, \quad (1)$$

где J_i – частные критерии оптимальности;

a_i – весовые коэффициенты.

Частные критерии оптимальности рассчитывались по следующим зависимостям:

$$J_{\eta_e} = \frac{\eta_{e0}}{\eta_e}, \quad J_{NOx} = \frac{e_{NOx}}{e_{NOx0}}, \quad J_{CO} = \frac{e_{CO}}{e_{CO0}}, \quad J_{CHx} = \frac{e_{CHx}}{e_{CHx0}}, \quad (2)$$

где η_e – эффективный КПД дизеля, работающего на данном топливе;

η_{e0} – эффективный КПД дизеля при работе на чистом ДТ;

e_{NOx} , e_{CO} , e_{CHx} – удельные массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов при работе дизеля на данном виде топлива, г/(кВт·ч);

e_{NOx0} , e_{CO0} , e_{CHx0} – удельные массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов при работе дизеля на чистом ДТ, г/(кВт·ч).

Весовые коэффициенты в выражении (1) показывают значимость того или иного частного критерия. В данном исследовании значимость частных критериев, характеризующих токсичность ОГ, определялась по соответствию исследуемого дизеля действующим нормам токсичности ОГ (EURO 2). В качестве базового варианта выбран дизель, работающим на чистом ДТ, а значения весовых коэффициентов на всех режимах 13-ступенчатого цикла были постоянными и независимыми вида используемого топлива. С целью реализации такого принципа выбора весовых коэффициентов предложено весовой коэффициент $a_{\eta e}$ принять равным единице, а весовые коэффициенты a_{NOx} , a_{CO} , a_{CHx} определять в виде отношения действительной эмиссии токсичных компонентов ОГ к предельным величинам их эмиссии, лимитируемым нормами на токсичность ОГ, т.е.:

$$a_{NOx} = \frac{e_{NOx}}{e_{NOxnp}}, \quad a_{CO} = \frac{e_{CO}}{e_{COnp}}, \quad a_{CHx} = \frac{e_{CHx}}{e_{CHxnp}}, \quad (3)$$

где e_{NOx} , e_{CO} , e_{CHx} – удельные массовые выбросов оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов при работе дизеля на чистом ДТ, г/(кВт·ч); e_{NOxnp} , e_{COnp} , e_{CHxnp} – предельные значения удельных массовых выбросов оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов, лимитируемые нормами EURO-2, действующими в настоящее время в Российской Федерации, г/(кВт·ч). Полученные значения весовых коэффициентов приведены в табл.1.

Таблица 1. Весовые коэффициенты частных критериев оптимизации.

Весовой коэффициент	a_{NOx}	a_{CO}	a_{CHx}
Значение весового коэффициента	1,063	0,871	1,381

При расчетных исследованиях определены интегральные на режимах 13-ти ступенчатого испытательного цикла удельные массовые выбросы токсичных компонентов ОГ. Выражение для расчета удельных выбросов оксидов азота имеет вид

$$e_{NOx} = \sum_{i=1}^{13} E_{NOxi} \cdot K_i / \sum_{i=1}^{13} N_{ei} \cdot K_i, \quad (4)$$

где E_{NOxi} – массовый выброс оксидов азота на i -м режиме 13-ступенчатого испытательного цикла ECE R49, г/ч;

N_{ei} – мощность двигателя на i -м режиме по 13-ступенчатому испытательному циклу ECE R49, кВт;

K_i – коэффициент, отражающий долю времени i -го режима 13-ступенчатого испытательного цикла ECE R49.

Выбросы остальных токсичных компонентов ОГ рассчитывались по аналогичным выражениям. Условный среднеексплуатационный удельный эффективный расход топлива определялся с использованием зависимости

$$g_{eул} = \sum_{i=1}^{13} G_{Ti} \cdot K_i / \sum_{i=1}^{13} N_{ei} \cdot K_i, \quad (5)$$

где G_{Ti} – часовой расход топлива на i -м режиме 13-ступенчатого испытательного цикла ECE R49, кг/ч.

Для оценки топливной экономичности дизеля использован безразмерный показатель – условный средний эффективный КПД $\eta_{e\text{ ср}}$, характеризующий услов-

ный средний удельный эффективный расход топлива в эксплуатации $g_{e\text{ ср усл}}$ и определяемый в виде

$$\eta_{e\text{ усл}} = 3600 / (H_u \cdot g_{e\text{ усл}}), \quad (6)$$

где H_u – низшая теплота сгорания топлива.

Представленная методика использована для определения состава смесового биотоплива, обеспечивающего наилучшее сочетание показателей топливной экономичности и токсичности дизеля на режимах 13-ти ступенчатого испытательного цикла. Результаты расчета обобщенного критерия оптимальности J_0 и параметры дизеля, работающего на различных топливах, приведены в табл. 2.

Результаты расчета свидетельствуют о том, что минимум критерия J_0 достигается при работе дизеля на смеси, содержащей 60 % ДТ и 40 % РМ. При таком составе смесового топлива достигается наибольший условный средний эффективный КПД $\eta_{e\text{ ср}}=0,344$, наименьший выброс углеводородов $e_{CHx}=0,949$ г/(кВт·ч) и выполнение требования норм EURO-2 по всем газообразным токсичным компонентам, за исключение выбросов оксидов азота, оказавшихся равными $e_{NOx\text{ пр}}=7,031$ г/(кВт·ч). Однако эти выбросы практически равны требуемым предельным выбросам $e_{NOx\text{ пр}}=7,0$ г/(кВт·ч) норм EURO-2. Их разница составляет 0,45 %, что меньше погрешности определения эмиссии NO_x .

Определение характеристики изменения состава биотоплива в зависимости от режима работы дизеля также проводилось с использованием метода свертки. При этом для каждого из режимов 13-ступенчатого испытательного цикла определялся вид топлива (чистое ДТ или смесовые биотоплива различного состава), обеспечивающий наилучшее сочетание экономических и экологических показателей двигателя, работающего на данном режиме.

Таблица 2. Параметры дизеля Д-245.12С и обобщенный критерий оптимальности при использовании различных типов топлива.

Тип топлива	$\eta_{e\text{ усл}}$	e_{NOx} , г/(кВт·ч)	e_{CO} , г/(кВт·ч)	e_{CHx} , г/(кВт·ч)	J_0
Чистое ДТ	0,343	7,442	3,482	1,519	4,315
Смесь ДТ и РМ (4:1)	0,341	7,159	3,814	0,965	3,858
Смесь ДТ и РМ (3:2)	0,344	7,031	3,880	0,949	3,835
Смесь ДТ и РМ (2:3)	0,336	6,597	3,772	1,075	3,883
Смесовое топливо переменного состава	0,332	6,797	3,013	0,975	3,644

Отличительная особенность расчета этой характеристики заключалась в том, что при определении частных критериев оптимальности по токсичным компонентам ОГ использовалось отношение не интегральных удельных массовых выбросов, как это было принято в выражениях (2), а массовых выбросов на каждом исследуемом режиме, т.е.:

$$J_{NOx} = \frac{E_{NOx}}{E_{NOx0}}, \quad J_{CO} = \frac{E_{CO}}{E_{CO0}}, \quad J_{CHx} = \frac{E_{CHx}}{E_{CHx0}}, \quad (7)$$

где E_{NOx} , E_{CO} , E_{CHx} – массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов при работе дизеля на данном виде топлива, г/ч; E_{NOx0} , E_{CO0} , E_{CHx0} – массовые выбросы оксидов азота, монооксида углерода и углеводородов при работе дизеля на чистом ДТ, г/ч.

Следует отметить, что при определении характеристики регулирования состава смесового топлива в соответствии с изменением скоростного и нагрузочного режима двигателя значение частного критерия оптимальности, характеризующего эффективный КПД дизеля на режиме холостого хода, принималось равным нулю, то есть принималось что в выражениях (2) частный критерий $J_{\eta c}=0$.

Результаты расчетов представлены в табл. 2 и 3. Характеристика регулирования состава смесового биотоплива (рис.1) получена методом линейной интерполяции показателей, полученных на режимах 13-ступенчатого цикла. При этом данные табл. 3 показывают, что на режиме холостого хода, оптимальной является работа на топливе, состоящем из 80 % ДТ и 20 % РМ. Однако необходимо учитывать, что на режиме холостого хода параметры дизеля недостаточно стабильны, из-за малой цикловой подачи смесового топлива точное поддержание его требуемого состава затруднено, а также с целью упрощения характеристики регулирования состава топлива, принято, что на этом режиме оптимальной является работа на чистом ДТ.

Таблица 3. Распределение оптимальных составов смесового топлива на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла (выделены минимальные значения критерия J_0).

№ режима	$J_{0ДТ}$	$J_{0\ 4:1}$	$J_{0\ 3:2}$	$J_{0\ 2:3}$
1	3,315	3,106	3,376	3,817
2	4,315	4,721	4,853	5,240
3	4,315	4,521	4,637	4,568
4	4,315	4,346	4,424	4,343
5	4,315	4,693	4,588	5,426
6	4,315	3,795	3,810	3,679
7	3,315	3,106	3,376	3,817
8	4,315	3,821	3,687	3,140
9	4,315	3,672	3,618	3,061
10	4,315	3,921	3,423	3,206
11	4,315	3,676	3,290	3,378
12	4,315	3,607	3,323	3,950
13	3,315	3,106	3,376	3,817

Анализ данных табл.3 показывает, что наиболее целесообразным является применение смесового топлива переменного состава (при этом значение критерия оптимальности J_0 минимально). Реализация характеристики на рис. 1 позволяет значительно снизить вредные выбросы при незначительном снижении КПД двигателя (на 3,2 % по сравнению с работой на чистом ДТ).

Характерная особенность характеристики рис.1 заключается в увеличении концентрации РМ с ростом частоты вращения n и нагрузки M_e . Это объясняется тем, что при росте n и M_e улучшается качество распыливания топлива, его перемешивание с воздушным зарядом и, как следствие, повышается эффективность сгорания, что благоприятно влияет на показатели экономичности дизеля и приводит к снижению вредных выбросов. Достичь аналогичных результатов при меньших n и M_e не позволяет повышенная вязкость смесового топлива.

Положительное влияние на показатели токсичности ОГ оказывает тот факт, что в состав РМ входит 10-12 % кислорода, участвующего в окислении углеводородов топлива.

В целом, проведенные исследования подтвердили, что применение смесового топлива на основе РМ позволяет обеспечить экономию нефтяного топлива и снизить вредное воздействие ОГ на окружающую среду при незначительном снижении эффективности работы дизеля.

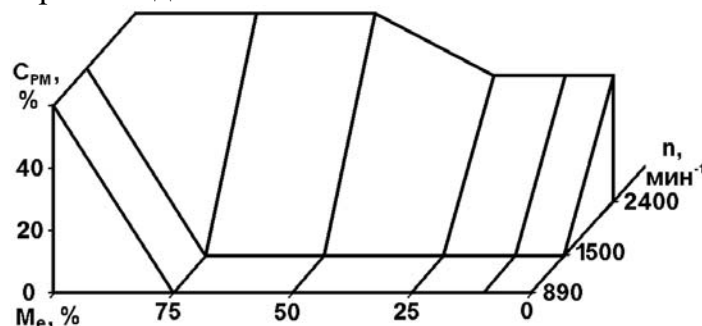


Рис.1. Распределение оптимальных составов смесового топлива в зависимости от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки.

Литература:

1. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. - М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. - 311 с.
2. Шкаликова В.Н., Патрахальцев Н.Н. Применение нетрадиционных топлив в дизелях. - М.: Изд-во Российского университета дружбы народов, 1993. - 64 с.
3. Гайворонский А.И., Марков В.А., Илатовский Ю.В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. - М.: ООО «ИРЦ Газпром», 2007. - 480 с.
4. Марков В.А., Коршунов Д.А., Девянин С.Н. Работа дизелей на растительных маслах // Грузовик &. - 2006. - № 7. - С. 33-46.
5. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. - М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. - 344 с.
6. Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. - М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. - 376 с.
7. Чураков Е.П. Оптимальные и адаптивные системы. - М.: Энергоатомиздат, 1987. - 256 с.

РЕШЕНИЕ ВОПРОСОВ ОПТИМИЗАЦИИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДИЗЕЛЯ С ОБЪЕМНО-ПЛЕНОЧНЫМ СМЕСЕОБРАЗОВАНИЕМ НА ЧИСТОМ РАПСОВОМ МАСЛЕ

Матиевский Д.Д., Кулманаков С.П., Шашев А.В. (АлтГТУ им. Ползунова И.И.).

В большинстве развитых стран мира активно ведутся работы в области получения и применения альтернативных топлив, получаемых из семян растений масличных культур, в частности рапсового масла. Установлено, что для стран с умеренным климатом именно рапс, является наиболее рентабельным.

Для России исследования в этой области являются также актуальными по следующим основным причинам: во-первых, запасы нефти ограничены, во-вторых, сельские хозяйства заинтересованы в снижении энергетической зависимости от поставщиков нефтепродуктов. Кроме того, использование топлив на основе рапсо-

вого масла способствует разрешению проблемы энергетического кризиса, в пределах соответствующих сельскохозяйственных регионов, и улучшению экологической ситуации.

В материале данной статьи представлены результаты исследований по изучению возможности эффективного использования чистого рапсового масла в качестве топлива для дизелей с объемно-пленочным смесеобразованием семейств Д-440 и Д-460, которые широко распространены в качестве силовых агрегатов различной сельхозтехники.

Данные материалы базируются на экспериментальных и расчетноэкспериментальных методах исследования в ходе, которых проводились стендовые испытания двигателя и применялись оптические методы изучения развития топливного факела. В качестве объекта исследования выбран двигатель УК-2, представляющий собой одноцилиндровый отсек двигателя серии Д-440 и Д-460 размерностью 130/140 производства ОАО «ПО АМЗ», который по деталям цилиндра-поршневой группы, распылителям форсунок и многим деталям механизма газораспределения унифицирован с автомобильными двигателями ЯМЗ-236 и ЯМЗ-238.

При организации рабочего процесса дизеля на чистом рапсовом масле следует учитывать существенные физико-химические отличия его от нефтяного дизтоплива: более высокие значения плотности (917 кг/м^3), вязкости ($80 \text{ мм}^2/\text{с}$ при 20°C), и поверхностного натяжения ($33,2 \cdot 10^{-3} \text{ Н/м}$), более низкая теплотворная способность ($37,3 \text{ МДж/кг}$), обусловленная большим количеством атомарного кислорода в молекулах жирных кислот, составляющих рапсовое масло (массовая доля кислорода в рапсовом масле, $O = 0,11$).

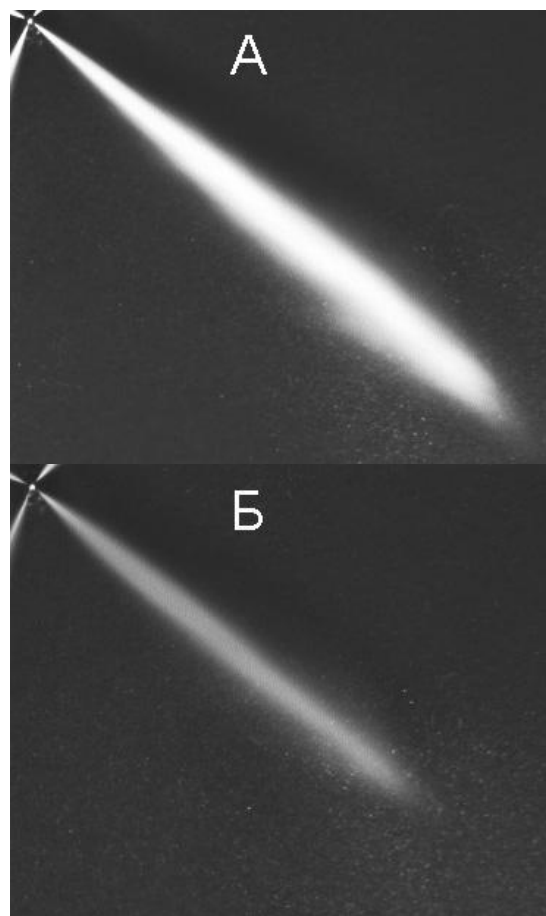


Рис. 1. Фотографии топливного факела на фазе активного впрыска, 1,6 мс.
А – дизтопливо, Б – рапсовое масло

Начальный этап исследований включал в себя сравнительную оценку показателей двигателя, при работе на рапсовом масле и стандартном нефтяном дизтопливе. На рисунках 1 и 2 представлены результаты оптического исследования развития топливного факела при впрыске в атмосферу на частоте вращения коленчатого вала двигателя 1750 мин^{-1} .

В ходе данного этапа исследований установлено, что при переходе с дизтоплива на рапсовое масло наблюдается следующее: впрыск начинается позже на $3\text{--}3,5$ град. п.к.в.; структура факела в поперечном сечении становится более неравномерной; угол раскрытия факела уменьшается; факел становится более дальнотбойным.

Исходя из результатов данного исследования сделано предположение о целесообразности использования распылителя с большим количеством отверстий меньшего диаметра.

По результатам стендовых испытаний двигателя на дизтопливе и чистом рапсовом масле, представленных на рисунках 3

и 4, установлено, что при переходе на чистое рапсовое масло без принятия мер по оптимизации рабочего процесса наблюдается: ухудшение экономичности (удельный индикаторный расход топлива увеличился на 20-30%, индикаторный КПД уменьшился на 15-20%); незначительное уменьшение выбросов оксидов азота; увеличение выбросов оксида углерода на режиме высоких нагрузок (на режиме средних и малых нагрузок существенного изменения не обнаружено); уменьшение максимального давления и температуры цикла при незначительном увеличении температуры отработавших газов; увеличение на 20-30% максимального давления подачи топлива.

Для оптимизации рабочего процесса дизеля на рапсовом масле было проведено исследование влияния угла опережения впрыска топлива, температуры топлива, давления начала впрыска топлива, эффективного проходного сечения распылителя форсунки. Кроме этого были проведены сравнительные испытания двигателя с использованием распылителей специальной конструкции: специальный распылитель №1 – распылитель производства ОАО «АЗПИ» и специальный распылитель №2 – распылитель с увеличенным количеством распыливающих отверстий.

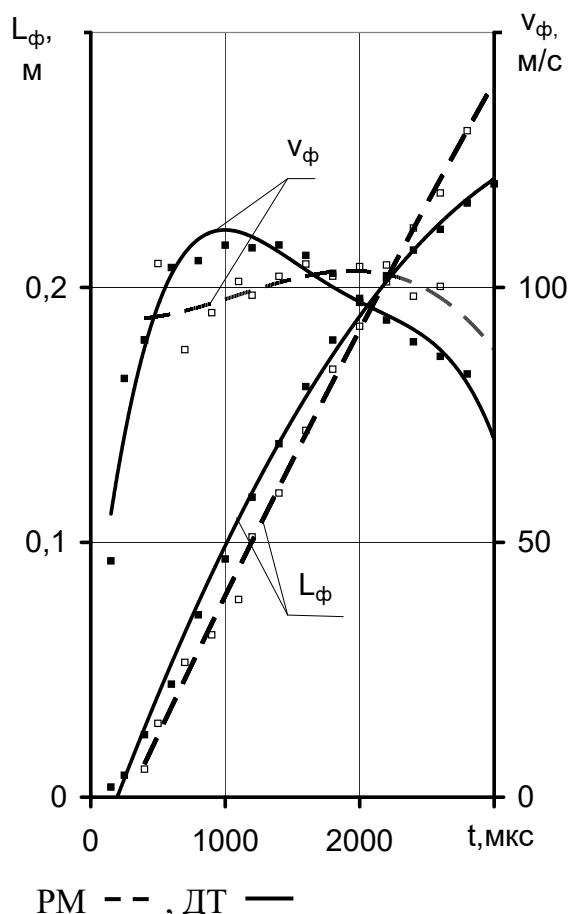


Рис. 2. Изменение длины факела и скорости фронта факела.

В ходе исследования снимались регулировочные и нагрузочные характеристики работы двигателя при частоте вращения коленчатого вала 1750 мин^{-1} .

Для оценки влияния угла опережения впрыска топлива снимались регулировочные характеристики, установлено, что оптимальным, с точки зрения экономичности и токсичности, является угол 30° до в.м.т. при установке в статике.

Влияние температуры на показатели двигателя оценивалось снятием нагрузочных характеристик с различной температурой топлива на входе в ТНВД, а также регулировочных характеристик по температуре топлива. Установлено, что с увеличением температуры топлива, ухудшаются показатели экономичности, концентрация СО остается без изменения, а NO_x незначительно уменьшается. Исходя из этого исследования установлено: для обеспечения работоспособности топливоподающей системы двигателя с

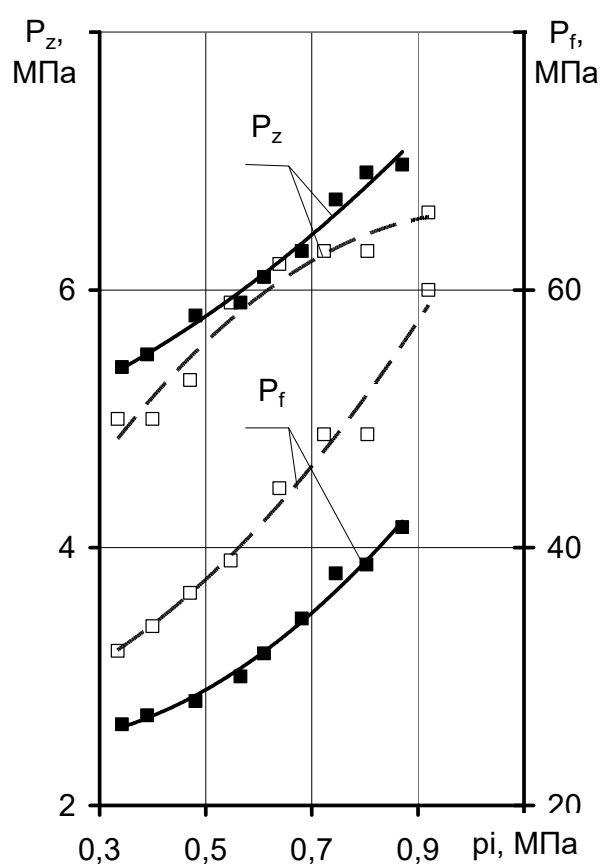
минимально возможным ухудшением его экономичности, температура на входе в систему питания должна быть в пределах $40-45^\circ\text{C}$.

Для оценки влияния давления начала впрыска топлива на показатели рабочего процесса двигателя проводилось снятие нагрузочных характеристик на режиме 1750 мин^{-1} при регулировках форсунки на различное давление (в диапазоне 15-22,5 МПа). Нормальным для данного двигателя принято давление 17,5 МПа. В результате проведенного исследования установлено, что при уменьшении давления нача-

ла впрыска топлива показатели экономичности и токсичности существенно ухудшаются, а при увеличении давления наблюдается незначительное улучшение данных параметров. Следовательно, при переводе дизеля на чистое рапсовое масло желательно увеличить давление начала впрыска топлива на 5-10%.

Для исследования влияния эффективного проходного сечения распылителя форсунки на показатели работы двигателя проводилось снятие нагрузочных характеристик с использованием распылителей с различным суммарным эффективным проходным сечением (0,313 и 0,237 мм²). В ходе исследования установлено, что распылители с большим эффективным проходным сечением обеспечивают лучшие показатели экономичности и токсичности работы двигателя. Обусловлено это тем, что уменьшение гидравлического сопротивления системы ведет к уменьшению сжимаемости топлива, сокращению периода топливоподачи, и, следовательно, обеспечивает оптимальный подвод тепла к рабочему телу.

специальной конструкции наблюдается улучшение параметров экономичности



ПМ — — , ДТ —

Рис. 3. Максимальное давление сгорания и максимальное давление на выходе ТНВД.

Заключительным этапом исследования были сравнительные испытания двигателя с использованием штатного распылителя, предназначенного для работы на нефтяном дизтопливе и специальных распылителей двух видов, спроектированных для работы на чистом рапсовом масле. Данные распылители отличаются от штатного количеством, расположением и диаметром распыливающих отверстий. В рамках данного исследования проводилось снятие нагрузочных характеристик на режиме 1750 мин⁻¹.

Исходя из результатов данного исследования, рисунок 4, видно, что при использовании распылителей при

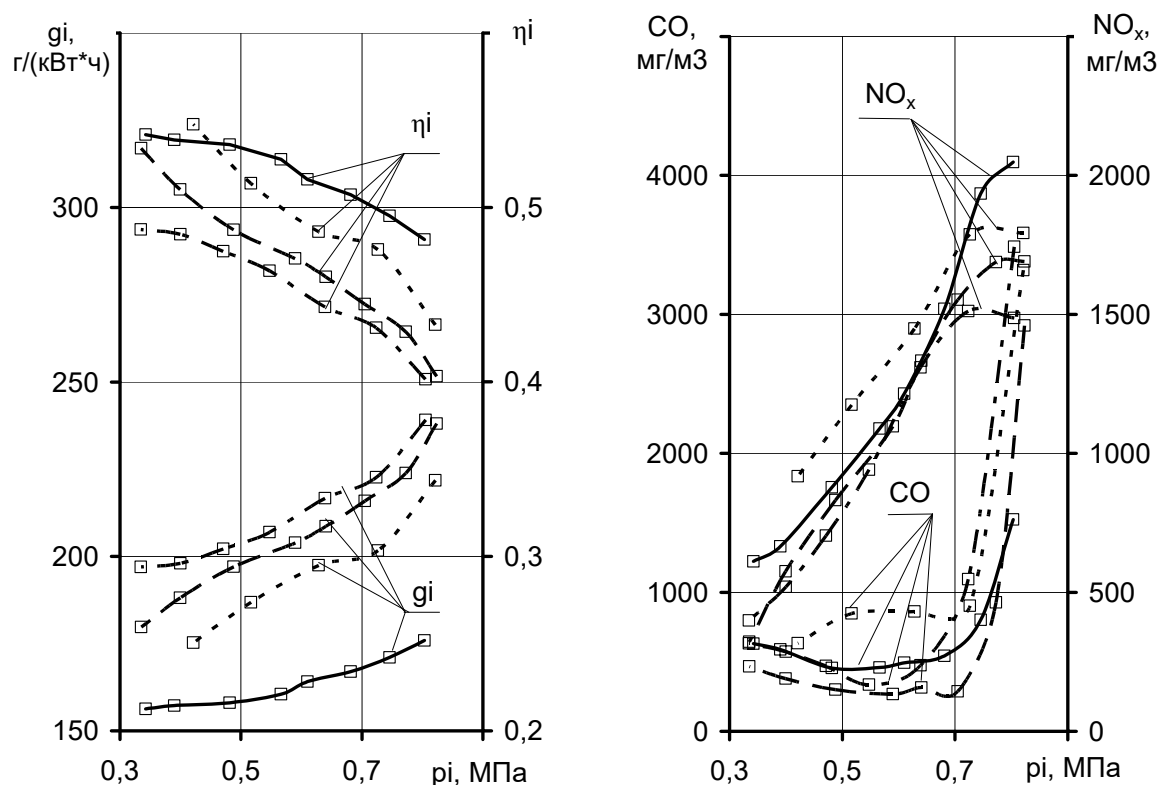
незначительном изменении показателей токсичности.

Так в случае применения специального распылителя №1 (производства АЗПИ) можно отметить уменьшение удельного индикаторного расхода топлива на 5-7% и увеличение индикаторного КПД на 1-3%. В случае применения специального распылителя №2, удельный индикаторный расход топлива уменьшился на 10-15%, а индикаторный КПД увеличился на 3-5%.

Использование распылителей специальной конструкции направлено на уменьшение количества топлива, попадающего на стенку камеры сгорания, и увеличение объемной составляющей цикловой порции за счет увеличения мелкости дробления капель топлива и снижения дальнобойности топливного факела.

В результате проделанной работы обозначен путь повышения эффективности двигателя, работающего на чистом рапсовом масле: необходимо провести ком-

плекс мер, способствующих интенсификации процессов смесеобразования и сгорания, через воздействие на параметры топливоподачи. Кроме этого выдвинуто предположение о целесообразности применения теплового аккумулятора в виде жаропрочной вставки в поршне.



Штатный распылитель (дизтопливо)
Штатный распылитель (рапсовое масло)
Спецраспылитель №1 (рапсовое масло)
Спецраспылитель №2 (рапсовое масло)

—
- . - . - .
- - - -
- - - -

Рис. 4. Показатели экономичности и токсичности при работе двигателя на различных распылителях.

В заключении отметим, что для эффективного использования чистого рапсового масла в качестве топлива для дизелей с объемно-пленочным смесеобразованием необходимо провести комплекс мероприятий:

- обеспечить температуру топлива в системе питания дизеля 40-45° С;
- увеличить энергию впрыска топлива;
- применять распылители специальной конструкции;
- провести регулировки, обеспечивающие оптимизацию работы двигателя.

РАБОТА ДИЗЕЛЯ НА МЕТИЛОВОМ ЭФИРЕ РАПСОВОГО МАСЛА

Марков В.А., Зенин А.А., (МГТУ им. Н.Э. Баумана),
Девянин С.Н. (МГАУ им. В.П. Горячкина),
Гайворонский А.И. (ЗАО «Севморнефтегаз»),
Черных В.Н. (ЗАО «Маслопродукт»)

В соответствии с принятой в 2003 г. Директивой 2003/30/ЕС Европейского Парламента и Союза «О содействии использованию биогорючего и других видов горючего на транспорте» ставится задача расширения использования биотоплив и

замена ими нефтяных моторных топлив [1,2]. При этом в качестве основного сырья для производства биотоплив рассматриваются растительные масла [3,4,5].

К масличным культурам относится более 150 видов растений, вырабатывающих масла. Сырьём для производства биодизельного топлива в разных странах служат масла различных растений. В Европе – это рапс, в США – соя, в Индонезии и на Филиппинах – пальмы (пальмовое масло), в Индии – ятрофа (*Jatropha*), в Африке – соя, ятрофа, в Бразилии – бобы кастора, в Китае, Японии, Индонезии – арахис. Возможно производство биодизельного топлива из подсолнечного масла.

В условиях Российской Федерации производство биотоплив наиболее целесообразно из рапсового масла (РМ). Рапс может выращиваться в средней полосе России, он отличается сравнительно высокой урожайностью (15-17 ц/га), масличность семян рапса составляет 40-50 %, при производстве РМ получают жмых, являющийся ценным белковым кормом для животноводства. При этом РМ применяется как самостоятельное топливо для дизелей, в смесях с дизельным топливом (ДТ) или перерабатывается в метиловый эфир рапсового масла (МЭРМ), используемый или как самостоятельное биотопливо, или как смесевое (в смеси с ДТ).

При энергетическом использовании РМ в качестве моторного топлива возможны два пути – децентрализованное и централизованное производство топлив. При децентрализованном производстве, как правило, проводится небольшая модификация дизелей и используется простое фильтрованное РМ (либо в чистом виде, либо в смеси с ДТ). Преимущества децентрализованного использования РМ: экологичность и биоразлагаемость РМ, небольшие энергозатраты при его производстве, небольшие инвестиционные затраты, сокращение транспортных расходов, сохранение рабочих мест в сельскохозяйственных регионах. При этом обычно РМ применяется в качестве топлива непосредственного на месте его производства – в фермерских хозяйствах, агропромышленных предприятиях и др.

Централизованное производство предусматривает получение МЭРМ и его использование в дизелях любых марок. В Германии в настоящее время работают 800 заправочных станций, где предлагается биодизельное топливо («Bio-Diesel»), представляющее собой смесь 95 % ДТ и 5 % МЭРМ. На состоявшейся в ноябре 2005 г. в Магдебурге международной конференции представитель концерна Daimler Chrysler сообщил, что все автомобили, выпускаемые концерном, подготовлены к работе на топливах, содержащих 10 % биотоплива [6]. Проведены исследования по адаптации дизелей различного назначения на биотопливе В20 (смесь 80 % ДТ и 20 % МЭРМ) [7]. Многие специалисты считают биодизельное топливо лучшим из имеющихся видов топлива для двигателей с самовоспламенением.

В России начало широкомасштабного промышленного производства биодизельного топлива намечено на 2009 г. При этом в соответствии со стандартом Российской Федерации ГОСТ Р 52368-2005 «Топливо дизельное ЕВРО. Технические условия» биодизельное топливо должно содержать не более 5 % МЭРМ.

Проведен ряд исследований дизелей, работающих на смесях ДТ и МЭРМ различного состава [7,8,9]. Вместе с тем, проблема использования смесей ДТ и МЭРМ в отечественных дизелях является недостаточно изученной.

Авторами статьи проведены исследования дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5) Минского моторного завода, работающего на смесях ДТ и МЭРМ. Двигатель имел камеру сгорания типа ЦНИДИ, был оснащен турбокомпрессором ТКР-6 Борисовского завода автоагрегатов и рядным ТНВД фирмы Motorpal (Чехия) модели PP4M10U1f с диаметром плунжеров $d_{пл}=10$ мм и их ходом $h_{пл}=10$ мм. Использовались форсунки ФДМ-22 с распылителями Motorpal DOP 119S534, выполненными с

пятью распыливающими отверстиями диаметром $d_p=0,34$ мм и суммарной эффективной площадью распылителя в сборе $\mu_{pfp}=0,250$ мм². Давление начала впрыскивания составляло $p_{ф0}=21,5$ МПа.

Дизель исследовался на моторном стенде АМО «ЗиЛ» на режимах внешней скоростной характеристики и 13-ступенчатого испытательного цикла Правил 49 ЕЭК ООН (EURO-2) с установочным углом опережения впрыскивания $\theta=13^\circ$ поворота коленчатого вала до ВМТ и неизменным положением упора дозирующей рейки ТНВД (упора максимальной подачи топлива). При этом основными исследуемыми режимами внешней скоростной характеристики являлись режимы максимальной мощности при $n=2400$ мин⁻¹ и максимального крутящего момента при $n=1500$ мин⁻¹. При измерении дымности ОГ режим минимальной частоты вращения составлял $n=1080$ мин⁻¹. Дымность измерялась с помощью ручного дымомера МК-3 фирмы Hartridge (Великобритания) с погрешностью измерения $\pm 1\%$. Концентрации NO_x, CO, CH_x в ОГ определялись газоанализатором SAE-7532 японской фирмы YANACO с погрешностями измерения $\pm 1\%$.

Таблица 1. Физико-химические свойства исследуемых топлив.

Физико-химические свойства	Топлива				
	ДТ	МЭРМ	95%ДТ+ 5% МЭРМ	90%ДТ + 10% МЭРМ	80%ДТ + 20% МЭРМ
Плотность при 20° С, кг/м ³	830	877	832	835	839
Вязкость кинематическая при 20° С, мм ² /с	3,8	8	3,94	4,09	4,41
Коэффициент поверхностного натяжения при 20° С, мН/м	27,1	30,7	-	-	-
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	37,8	42,27	42,03	41,56
Цетановое число	45	48	-	-	-
Температура самовоспламенения, ° С	250	230	-	-	-
Температура помутнения, ° С	-25	-13	-	-	-
Температура застывания, ° С	-35	-21	-	-	-
Количество воздуха, необходимое для сгорания 1 кг вещества, кг	14,3	12,6	14,24	14,16	13,98
Содержание, % по массе					
С	87,0	77,5	86,5	86,1	85,1
Н	12,6	12,0	12,6	12,5	12,5
О	0,4	10,5	0,9	1,4	2,4
Общее содержание серы, % по массе	0,20	0,002	0,19	0,18	0,16
Коксуемость 10 %-ного остатка, % по массе	0,2	0,3	-	-	-

Примечание: «-» – свойства не определялись.

Исследуемый дизель работал на смесях ДТ по ГОСТ 305-82 и МЭРМ, полученного на одном из заводов Германии из рапса, выращенного в России. Физико-химические свойства этого МЭРМ соответствовали требованиям Европейского стандарта EN 14214:2003 «Автомобильные топлива. Метилловые эфиры жирных кислот (FAME) для дизельных двигателей. Требования и методы испытаний». Некоторые физико-химические свойства исходных ДТ и МЭРМ и их смесей приве-

дены в табл. 1 (для смесей указано объемное процентное содержание в них ДТ и МЭРМ).

В процессе экспериментальных исследований определялись основные показатели дизеля и рассчитывались интегральные удельные массовые выбросы токсичных компонентов на режимах 13-ступенчатого испытательного цикла. Для оценки топливной экономичности дизеля использованы удельный эффективный расход топлива g_e и эффективный КПД η_e . Основные показатели дизеля приведены в табл. 2 и на рис. 1 и 2.

Таблица 2. Показатели дизеля Д-245.12С, работающего на различных топливах

Показатели дизеля	Объемная концентрация МЭРМ в смесевом биотопливе, %			
	0	5	10	20
Часовой расход топлива на режиме максимальной мощности, $G_T 2400$, кг/ч	19,13	19,45	19,76	19,76
Часовой расход топлива на режиме максимального крутящего момента, $G_T 1500$, кг/ч	12,30	12,50	12,54	12,68
Крутящий момент дизеля на режиме максимальной мощности, $M_e 2400$, Н·м	306	306	310	308
Крутящий момент дизеля на режиме максимального крутящего момента, $M_e 1500$, Н·м	351	356	350	349
Коэффициент избытка воздуха на режиме максимальной мощности, $\alpha 2400$	2,13	2,09	2,06	2,08
Коэффициент избытка воздуха на режиме максимального крутящего момента, $\alpha 1500$	1,64	1,62	1,62	1,62
Удельный эффективный расход топлива на режиме максимальной мощности, $g_e 2400$, г/(кВт·ч)	249,2	252,9	253,8	255,3
Удельный эффективный расход топлива на режиме максимального крутящего момента, $g_e 1500$, г/(кВт·ч)	223,2	223,7	228,0	230,6
Эффективный КПД дизеля на режиме максимальной мощности, $\eta_e 2400$	0,340	0,337	0,337	0,339
Эффективный КПД дизеля на режиме максимального крутящего момента, $\eta_e 1500$	0,379	0,381	0,376	0,376
Дымность ОГ на режиме максимальной мощности, $K_x 2400$, %	18,0	18,0	13,5	11,0
Дымность ОГ на режиме максимального крутящего момента, $K_x 1500$, %	21,0	17,0	16,0	13,0
Дымность ОГ на режиме минимальной частоты вращения, $K_x 1080$, %	36,0	24,0	22,5	25,0
Интегральный удельный выброс оксидов азота, e_{NOx} , г/(кВт·ч)	7,286	6,894	6,718	6,542
Интегральный удельный выброс монооксида углерода, e_{CO} , г/(кВт·ч)	2,834	2,234	2,199	2,096
Интегральный удельный выброс углеводородов, e_{CHx} , г/(кВт·ч)	0,713	0,626	0,658	0,727

Представленные данные свидетельствуют о том, что увеличение содержания МЭРМ в смесевом биотопливе приводит к некоторому росту часового расхода топлива G_T , вызванному большей плотностью МЭРМ по сравнению с ДТ (830 и 877 кг/м³ соответственно). Однако при большей плотности МЭРМ имеет меньшую

теплоту сгорания и меньшее необходимое количество воздуха для сгорания 1 кг топлива. Поэтому при увеличении содержания МЭРМ в смесевом биотопливе крутящий момент дизеля M_e и коэффициент избытка воздуха α изменяются незначительно.

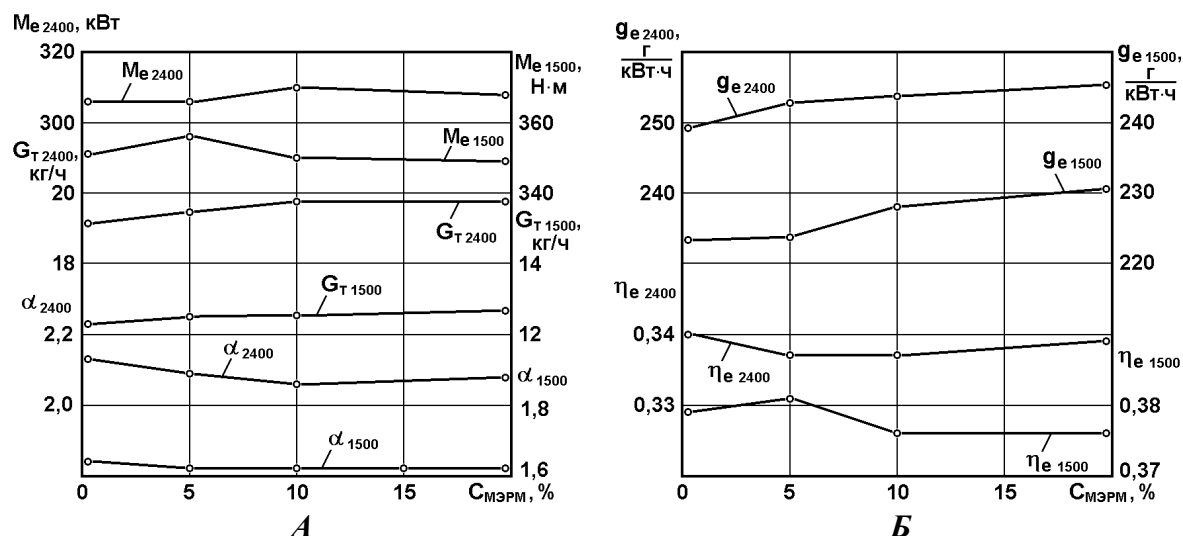


Рис. 1. Крутящий момент двигателя M_e , расход топлива G_T , коэффициент избытка воздуха α (а) и эффективные показатели (б) дизеля Д-245.12С, работающего на смесях ДТ и МЭРМ с различным содержанием $C_{MЭРМ}$ метилового эфира рапсового масла.

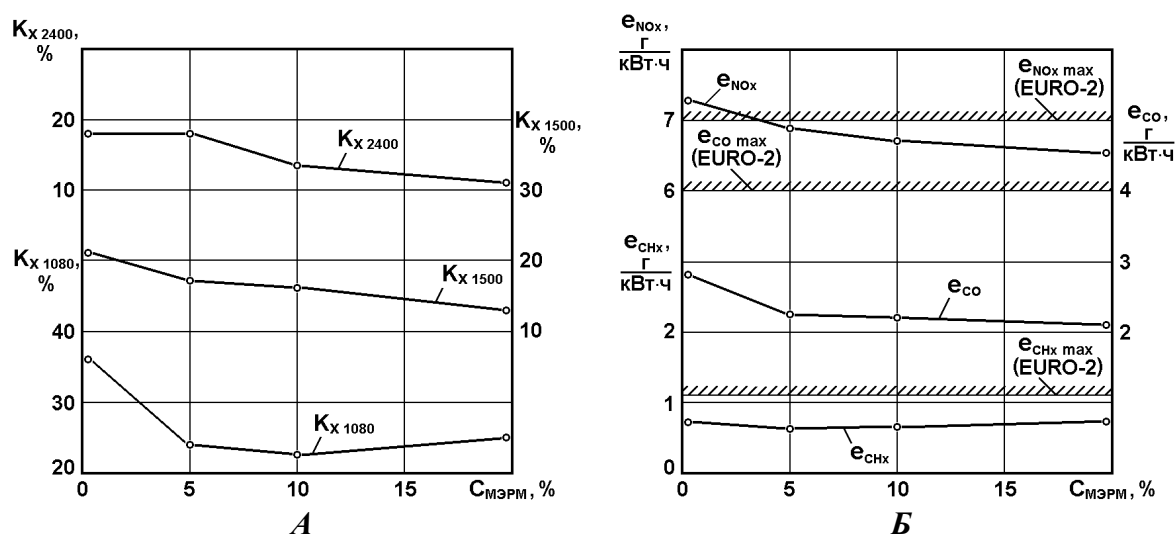


Рис. 2. Показатели дымности (а) и токсичности ОГ (б) дизеля Д-245.12С, работающего на смесях ДТ и МЭРМ с различным содержанием $C_{MЭРМ}$ метилового эфира рапсового масла.

Из-за меньшей теплоты сгорания МЭРМ при увеличении его содержания в смесевом биотопливе отмечен рост удельного эффективного расхода топлива g_e , однако изменение эффективного КПД η_e не превышало при этом 1 %, что соизмеримо с точностью измерения расхода топлива.

Увеличение концентрации МЭРМ в смесевом биотопливе $C_{MЭРМ}$ приводит к значительному снижению дымности ОГ K_x . Так, при росте $C_{MЭРМ}$ с 0 до 20 % снижение дымность ОГ K_x составило: на режиме максимальной мощности при $n=2400$ мин⁻¹ – 50 % (с 18 до 11 % по шкале Хартриджа), на режиме максимального крутящего момента при $n=1500$ мин⁻¹ – 38 % (с 21 до 13 % по шкале Хартриджа), на режиме минимальной частоты вращения с $n=1080$ мин⁻¹ – 30 % (с 36 до 25 % по шкале Хартриджа). Такое снижение дымности ОГ обусловлено наличием в составе

МЭРМ около 10 % кислорода, участвующего в процессе окисления углеводородов топлива.

Другим положительным эффектом присутствия МЭРМ в топливе является заметное снижение удельных массовых выбросов оксидов азота NO_x и монооксида углерода CO . При увеличении $\text{C}_{\text{МЭРМ}}$ с 0 до 20 % снижение e_{NO_x} составило 10,2 % (с 7,286 до 6,542 г/(кВт·ч)), а снижение e_{CO} – 26,0 % (с 2,834 до 2,096 г/(кВт·ч)).

Зависимость удельных массовых выбросов несгоревших углеводородов CH_x от содержания МЭРМ в смесевом биотопливе имеет более сложный характер. При увеличении $\text{C}_{\text{МЭРМ}}$ с 0 до 5 % удельный выброс e_{CH_x} уменьшился на 12,2 % (0,713 до 0,626 г/(кВт·ч)), а при дальнейшем увеличении $\text{C}_{\text{МЭРМ}}$ до 20 % e_{CH_x} возрос до 0,727 г/(кВт·ч), т. е. практически до исходного значения ($e_{\text{CH}_x}=0,713$ г/(кВт·ч)).

Проведенный комплекс экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С показал возможность значительного улучшения показателей дизеля при его работе на смесях ДТ и МЭРМ.

Литература:

1. О содействии использованию биогорючего и других видов горючего на транспорте (Извлечение). Директива 2003/30/ЕС Европейского Парламента и Союза от 8 мая 2003 г. // Масложировая промышленность. - 2005. - № 4. - С. 18.
2. Каргиев В. Законодательные инициативы Европейского Союза по стимулированию применения альтернативных видов топлива для транспорта и энергоснабжения // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. - 2005. - № 5. - С. 56-59.
3. Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей. - М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2004. - 344 с.
4. Лютко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. - М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. - 311 с.
5. Широкомасштабные эксперименты по введению рапсового масла в дизельное топливо // Автомобильная промышленность США. - 1997. - № 3. - С. 5-9.
6. Zehn Prozent Biokraftstoff für Alle // Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Nachrichten. - 2005. - Jg. 59. - № 47. - 8 s.
7. Nylund N.-O., Aakko P. Characterization of New Fuel Qualities // SAE Technical Paper Series. - 2000. - № 2000-01-2009. - P. 1-10.
8. Смайлис В., Сенчила В., Берейшене К. Моторные испытания РМЭ на высокооборотном дизеле воздушного охлаждения // Двигателестроение. - 2005. - № 4. - С. 45-49.
9. Марченко А.П., Семенов В.Г. Альтернативное биотопливо на основе производных рапсового масла // Химия и технология топлив и масел. - 2001. - № 3. - С. 31-32.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЯ ДИЗЕЛЯ ВАЗ-341 НА СМЕСИ ДИЗЕЛЬНОГО ТОПЛИВА И ДИМЕТИЛОВОГО ЭФИРА

Вагнер В.А., Гвоздев А.М. (АлтГТУ)

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. Данный дизель

предназначен для установки в автомобиль ВАЗ-21045. Двигатель укомплектован масляным, топливным насосом высокого давления распределительного типа фирмы Bosch модели VE 4/8 F 2400 RTV 14136, форсунками фирмы Bosch КСА 30 S 50 с распылителями DNO4 SD24, давление начала открытия 15 МПа. Система питания дизеля включала топливный бак для дизельного топлива и баллон для смесевых топлив. Подача смесевых топлив осуществлялась по трубопроводу, давление подкачки обеспечивал шестеренчатый насос, который приводится во вращение электродвигателем постоянного тока.

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. В предварительных испытаниях участвовали топлива с содержанием до 50% ДМЭ. Однако при установленном давлении подкачки в 1,5 МПа двигатель на топливе с содержанием 50% ДМЭ работал нестабильно. Увеличение давления подкачки не дало положительных результатов. В процессе работы происходило резкое снижение производительности ТНВД, отличие от расчетной подачи достигало до 30%. Это, скорее всего, связано с увеличением температуры на входе в ТНВД и возможным увеличении газовой фазы в ЛНД. При работе на топливе с 40% ДМЭ при данном давлении подкачки (1,5 МПа) не удалось получить мощностных характеристик, сравнимых с работой на ДТ. При снижении давления подкачки до 1 МПа аналогичная картина наблюдалась с топливом с 30% ДМЭ. При этом стабильная работа на топливе с 40% ДМЭ становилась практически невозможной. 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. Подбор оптимальных регулировок происходил для каждого смесевого топлива. Критерий — достижение мощностных показателей, характерных для ДТ.

В целом моторные испытания выявили следующие особенности при работе на смесевых топливах. Эффективная мощность для топлив с содержанием до 30% ДМЭ (включительно) сопоставима (при соответствующих регулировках) с аналогичным показателем при работе на ДТ. Часовой и удельный расход смесевого топлива на полной нагрузке имеет тенденцию к увеличению. Отмечено снижение температуры отработавших газов, повышение коэффициента избытка воздуха. При этом эффективный КПД был несколько выше, чем при работе на ДТ.

При добавке в топливо 10% ДМЭ коэффициент избытка воздуха остался примерно тем же, что и при работе на ДТ (незначительно выше). На холостом ходу не зафиксировано значительного роста расхода топлива, температура отработавших газов изменяется незначительно (в пределах погрешности измерений). С увеличением нагрузки разницы в работе двигателя на данном топливе и дизельном практически не ощущается. Заметно некоторое снижение температуры отработавших газов. На номинальном режиме измеряемая температура ниже на 4% по сравнению с ДТ. Удельный расход топлива близок к показателям при работе на дизельном топливе. Следует отметить незначительное повышение эффективного КПД при работе по внешней скоростной характеристике. В целом эффективные показатели дизеля при работе на данной смеси были практически идентичны показателям, характерным для использования ДТ.

При использовании смесей 20 и 30% ДМЭ дизель работал с коэффициентом избытка воздуха несколько большим, чем при работе на дизельном топливе. Несколько уменьшилась жесткость работы дизеля. На малых нагрузках наблюдался заметный рост расхода топлива по сравнению с дизельным, на всех скоростных режимах, по причине низкой температуры в камере сгорания. Возрастание нагрузки при том же скоростном режиме приводит к росту температурного режима и, вследствие этого, к уравниванию экономических показателей дизеля. Эффективный КПД при малых нагрузках оказался ниже, чем у ДТ, далее по мере роста нагрузки КПД начинает возрастать и превышает аналогичный показатель для ДТ. На номинальном режиме температура отработавших газов снизилась по сравнению с ДТ на 6 и 9% соответственно.

В целом 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.

Работа дизеля на топливе с 40% ДМЭ признана неудовлетворительной. Питание данной смесью приводит к снижению мощности при всех оборотах. Подбор регулировок топливной аппаратуры не привел к значительному улучшению работы дизеля. Увеличение давления подкачки с 1,5 МПа до 1,8 МПа также не дало положительного результата. Снижение же давления подкачки ведет к резкому снижению мощности дизеля. Наилучшая работа дизеля была отмечена при оборотах 2500 мин⁻¹. На этом режиме двигатель имел приемлемые мощностные показатели, отмечено минимальное отличие удельного расхода топлива. Повышение и снижение оборотов ухудшают работу двигателя, причем резкое ухудшение показателей наблюдалось по мере роста скоростного режима. Неудовлетворительность работы дизеля на данной смеси, скорее всего, связана со снижением производительности топливного насоса, что объясняется меньшей удельной массой смеси, большей сжимаемостью, малой вязкостью, высокой испаряемостью. Увеличение давления подкачки не дает результата, очевидно насос исчерпал запас производительности. Т.е. для успешной работы на данной смеси необходимо увеличение диаметра плунжера или изменение конструкции других элементов.

Добавка в топливо ДМЭ резко снижает дымность отработавших газов на всех скоростных и нагрузочных режимах. Максимальное снижение по нагрузочной характеристике $n=4000$ мин⁻¹ для топлив с 10, 20 и 30% ДМЭ в сравнении с ДТ — 15%, 37,5% и 70% соответственно. По нагрузочной $n=2500$ мин⁻¹ соответственно 21%, 58% и 82,5%. Такие высокие относительные показатели снижения на режиме $n=2500$ 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 $n=4000$ мин⁻¹ было 5,1%, 10,5%, 17,6% соответственно и для режима $n=2500$ мин⁻¹ — 4,7%, 9,3%, 11%.

При переходе на смесевое топливо содержание CH 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 CH . По нагрузочной характеристике при $n=4000\text{мин}^{-1}$ концентрация CH в отработавших газах сильно возросла. При содержании в смеси 30% ДМЭ концентрация CH при максимальной нагрузке выросла на 27,4% по сравнению с ДТ. На малых же нагрузках показатели CH по сравнению с ДТ были выше на 40%.

Использование топлива с 10% ДМЭ не привело к существенному изменению CO . Отмечен рост в среднем на 5...8%. Топливо с 30% ДМЭ вызвало повышение выбросов CO на всех режимах. На малых нагрузках уровень CO превышал эталонные выбросы на ДТ на 25...30%. Далее, с увеличением нагрузки, разница в содержании CO в отработавших газах у смеси и ДТ сокращается, а при высоких нагрузках наблюдается резкий рост содержания CO в отработавших газах. Разница с выбросами CO на дизельном топливе при полной топливоподаче составляет для 2500мин^{-1} — 23%, при 4000мин^{-1} — 18,5%. На средних и больших нагрузках причиной образования CO в основном является неполнота сгорания в переобогащенных топливом зонах топливовоздушной смеси. То есть, причины образования CO 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 окиси 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).

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 . Относительно низкие показатели дымности при добавке ДМЭ в ДТ позволяют организовать работу на меньших УОВ при некотором снижении мощностных и экономических показателей дизеля (по сравнению с оптимальным по мощности УОВ).

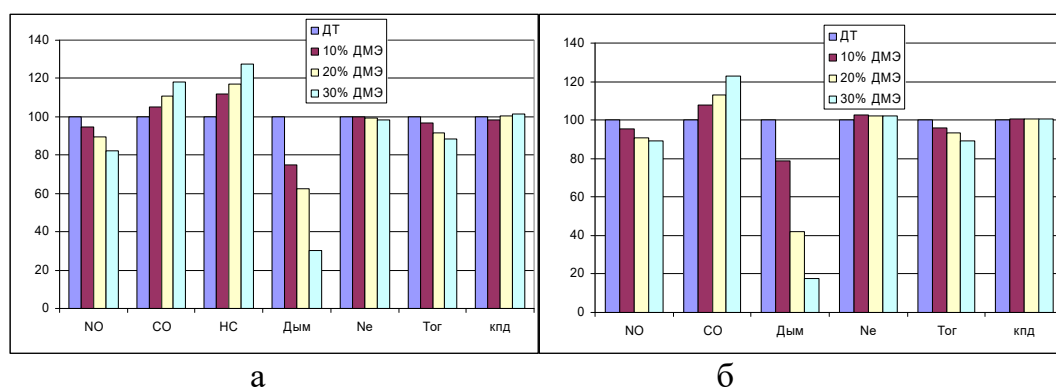


Рис. 1. Сравнительные показатели дизельного двигателя при работе на дизельном топливе и смесевых топливах: (а) $n=4000\text{мин}^{-1}$, б) $n=2500\text{мин}^{-1}$)

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.).

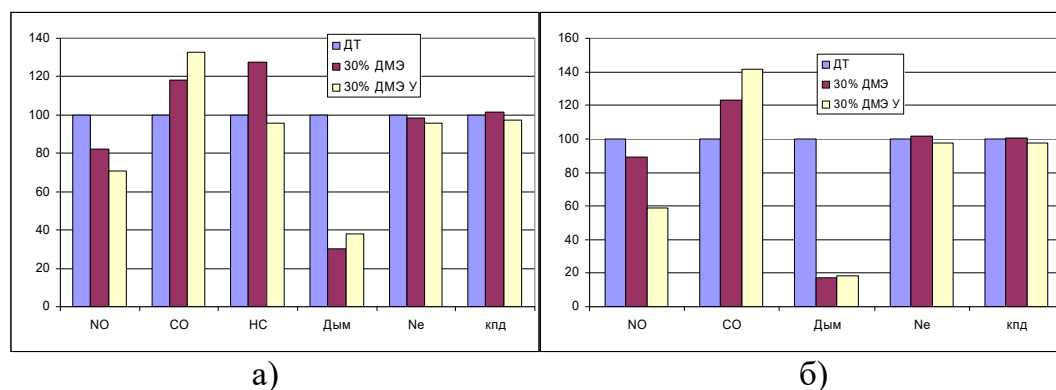


Рис. 2. Сравнительные показатели дизельного двигателя при работе на дизельном топливе с 30% ДМЭ (а) $n=4000 \text{ мин}^{-1}$, б) $n=2500 \text{ мин}^{-1}$)

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 дымности. 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.

РАЗРАБОТКА ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ СИСТЕМЫ АВТОМОБИЛЯ «КАМАЗ», ОБЕСПЕЧИВАЮЩЕЙ РАБОТУ ДВИГАТЕЛЯ НА ДИМЕТИЛОВОМ ЭФИРЕ

Акимов А. В., Шаров В. А. (ФГУП «НИИД»),
Грачёв А. Ю. (Департамент транспорта и связи Правительства Москвы)

ДМЭ является наиболее перспективным альтернативным топливом для дизелей. С точки зрения использования ДМЭ в качестве альтернативного моторного топлива для дизелей (цетановое число 55...60) он обладает уникальными химмотологическими и экологическими характеристиками. Условия его хранения, заправки, транспортировки и меры безопасности близки к сжиженным газам. ДМЭ можно отнести к разряду возобновляемых альтернативных топлив. Сравнение свойств ДМЭ и дизельного топлива показывает, что в связи с меньшей плотностью и теплотворной способностью (из-за содержания кислорода), а также из-за низких температуры кипения и вязкости ДМЭ традиционная топливная аппаратура дизелей требует определенной модернизации. В частности, низкая величина точки кипения ДМЭ обуславливает необходимость применения закрытой топливной системы и топливных баллонов, апробированных в системах сжиженного газа. Очевидно, что в топливной системе дизеля, работающего на ДМЭ, должно быть обеспечено герметичное уплотнение трубопроводов от баллонов до распылителей фор-

сунок при всех режимах эксплуатации транспортного средства, включая длительную стоянку, в том числе должно быть гарантировано предотвращение потерь при испарении.

В связи с меньшей плотностью и теплотворной способностью ДМЭ требует увеличения емкости баллонов для его хранения. Для преодоления одинакового расстояния емкость баллонов с ДМЭ должна быть в 1,7 раза больше, чем при работе на дизельном топливе.

ДМЭ не создает агрессивной среды, вызывающей коррозию металлов. Отмеченное незначительное влияние на резиновые изделия (увеличение объема) обуславливает необходимость внимательного подхода конструкторов и поиска более стойких к ДМЭ уплотняющих материалов (фторопласты, фторкаучук, полиамид).

Автомобили «КамАЗ» являются большегрузными автомобилями, осуществляющими перевозки на большие расстояния, в районы малонаселённые с достаточно благоприятной экологической обстановкой. Очевидно, что в этих районах не скоро появится сеть заправок ДМЭ. Поэтому для автомобилей «КамАЗ» была разработана двухтопливная система питания, которая позволяет работать как на дизельном топливе (ДТ), так и на ДМЭ.

Это достигается тем, что на дизельном топливе двигатель может работать как в адаптированной к использованию ДМЭ системе (которой дополнительно укомплектован автомобиль), так и со штатными комплектующими топливной системы: с серийными подкачивающим насосом и топливным насосом высокого давления. На автомобиле сохранён штатный бак для ДТ. Комплект топливной аппаратуры, обеспечивающий работу на ДМЭ и ДТ, включает дополнительное оборудование в системе низкого давления (располагается в технологическом отсеке) и доработанную систему высокого давления, установленную на двигателе. Дополнительная топливная аппаратура смонтирована на собственной раме и оснащена устройствами для заправки, подкачки, фильтрации и подачи топлива к двигателю, а также системой управления переключением вида топлива.

Система подачи топлива на автомобиле КамАЗ 65117

На основании проведенных исследований на безмоторном топливном стенде разработана принципиальная схема системы подачи топлива и определены комплектующие узлы и агрегаты, подлежащие проверке в эксплуатации (рис. 1).

Указанная система подачи топлива обеспечивает следующие режимы работы автомобиля:

1. Работа на ДМЭ с переходом без остановки двигателя на ДТ с помощью разработанной системы управления (на базе апробированной на автомобилях «Бычок» системы) посредством электромагнитных клапанов и кнопки на пульте водителя. Этот режим рекомендуется в тех случаях, когда работа на ДТ не предполагается очень длительной.

2. Длительная работа на ДТ (дальние рейсы, отсутствие ДМЭ) осуществляется с использованием полностью штатной системы топливоподачи. Участок системы, осуществляющий адаптации двигателя к работе на ДМЭ, отключается. Для отключения ДМЭ и в целях обеспечения безопасности (исключение попадания ДМЭ в систему подачи ДТ) на автомобиле установлены ручные шаровые краны (поз. 4). Переход на режим длительной работы на ДТ осуществляется при неработающем двигателе.

Основные комплектующие элементы

Электромагнитный клапан. Электромагнитные клапаны предназначены для обеспечения работы двигателя на двух топливах.

Газобаллонная аппаратура. В комплекте аппаратуры для автомобиля «КамАЗ» использованы два баллона объемом 190 л каждый с доработанными мультиклапанами типа «САГА-6», обеспечивающими их заправку. Баллоны укомплектованы нижним отбором топлива, фильтром грубой очистки и скоростным клапаном.

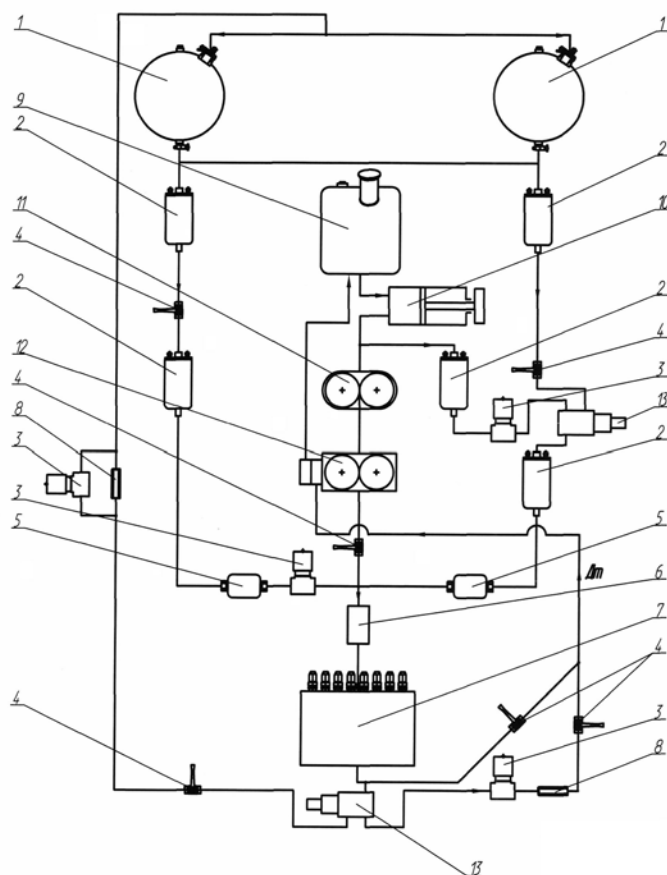


Рис. 1. Принципиальная схема топливной системы автомобиля «КамАЗ»: 1 – баллон с ДМЭ; 2 – подкачивающий насос с электроприводом; 3 – клапан электромагнитный дополнительный; 4 – кран ручной; 5 – фильтр; 6 – демпфер; 7 – топливный насос высокого давления; 8 – клапан нагнетательный; 9 – бак с дизельным топливом; 10 – штатный ручной топливоподкачивающий насос; 11 – штатный топливоподкачивающий насос; 12 – штатный фильтр тонкой очистки; 13 – клапан электромагнитный трёхходовой.

Ультразвуковой измеритель уровня топлива. Наиболее распространенным устройством, применяемым для измерения уровня топлива, является поплавковый механизм. Поплавок находится на поверхности жидкости, перемещается по мере расходования или поступления жидкости и после преобразования сигнала перемещения во вторичном приборе обеспечивает показания указателя уровня. При замене поплавкового механизма (в случае выхода его из строя) необходимо частично демонтировать топливный бак.

При работе двигателя на сжиженном газе (пропан – бутан) баллон с топливом находится под давлением и при сообщении с атмосферой (при ремонте поплавкового механизма) топливо переходит в газообразное состояние и уходит в атмосферу, усугубляя экологическую и пожарную опасность эксплуатации транспортных средств на сжиженных топливах.

Аналогичная проблема возникает и при работе на диметиловом эфире. Кроме того, ряд серийно выпускаемых поплавков взаимодействует с диметиловым эфиром и частично растворяется или теряет плавучесть (тонет). Проблема решается при применении измерителя уровня на основе ультразвуковых технологий, когда датчик крепится снаружи к днищу баллона (топливного бака), а детали прибора не имеют контакта с жидкостью, уровень которой в баллоне он отслеживает.

Ультразвуковой излучатель (датчик) располагается внизу баллона на наружной его поверхности. Электронный блок управления осуществляет управление процес-

сами измерения уровня и заправки баллона топливом, прекращая ее при достижении регламентированного уровня посредством электромагнитного клапана.

Аналог описанного прибора для измерения уровня жидкости на основе ультразвуковых технологий был разработан ранее группой энтузиастов в г. Саратове и назван «АТЭЛ-1».

При адаптации автомобилей к работе на ДМЭ прибор «АТЭЛ-1» был доработан и установлен на находящиеся в эксплуатации автомобили – рефрижераторы ЗИЛ 5301 «Бычок» и «КамАЗ». По результатам эксплуатации в автохозяйстве ГУП «Мосавтохолод» схема прибора была модернизирована с заменой комплектующих и адаптацией к скорости распространения звуковых колебаний в среде жидкого ДМЭ, а также к напряжению бортовой сети автомобиля «КамАЗ» (24 В).

Принцип работы прибора заключается в следующем. Ультразвуковой датчик, прикрепленный к днищу баллона, периодически излучает зондирующий импульс, направленный вертикально вверх, после чего ждет приема отраженного от поверхности топлива (поверхности раздела жидкой и паровой фазы сжиженного газа) эхо-сигнала. Измерительный блок фиксирует эхо-период, т.е. период времени между моментом излучения зондирующего импульса и приемом отраженного. В зависимости от величины эхо-периода измерительный блок БИ-1 выдает на указатель уровня топлива электрический сигнал, соответствующий текущему уровню топлива в баке. Электронный блок содержит микроконтроллер, производящий обработку сигнала. Программные средства позволяют учесть форму и размеры баллона или бака, а также обеспечить сопряжение со шкалой любого автомобильного показывающего прибора. На электронном блоке установлены светодиодные сигнализаторы включения и индикатор остатка топлива 15 и 5%.

Измеритель уровня топлива «АТЭЛ-1» (рис. 2) работает от автомобильной бортовой сети. Прибор обеспечивает также отключение заправочного электромагнитного клапана при достижении регламентированного предельного уровня топлива (ДМЭ или сжиженного газа). «АТЭЛ-1» может быть применен для всех видов жидкого топлива при соответствующей градуировке, учитывающей скорость распространения звука в конкретном виде топлива.



Рис. 2. Измеритель уровня топлива «АТЭЛ-1».

По нашему мнению, в будущем этот прибор для измерения уровня топлива и управления заправкой (в силу его очевидных преимуществ перед поплавковыми механизмами) найдет широкое применение в автомобильной промышленности и смежных отраслях техники.

Компоновка комплекта топливной аппаратуры на автомобиле. Компоновка изотермического кузова с отсеком для установки комплекта топливной аппаратуры, обеспечивающей работу на двух топливах для автомобиля-рефрижератора КамАЗ 65117, прошла предварительные согласования с разработчиком кузова – ООО «Автоцентр фургон» и пользователем – ГУП «Мосавтохолод». Комплект включает дополнительное оборудование в системе низкого давления (располагается в технологическом отсеке) и доработанную систему высокого давления, установленную на двигателе.

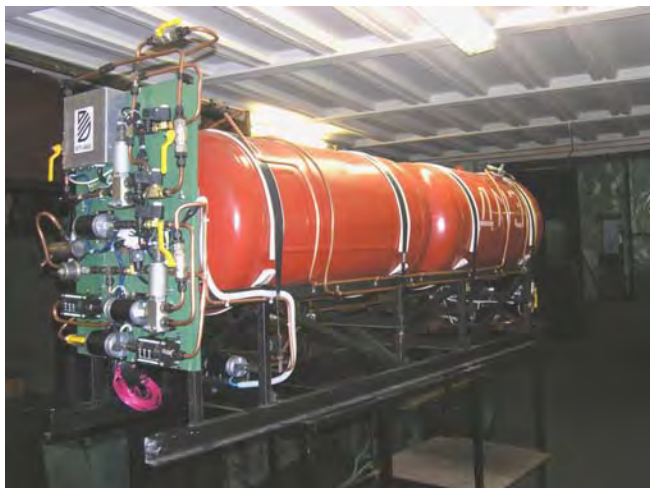
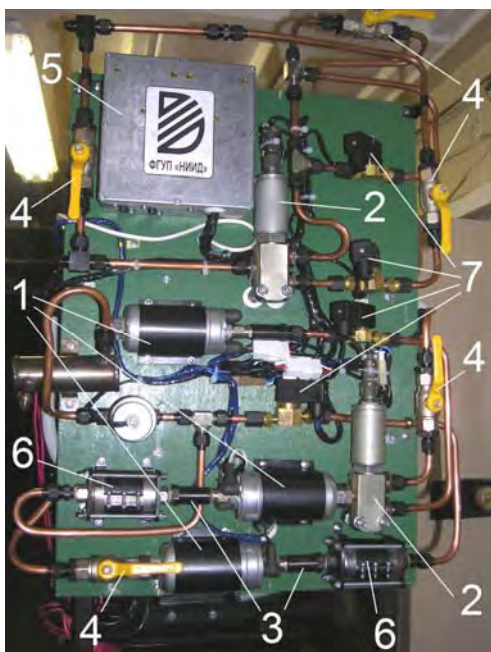


Рис. 3. Рама с установленными баллонами, элементами линии низкого давления и системой управления.



Дополнительная топливная аппаратура (рис. 3, 4) смонтирована на собственной раме и оснащена устройствами для заправки, подкачки, фильтрации и подачи топлива к двигателю, а также системой управления переключением вида топлива. Рама с аппаратурой вставляется в отведенный для нее отсек на салазках и закрепляется болтами без применения сварочных или других механических подгоночных работ, затрагивающих кузов. Для облегчения обслуживания и ремонта установка может на своих салазках выкатываться из отсека на величину 800...1200 мм. Автомобиль (рис. 5) проходит в ГУП «Мосавтохолод» эксплуатационные испытания, по результатам которых будет производиться дальнейшее совершенствование системы.

Рис. 4. Оборудование линии низкого давления и блока управления: 1 – подкачивающие электронасосы «BOSCH»; 2 – трехходовые электромагнитные клапаны; 3 – клапаны нагнетательные; 4 – шаровые ручные краны; 5 – блок управления; 6 – фильтр тонкой очистки топлива; 7 – дополнительные клапаны.



Рис. 5. Автомобиль КамАЗ 65117.

КОМПЛЕКСНОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПАРАМЕТРОВ АВТОТРАКТОРНОГО ДИЗЕЛЯ ПРИ РАБОТЕ НА МЕТИЛОВОМ ЭФИРЕ РАПСОВОГО МАСЛА

Марченко А.П., Парсаданов И.В., Прохоренко А.А., Мешков Д.В. (Национальный технический университет «Харьковский политехнический институт»);

Смайлис В., Сенчила В. (Клайпедский университет);

Поливянчук А.П. (Восточноукраинский национальный университет им. В. Даля)

Введение

Истощение мировых запасов нефти и повышение цен на традиционные моторные топлива заставляют двигателестроителей искать им замену. К этому же подталкивают и жесткие требования к токсичности отработавших газов двигателей. В итоге все чаще стали применять так называемые альтернативные топлива – сжатый и сжиженный газы, топлива, полученные из природного газа, угля и из возобновляемых источников энергии. Не случайно ЕЭК ООН принята резолюция о переводе до 2020 г. 23 % европейского автотранспорта на альтернативные топлива, в том числе растительного происхождения [1].

При этом известно, что наиболее перспективными являются альтернативные топлива на основе растительных масел – подсолнечного, хлопчатобумажного, соевого, льняного, пальмового, арахисового, рапсового и др. Их можно использовать в исходном виде или после химической обработки, а также в смеси с нефтяными топливами или спиртами. Причем используются не сами масла, а их метиловые эфиры. Более того, во многих странах Европы и Азии приняты законодательные акты о производстве смесей из дизельного топлива и таких продуктов. Около 80% выпускаемого биотоплива Евросоюзом вырабатывается из рапса. На производство такого топлива в 2004 году пошло около трети всего урожая рапса.

По Соглашению между Правительством Украины и Правительством Литовской Республики о сотрудничестве в области образования, науки и культуры партнером НТУ «ХПИ» в проведении исследований показателей рабочего процесса и экологических показателей автотракторных дизелей при использовании метилового эфира рапсового масла (МЭРМ) был Клайпедский университет (Литовская Республика).

Основная цель этой работы — исследование рабочего процесса ДВС, работающего на альтернативном (растительном) топливе – метиловом эфире рапсового масла, усовершенствование их конструкции и эксплуатационных качеств, улучшение экономических и экологических показателей до европейского уровня.

Объект исследования

Объект исследования – дизель 4ЧН12/14, заводская марка СМД-19Т.06, использующий в качестве топлива биодизельное топливо растительного происхождения на основе метилового эфира рапсового масла, произведенное в Литовской Республике в соответствии с международным стандартом LST EN 14214 [2]. Двигатель разработан в ГСКБД (г. Харьков), его модификации устанавливаются на тракторы, комбайны и автобусы.

В данном исследовании использовались смеси биотоплива (МЭРМ) с дизельным горючим в объемных пропорциях. Массовые пропорции и некоторые физико-химические свойства смесей приведены в табл. 1.

Испытательный стенд

Стенд был оборудован всеми необходимыми приборами и системами для проведения испытаний. В качестве нагрузочного устройства использовался гидравлический тормоз.

Таблица 1. Свойства смесевых топлив

	ДТ	5%МЭРМ	25%МЭРМ	50%МЭРМ	100%МЭРМ
Массовая доля МЭРМ, %	0	0,053	0,262	0,516	1
Q_H , МДж/кг	42,21	41,94	40,87	39,57	37,1
ρ , г/м ³ (20°С)	825	828	839	852	879
C, %	87	86,5	84,4	81,9	77,2
H, %	12,6	12,6	12,5	12,4	12,1
O, %	0,4	0,9	3,1	5,7	10,7
L_0 , кг. возд./кг топлива	14,4	14,3	13,9	13,5	12,6

Кроме того, на период проведения испытаний стенд был дополнительно оборудован высокотехнологическим оборудованием, которое включает такие измерительные комплексы:

– комплекс приборов для индицирования процессов в цилиндре ДВС.

Автоматизированный комплекс для индицирования двигателя описан в [3–5];

– инфракрасный газоанализатор 325 ФА 01 для измерения токсичных показателей отработанных газов, который позволяет получать объемные концентрации оксидов азота, оксида углерода и несгоревших углеводородов в ОГ ДВС;

– дымомер типа „Хартридж” HR158 для определения оптической плотности отработавших газов;

– комплекс для измерения выбросов твердых частиц с ОГ – микротуннель МКТ-2 – полуавтоматизированная измерительная система, спроектированная в Восточноукраинском национальном университете им. В. Даля (г. Луганск) в соответствии с требованиями международных стандартов [6].

Анализ результатов исследований.

Влияние вида смесового топлива на индикаторные показатели.

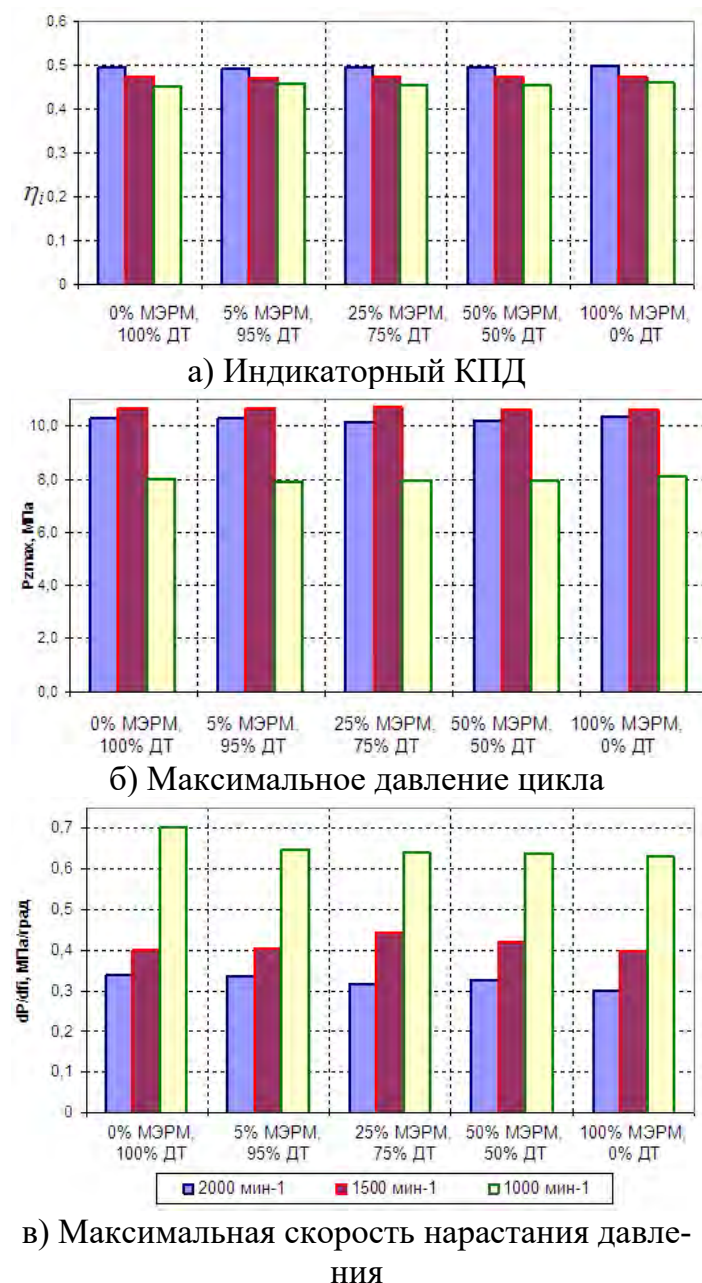


Рис.1. Индикаторные показатели

Результаты экспериментального исследования индикаторных показателей дизеля в зависимости от вида смесового топлива на режимах его работы:

- 1) $n=2000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=98 \text{ кВт}$ – номинальная мощность;
- 2) $n=1500 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=86 \text{ кВт}$ – максимальный крутящий момент;
- 3) $n=1000 \text{ мин}^{-1}$, $N_e=42 \text{ кВт}$ – минимальная рабочая частота вращения коленчатого вала приведены на рис.1.

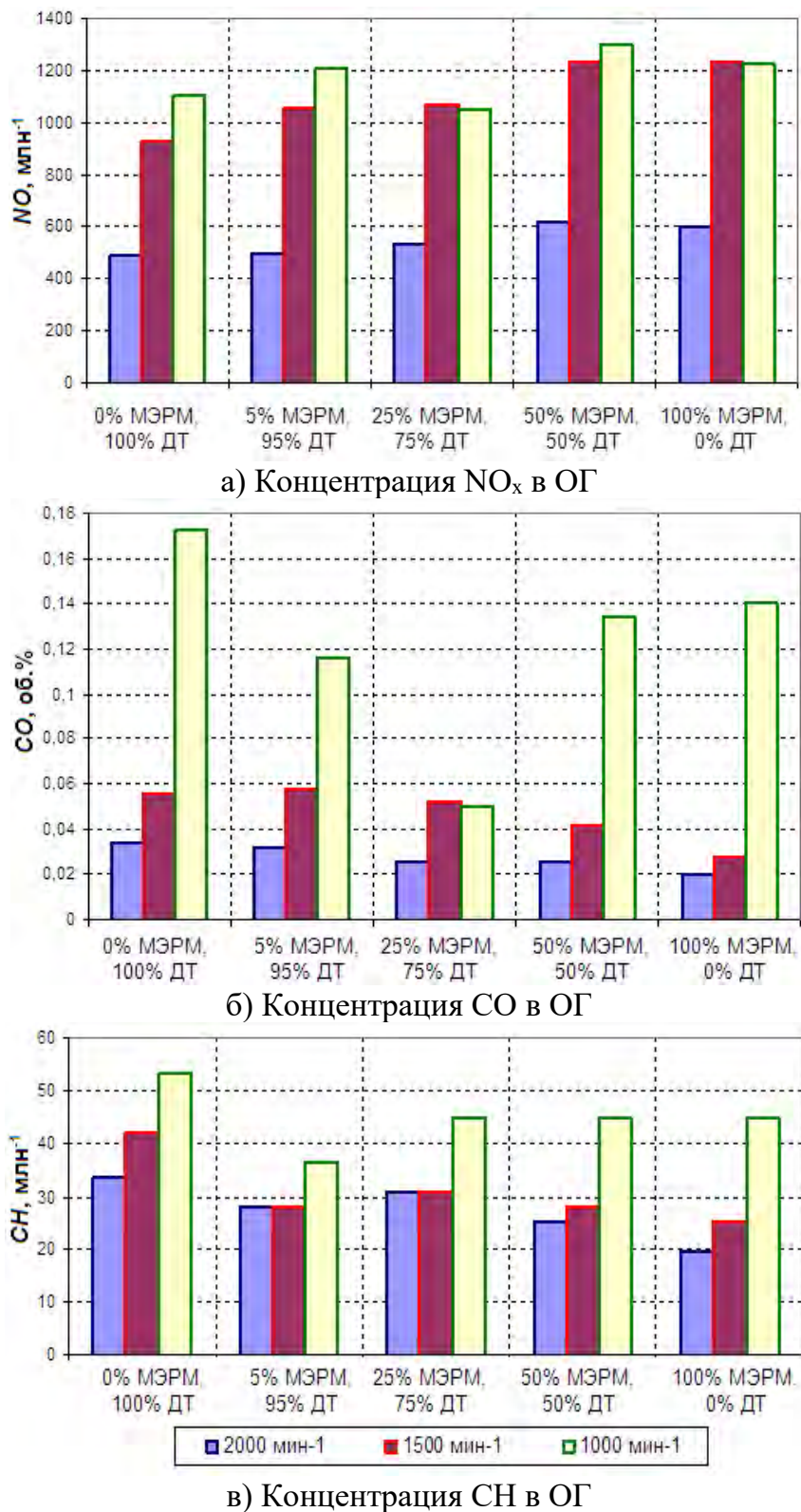


Рис.2. Результаты определения газообразных вредных веществ в ОГ

Как видно из рисунков, увеличение доли МЭРМ в смеси с дизельным топливом не вызывает существенного изменения индикаторного КПД и максимального давления цикла. Однако, можно отметить некоторое снижение максимальной скорости нарастания давления в цикле на режиме малой частоты вращения коленчатого вала $n=1000 \text{ мин}^{-1}$ даже при незначительной добавке МЭРМ.

Влияние вида смесового топлива на токсичность ОГ дизеля

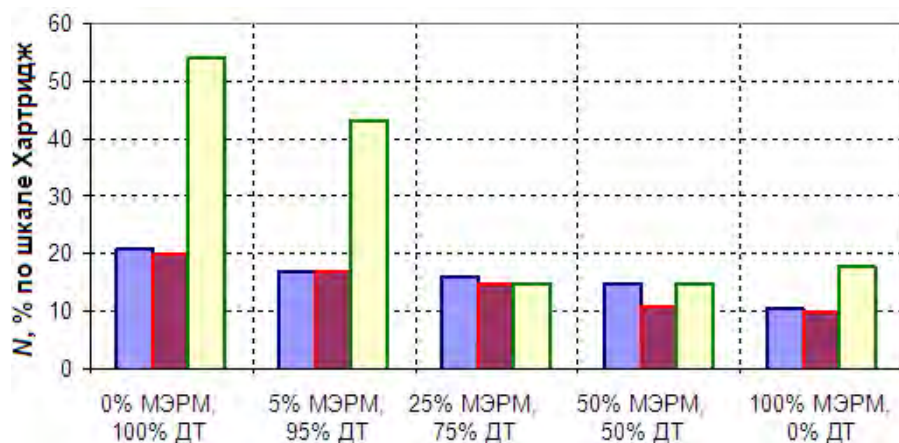
Во время экспериментальных стендовых испытаний измерялось содержание в отработавших газах таких токсичных компонентов: оксида азота NO, монооксида углерода CO и негоревших углеводородов CH.

На рис. 2, а приведена концентрация NO в ОГ для различных составов топливной смеси. Видно, что переход к работе на чистом биотопливе приводит к увели-

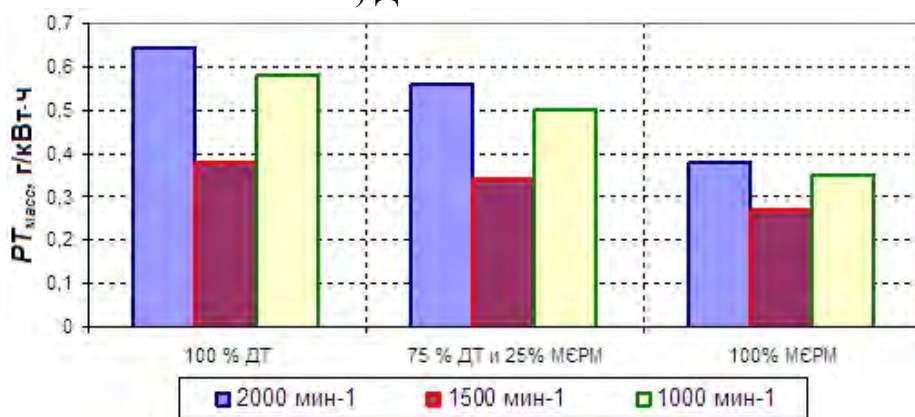
чению концентрации оксида азота во ОГ на 26 % на номинальном режиме и на 32 % на режиме максимального крутящего момента.

Результаты измерений выбросов СО и СН с отработавшими газами для различных составов топливной смеси приведены на рис. 2, б, в. Из рисунков видно, что увеличение содержания МЭРМ в смеси приводит к незначительному уменьшению концентрации этих веществ в ОГ дизеля.

Влияние вида смесового топлива на дымность и выбросы ТЧ



а) Дымность ОГ



б) Содержание ТЧ

Рис.3. Результаты определения ТЧ и дымности ОГ

На рис. 3, а. приведены результаты измерений дымности отработавших газов дизеля. Из рисунка видно, что повышение содержания биотоплива в смеси с дизельным топливом однозначно приводит к уменьшению дымности ОГ.

Данные измерений содержания твердых частиц в ОГ для разных составов топливной смеси проиллюстрированы на рис. 3, б. Видно, что использование МЭРМ как в качестве добавки к топливу, так и в

чистом виде приводит к незначительному увеличению выбросов твердых частиц дизелем, особенно на режиме малой частоты вращения.

Выводы

По результатам исследований можно сделать следующие выводы:

1. Метилловый эфир рапсового масла может использоваться в обычных двигателях внутреннего сгорания как самостоятельно, так и в смеси с обычным дизтопливом, без внесения изменений в конструкцию двигателя.
2. Вид смесового топлива не оказывает значительного влияния на индикаторные показатели и показатели рабочего процесса дизеля.
3. Повышение содержания МЭРМ в топливной смеси и переход к работе на чистом биотопливе приводит к увеличению концентрации оксида азота в ОГ.
4. Повышение содержания МЭРМ в топливной смеси приводит к незначительному уменьшению концентрации монооксида углерода СО и несгоревших углеводородов СН в ОГ дизеля.
5. Повышение содержания МЭРМ в топливной смеси приводит к уменьшению дымности ОГ дизеля.

6. Использование МЭРМ приводит к незначительному увеличению выбросов твердых частиц дизелем.

Литература:

1. Марков В.А., Гайворонский А.И., Девянин С.Н., Пономарев Э.Г. Рапсовое масло как альтернативное топливо для дизеля // "Автомобильная промышленность". – 2006. – № 2
2. V. Sencila, V. Smailys, A. Marchenko, A. Prochorenko, A. Osetrov, K. Bereisiene Assessment of chemmotological properties of vegetable oils derived fuels.//Sea and environment, 2004, No 2(11). PP. 24-35.
3. Марченко А.П., Червонный С.И., Мешков Д.В. Программное обеспечение автоматизированного комплекса для исследований двигателя внутреннего сгорания. // Вестник НТУ «ХПИ». Сборник научных работ. Тематический выпуск: Информатика и моделирования. - Харьков: НТУ „ХПИ”. - 2004. - №46.
4. Марченко А. П., Прохоренко А.А., Мешков Д. В. Универсальный автоматизированный стенд для испытаний ДВС // Вестник Национального технического университета „ Харьковский политехнический институт”. - Харьков: НТУ „ХПИ”. - 2006. - С.193-197.
5. Парсаданов И.В., Мешков Д.В., Прохоренко А.А. Компенсация погрешности при регистрации давления в цилиндре ДВС пьезокерамическим датчиком // Авиационно-космическая техника и технология, 7/33, 2006 г. - С.198 - 200.
6. Звонов В.А., Марченко А.П., Парсаданов И.В., Поливянчук А.П. Оценка выброса твердых частиц с отработавшими газами автотракторного дизеля // Двигатели внутреннего сгорания. - 2006. - № 2. - С. 64-67.

6. СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДВИГАТЕЛЕЙ

УЛУЧШЕНИЕ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ЭЛЕКТРОРАЗРЯДНЫМИ УСТРОЙСТВАМИ

Карташевич А.Н., Белоусов В.А.

(Белорусская государственная сельскохозяйственная академия)

Широкомасштабное использование двигателей внутреннего сгорания в различных сферах человеческой деятельности приводит к целому ряду негативных последствий, связанных в первую очередь с загрязнением окружающей среды токсичными компонентами отработавших газов. Анализ современных исследований, направленных на разработку малотоксичных дизелей, свидетельствует, что эффективное снижение дымности отработавших газов может быть достигнуто посредством их дополнительной очистки от твердых частиц устройствами, устанавливаемыми в системе выпуска. При этом методы воздействия на рабочий процесс двигателя рассматриваются как необходимые, но недостаточные с точки зрения достижения экологических показателей двигателей, соответствующих современным стандартам.

К устройствам дополнительной очистки отработавших газов от твердых частиц в процессе выпуска можно отнести следующие: механические фильтры, ката-

литические окислители сажи, термореакторы, барботажные системы и др. Из перечисленных и известных систем очистки наиболее эффективными являются сажевые фильтры, отличающиеся высокой степенью очистки (80...99 %), простотой конструкции, относительно небольшими габаритными размерами, невысокой стоимостью. В настоящее время наиболее разработанными являются керамические сажевые фильтры, фильтры с наполнителем из металлической окалины, тканых либо путаных волоконных нитей. К недостаткам описанных конструкций относятся следующие: малая величина сажеёмкости; необходимость в периодической регенерации, очистке или замене фильтрующего элемента; зависимость газодинамического сопротивления фильтра от количества собранной им сажи; увеличение сопротивления на выпуске, что приводит к снижению коэффициента наполнения, повышению коэффициента остаточных газов, удельного расхода топлива и дымности отработавших газов. Описанные недостатки сажевых фильтров существенно ограничивают их практическое широкомасштабное применение. В связи с этим возникает необходимость поиска альтернативных методов очистки отработавших газов от твердых частиц и конструкций соответствующих им устройств. Перспективным направлением в этой области могут стать электроразрядные технологии газоочистки. Электроразрядные газоочистители обладают рядом преимуществ по сравнению с другими альтернативными вариантами. К ним относятся следующие: высокая степень очистки (99% и более); малая величина удельных энергозатрат процесса газоочистки; незначительная величина газодинамического сопротивления устройства и ее независимость от количества собранных твердых частиц; возможность очищать газовые потоки от твердых частиц и газообразных токсичных компонентов в одном газоразрядном объеме.

Известные в настоящее время конструкции электроразрядных систем можно разделить на две группы: электрофильтры и плазмохимические очистители. Конструкции электрофильтров, хорошо зарекомендовавшие себя в промышленности, абсолютно не пригодны для очистки отработавших газов дизелей от сажи в силу следующих причин: на мобильной технике должен использоваться малогабаритный газоочиститель, что автоматически требует производить очистку газового потока при высокой скорости прохождения газов через устройство, чего не могут обеспечить электрофильтры; дизельная сажа имеет хорошую электропроводность, что способствует быстрому выходу из строя высоковольтных изоляторов либо прекращению процесса очистки по причине короткого замыкания высоковольтной цепи через слой сажевых частиц, осевших на поверхности изоляторов; высокая температура очищаемых газов и широкий интервал ее изменения (100...650 °C), высокая химическая активность среды значительно повышают требования к качеству изготовления устройств и материалу электродных систем.

Существующие в настоящее время конструкции плазмохимических систем используются для очистки газовых потоков от оксидов азота и других газообразных токсичных компонентов. Несмотря на довольно успешные практические результаты, полученные в данной области (90% по степени очистки от NO_x), применение плазмохимических систем для дизелей ограничено лишь модельными образцами. Данный факт объясняется тем, что существующие конструкции плазмохимических систем довольно чувствительны к наличию в отработавших газах электропроводящей сажи и предполагают очистку газовых потоков, не содержащих дисперсных аэрозольных частиц.

Электрофильтр-дожигатель представляет собой устройство обеспечивающее очистку отработавших газов от сажевых частиц посредством их осаждения на оса-

дительных электродах с последующим межэлектродным дожигом [1, 2]. Разработаны и испытаны две конструкции электрофильтров-дожигателей (рис. 1), которые при относительно небольших габаритных размерах ($0,15 \text{ м}^3$ для дизеля Д-243; 70 кВт), обеспечивают скорость газа у осадительных электродов $0,7...1,55 \text{ м/с}$. Межэлектродный дожиг осуществляется на осадительных электродах по мере осаждения частиц и образования электропроводящего «мостика» из сажевых частиц. Преимуществом первой системы (рис. 1 а) является меньшее рабочее напряжение $5...7 \text{ кВ}$ ($15...18 \text{ кВ}$ для второй электродной системы), и следовательно более надежная и стабильная работа изолятора 4. Однако испытания показали, что данная система имеет недостаточную жесткость конструкции и при значительных колебаниях температуры отработавших газов приводит к изменению геометрических параметров и пробоем межэлектродного промежутка.

Геометрические параметры электрофильтра-дожигателя находятся по данным [3], а эффективность работы может быть определена теоретически по полученной зависимости

$$\eta = (1 - e^{-\frac{2wL_c}{vH_c}}) 100,$$

где v – скорость газового потока в межэлектродном промежутке, м/с; w – скорость дрейфа частиц, м/с. H_c – межэлектродное расстояние, м; L_c – длина осадительной поверхности, м.

Если длина электрического поля L_c , радиус электрофильтра R_2 и скорость газового потока v зависят от размеров аппарата, то скорость дрейфа w – от свойств частиц, газа и режима электропитания.

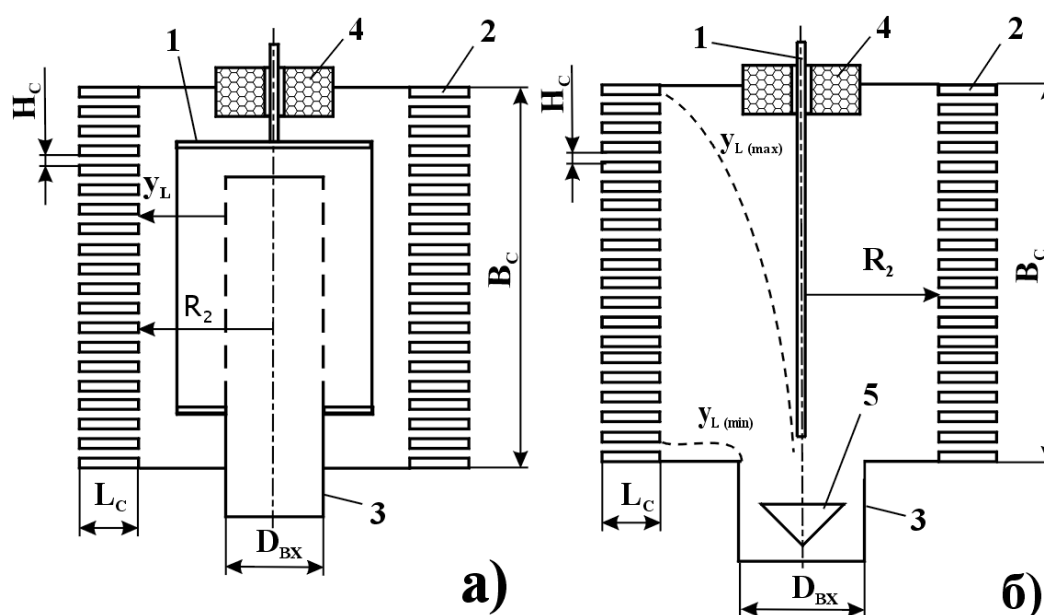


Рис.1. Схемы конструкций электрофильтров-дожигателей: а)–система электродов "ряд проводов между коаксиальными цилиндрами"; б)–система электродов "коаксиальные цилиндры"; 1–коронирующий электрод; 2–система осадительных электродов; 3–входной патрубок; 4–проходной изолятор; 5–конический обтекатель.

На рис. 2 представлены результаты экспериментальных исследований зависимости дымности отработавших газов дизеля Д-243 от напряжения на коронирующем электроде, согласно конструкций рисунка 1

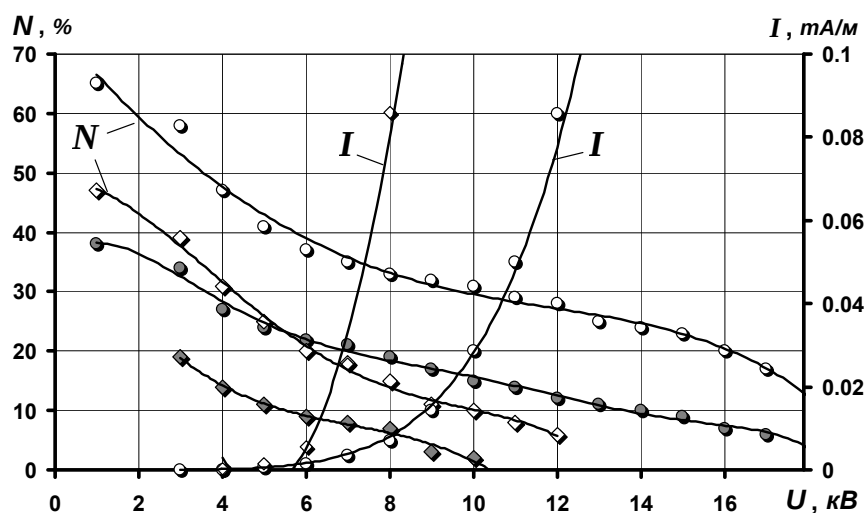


Рис. 2. Зависимость дымности дизеля Д-243 от напряжения на коронирующем электроде: система коронирующих электродов "коаксиальные цилиндры": ($\circ$ — $\circ$) — 1450 мин⁻¹; ($\bullet$ — $\bullet$) — 2200 мин⁻¹; система электродов "ряд проводов между коаксиальными цилиндрами": ($\diamond$ — $\diamond$) — 1450 мин⁻¹; ($\blacklozenge$ — $\blacklozenge$) — 2200 мин⁻¹

Анализ графических зависимостей показывает, что дымность отработавших газов, выходящих из электрофильтра, в значительной степени зависит от напряжения между коронирующими электродами.

Для номинального режима работы двигателя и системы коронирующих электродов "коаксиальные цилиндры" повышение напряжения с 3 кВ до 18 кВ приводит к снижению дымности в 8,5 раза. Для номинального режима и системы коронирующих электродов "ряд проводов между коаксиальными цилиндрами" повышение напряжения с 3 кВ до 10 кВ приводит к снижению дымности в 9,5 раза.

Плазмохимический реактор (рис. 3 а) представляет собой многоострийную электроразрядную систему. В плазме стационарного коронного разряда полнопоточного плазмореактора процесс снижения дымности отработавших газов дизеля Д-243 начинается при превышении напряжения на электродной системе уровня 6,5...8 кВ, которое является напряжением зажигания короны. При напряжении превышающем потенциал 14...15 кВ плазмореактор переходит в режим насыщения. Дальнейшее увеличение напряжения является нецелесообразным, поскольку при этом происходит значительное увеличение удельного энерговклада при малой добавочной величине степени очистки.

На рис. 3 б представлена зависимость удельного содержания твердых частиц от частоты вращения коленчатого вала и нагрузки для всего скоростного и нагрузочного диапазона (поверхность 1), дымление дизеля с системой сажеочистки (поверхность 2). Как видно из представленных данных, плазмохимический реактор обеспечивает эффективную очистку ОГ от сажи на всем скоростном и нагрузочном диапазоне работы двигателя. В области нагрузочных режимов, соответствующих зонам с максимальной величиной крутящего момента, максимальная величина дымности очищенных газов достигает величины 2,3% или 0,041 г/кВтч, что в 2,44 раза меньше, чем требование стандарта EURO-3 и в 1,94 раза ниже требований стандарта EURO-5, введение которого планируется с 2010 года.

Анализ работы приведенных систем очистки отработавших газов дизелей от твердых частиц показывает, что в настоящее время возникла необходимость со-

здания универсальной электроразрядной системы, лишенной описанных недостатков, типичных для электрофильтров и плазмореакторов.

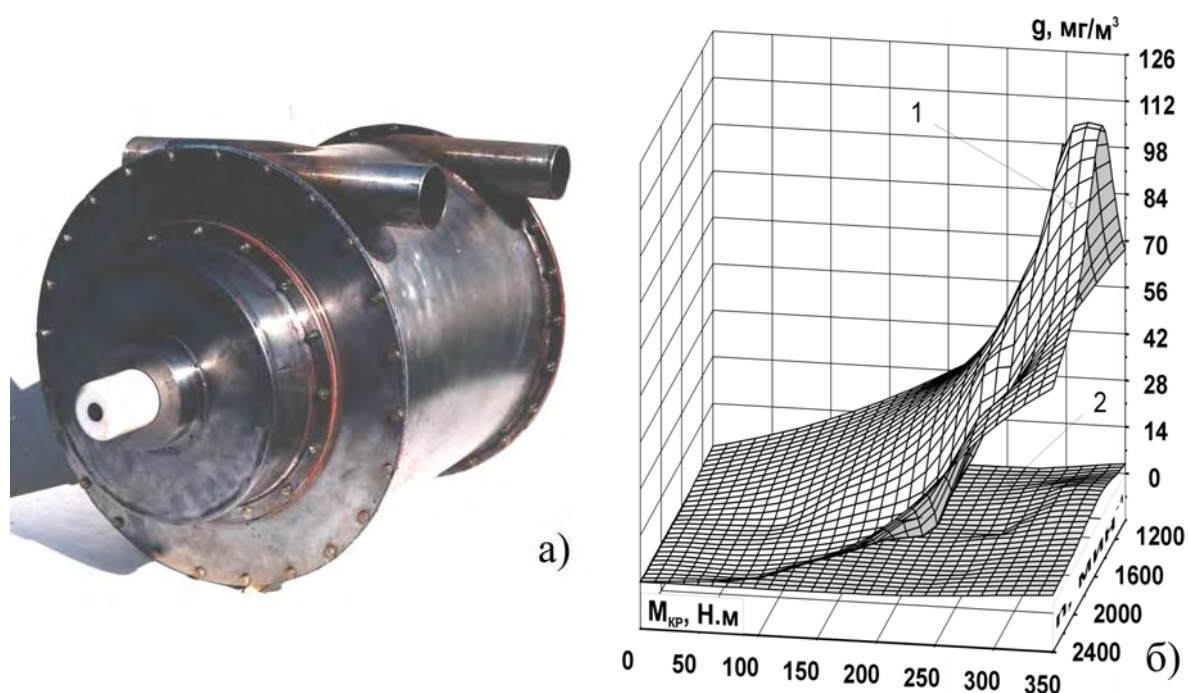


Рис. 3. Полнопоточный плазмохимический реактор: а) – общий вид; б) – удельное содержание частиц в отработавших газах дизеля Д-243: 1 – штатная комплектация системы выпуска; 2 – система выпуска с реактором.

Литература:

1. Патент N 4327 РБ, МКИ F 01N 3/02. Устройство для очистки отработавших газов дизеля от сажи / Карташевич А.Н., Белоусов В.А., Сушнев А.А. Заявка № 19980043. Зарегистрирован в ГРИ 22.10.2001.
2. Патент № 4698 РБ, МКИ F 01N 3/02. Сажевый электрофильтр-нейтрализатор / Карташевич А.Н., Белоусов В.А., Сушнев А.А.. Заявка №19980709.. Зарегистрирован в ГРИ 21.05.2002.
3. Карташевич А.Н., Васильев Г.М., Белоусов В.А., Сушнев А.А. Электроразрядные технологии очистки отработавших газов дизельных двигателей от токсичных компонентов. Монография – Горки, 2002. – 282с.

МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА И ПРОЦЕССОВ ОБРАЗОВАНИЯ ТОКСИЧНЫХ КОМПОНЕНТОВ В ЦИЛИНДРЕ ТРАНСПОРТНОГО ДВИГАТЕЛЯ

Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В., Корончик Д.А.
(Донской государственный технический университет)

История развития теплового расчета рабочего процесса ДВС насчитывает более 100 лет. От классического термодинамического расчета Гриневецкого-Мазинга до современных сложнейших компьютерных моделей, учитывающих детально газодинамические и химические процессы в камере сгорания дизеля. Недостатком классического термодинамического анализа является пренебрежение временным фактором, что полностью исключает, например, параметрическую оптимизацию на его основе быстроходных двигателей, в которых процессы механической, физической и химической природы имеют сопоставимые характерные времена. Дру-

гой недостаток стационарных термодинамических моделей выражается в необходимости задавать в исходные данные набор параметров, значения которых и связи между которыми изучены недостаточно. Например, степень повышения давления, доля теплоты, выделенная к верхней мертвой точке, и многие другие характеристики процесса. Наконец, стационарные термодинамические модели ориентированы в основном на расчёт номинального режима работы двигателя, давая серьезные искажения при оценке работы ДВС на частичных нагрузках и холостом режиме работы, не говоря о переходных режимах. С появлением у исследователей высокопроизводительных ЭВМ появилась реальная возможность резко увеличить объем вычислений, что необходимо при создании достоверных моделей нестационарных термодинамических и термохимических процессов. Однако положение серьезно изменилось после ужесточения требований к составу выпускных газов ДВС и введения европейских стандартов на токсичность выбросов. Необходимость создавать подробные математические модели сложных явлений, происходящих в ДВС, стала еще более очевидной. С одной стороны, в связи с возросшими требованиями экологии (соблюдение евростандартов), с другой, в связи с возможностями компьютеров и успехами в детальном моделировании химии горения.

Детальное математическое моделирование основано на том, что рабочий процесс поршневого двигателя определяется в равной степени как молекулярно-физическими процессами в камере сгорания, так и кинетикой протекающих в ней химических реакций. Этот подход, применяется активно с начала 90-х гг. Несмотря на сложность программной реализации моделей и потребность в значительных вычислительных ресурсах, он становится основным, поскольку позволяет довольно точно моделировать процессы в ДВС. Ряд подобных разработок есть за рубежом и в России, например ПК “Diesel-RK” (МГТУ им. Н.Э. Баумана), “Импульс”, “Волна” (ЦНИДИ, Санкт-Петербург), однако они чаще ориентированы на детальное моделирование газодинамических процессов топливно-воздушных смесей. Только в последние годы стали появляться модели на основе детальной химической кинетики (ДХК). Процессы сгорания в ДВС (особенно в быстроходных) совершаются в тысячные доли секунды. В этот процесс входит впрыскивание, распыливание, испарение и собственно горение. Физико-химическому процессу горения отводится так мало времени, однако именно условия этого процесса являются определяющими, возможно даже более определяющими, чем газодинамические факторы. Поэтому мы поставили задачу создать детальную модель процесса сгорания, которая при дополнении ее моделями термохимии и квазигазодинамики могла бы адекватно и с высокой степенью точности воспроизводить основные энерго-экологические и экономические характеристики ДВС.

В работах [1,2] описана суть предлагаемых моделей, степень их оригинальности и новизны. Представленные модели процесса горения в двигателях, а именно химической кинетики, термохимии и квазигазодинамики направлены на решение задач оптимизации энерго-экологических показателей работы тепловозных двигателей. Модели прошли тщательное тестирование по технико-экологическим параметрам. В дальнейшем была разработана автоматизированная система (АС) ENGINE, которая объединила в себе “граничные” математические модели в единое целое [3]. АС ENGINE можно рассматривать, с одной стороны, как переход на более высокий уровень инженерных расчетов процессов в ДВС, а с другой, - как не дорогую альтернативу исследовательским технологиям детального компьютерного моделирования горения в камерах сгорания ДВС. Исследовательская версия АС ENGINE (рис.1) объединяет четыре имитационные математические модели, а

также информационно-справочную систему. В базе данных хранятся технические характеристики существующих ДВС. Для внесения дополнений и изменений в БД в составе AC ENGINE имеется соответствующая система управления базами данных (СУБД). Предполагается использование БД на ранних этапах разработки новых конструкций при первичном выборе технических решений разрабатываемого двигателя. Таковыми являются: компоновочная схема, рабочий объем цилиндров и их число, частота вращения коленчатого вала и др.. Дополнительно для целей исследования имеется БД по видам топлива, которую можно дополнять или изменять. Внесение в конструкцию необходимых уточнений и/или изменений осуществляется при помощи вышеперечисленных аналитических средств АС - модулей термодинамического, термохимического анализа, химической кинетики и квазигазодинамики горения. Модуль термодинамического анализа является программной реализацией классического теплоэнергетического анализа рабочего цикла поршневых машин по усовершенствованной методике Гриневецкого - Мазинга. Модуль химической кинетики реализует разработанную нами оригинальную методику имитационного моделирования детальной химии горения в ДВС, справедливую в большей или меньшей степени для любых поршневых двигателей и углеводородных топлив. Модуль *термохимии* реализует разработанные нами алгоритмы решения систем уравнений термодинамического равновесия, материального баланса и состояния на основе уравнений термохимического потенциала типа Гиббса - Гельмгольца.

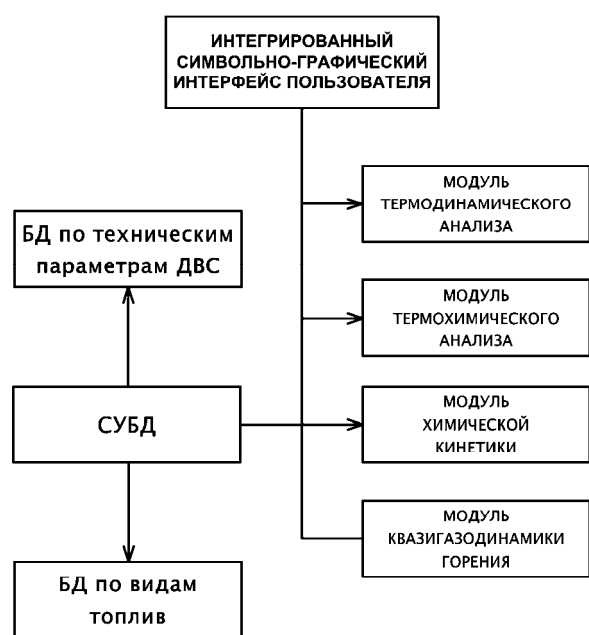


Рис.1. Структурная схема исследователской версии автоматизированной системы ENGINE

Ядро модуля квазигазодинамики горения составляет нульмерная математическая модель динамики-смещения-горения топливного факела в двигателе с любым (как внешним, так и внутренним) смесеобразованием. Модуль хорошо приспособлен для моделирования рабочего процесса в ДВС с воспламенением от сжатия и инжекторным впрыском, где заряд особенно неоднороден по составу и температуре и может заменить модуль химической кинетики. Подсистема *ввода - вывода* реализована с использованием как

символьных, так и графических возможностей IBM-совместимых ПК, что делает ее доступной и удобной в эксплуатации широкому кругу исследователей-двигателистов и инженеров-конструкторов. Вид наиболее часто используемых форм ввода-вывода AC ENGINE показан на рис.2-3. Оболочка AC ENGINE и пользовательский интерфейс запрограммированы с использованием системы Delphi, а расчетные модули подсистем – с использованием алгоритмического языка Фортран.

При составлении и компиляции программного кода AC ENGINE предусмотрено ее функционирование на любых IBM, совместимых ПК. Удобство работы с AC ENGINE обеспечивается проблемно-адаптированной организацией интерфейса пользователя, выражающейся, например, в категорировании входных и выходных

параметров по физическому и техническому содержанию (см. форму ввода на рис.2-3), а также наличием всплывающих подсказок, активизированной системы параметрических ограничений и других сервисных возможностей. Имитационные возможности исследовательского варианта AC ENGINE позволяют решать с ее помощью разнообразные прикладные задачи, в частности, оптимизацию рабочего процесса ДВС, диагностику, факторный анализ и важностное ранжирование протекающих процессов, применение альтернативных топлив (табл.1) и снижение токсичности отработавших газов. Для этих целей служит совокупность вычисляемых показателей – интегральных, мгновенных и экстремальных. При написании моделей была использована автоматизированная система радиационно-химической кинетики КИНКАТ [2], произведен отбор констант и составлена кинетическая схема химических реакций, протекание которых в условиях камеры сгорания ДВС приводит к образованию CO, сажи и эмиссии NO_x.

КОНСТРУКТИВНЫЕ ПАРАМЕТРЫ ДВИГАТЕЛЯ:

Тактность $i=$ Число цилиндров $N=$ Объем КС $V=$ дп $D=$

Частота $\omega=$ Степень сжатия $\varepsilon=$ РК/ХП $\gamma=$

ХАРАКТЕРИСТИКИ МОТОРНОГО ТОПЛИВА:

Вид топлива Агрегатное состояние Теплотворность

Состав топлива, массовых %

	C	H	O	N	S	Pb	A	W
	86.3	13.3	0.04	0.05	0.3	0	0.01	0

ПАРАМЕТРЫ РАБОЧЕГО ЦИКЛА:

Начальное давление $P_0=$ Начальная температура $T_0=$ ТКС $T_w=$

КИБ $\alpha=$ ДРК $\Delta=$ МНВ $\varphi_{NV}=$ ДВ $\Delta\tau=$

Модель горения:
☐ Газодинамическая
☒ Химкинетическая

Копировать форму в файл

<< Вернуться Рассчитать химгазодинамику >>

Рис.2. Ввод исходных данных для расчета по модулям химической кинетики и квазигазодинамики (AC ENGINE)

Дифференциальные экологические показатели:

Вещество	Химическая формула	Содержание в ОГ, объемных %
Оксид углерода	CO	0.0818
Углеводороды	C _n H _m	0.0035
Оксиды азота	N _x O _y	0.0007
Оксиды серы	SO _x	0.0082
Соединения свинца	PbO, PbCH	0 усл. г/кг топл.
Углекислый газ	CO ₂	6.6817
Водяной пар	H ₂ O	6.2364
Кислород	O ₂	10.48
Азот	N ₂	76.4872
Углерод сажи	Ств	0
Сера зольная	Ств	0

<< Вернуться

Интергральные экологические показатели:

Параметр	Обозначение	Величина
Дымность выхлопа	Д	18.0405%
Экологичность по CO	Е	726.7 усл. г/кг топл.

Эколого-экономический коэффициент =
 = [экологичность по CO] × [удельный расход топлива] =
 = 177.8817 усл. г/л.с. час

Копировать

Рис.3. Выдача результатов расчета экологических показателей в исследовательской версии AC ENGINE

Отличительной чертой и главным достоинством математической модели химической кинетики является наиболее полный учет химических реакций (от 300 до 500), в результате чего интегрированием уравнений можно определить временные показатели химизма: период

задержки воспламенения, максимальный темп энерговыделения, критические условия для воспламенения смеси на основе первичных кинетических данных по отдельным элементарным реакциям. Другими словами, в рамках этой модели имитируется динамика совокупного горения посредством комбинации динамических показателей отдельных параллельно и последовательно протекающих реакций.

Таблица 1

Эколого-экономические показатели дизеля 10Д100 при его работе на топливах альтернативных дизельному (номинальный режим работы) Расчёт произведен по модели химической кинетики горения топлива AC ENGINE

Вид топлива	Эколого-экономические показатели												
	Нетоксичные продукты сгорания, г/кг				Токсичные вещества в выхлопных газах, г/кг						Дымность, %	Удельный расход топлива, г/кВт·ч	Эколого-эконом. коэфф., усл.г/кВт·ч
	CO_2	H_2O	N_2	O_2	CO	$C_n H_m$	NO_x	$Сажа$	SO_x	S	$N^{ог}$	g_i	K
Водород	0	9702	52287	7663	0	0	39	0	0	0	0	105,7	170
Метан	2760	2360	26302	3861	41,9	6,2	39	1,59	0	0	12,8	211,5	365
Пропан	3033	1708	23910	3511	50,4	5,6	39	1,99	0	0	17,3	232,5	417
EVRO-ДТ	3221	1239	22160	3254	58,3	5,1	39	2,54	0,75	0,05	22,8	250,8	450
Дизельное топливо	3211	1239	22114	3244	58,1	5,1	39	2,93	6,44	0,46	24,1	251,4	479
Бензол	3429	734	20321	2986	72,5	4,6	39	3,67	0	0	34,2	273,4	503
Метилловые эфиры рапс. масла (МЭРМ)	2886	1119	19186	2819	50,9	4,44	39	2,12	0,43	0,03	22,2	289,6	510
Бутанол	2419	1219	16767	2465	39,1	3,9	39	1,46	0	0	17,9	331,3	568
Сжиж. био-газ	2078	1412	15780	2321	31,1	3,76	39	1,09	0	0	14,2	351,9	595
Диметил-вый эфир (ДМЭ)	1940	1227	13693	2015	28,7	3,28	39	0,98	0	0	14,2	405,4	682
Этанол	1934	1223	13628	2006	28,6	3,26	39	0,97	0	0	14,6	407,3	685
Метанол	1373	1227	10006	1475	17,9	2,48	39	0,53	0	0	10,7	554	914
Аммиак	0	1431	8712	1154	0	0	39	0	0	0	0	704,8	1130

Дополнительно созданная модель термохимии расчета позволила доопределить эмиссию основных вредных веществ, содержащихся в отработавших газах дизелей тепловозов.

Все расчетные модели, а именно: химической кинетики, газодинамическая (квазигазодинамическая), термодинамическая и термохимическая, входящие в АС ENGINE, прошли проверку на транспортных двигателях различного типа, размерности, быстроходности и назначения. Модели показывают высокую точность расчета во всем диапазоне нагрузок ДВС и ориентированы на решение ряда задач технической диагностики. Оптимизацию рабочего процесса дизеля АС ENGINE осуществляет по таким параметрам и характеристикам: степень сжатия, опережение и продолжительность впрыска топлива, диаметр капель распыла, коэффициент избытка воздуха, размеры камеры сгорания. Дополнительно АС ENGINE позволяет исследовать возможность применения в двигателях альтернативных видов топлив, перспективных топливных систем, топливных катализаторов, рециркуляции отработавших газов, а также оценить степень загрязнения атмосферного воздуха при экологических расчетах.

Литература:

1. Булыгин Ю.И. Компьютерное моделирование рабочего процесса в ДВС // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 6. С. 31-48.
2. Булыгин Ю.И., Жигулин И.Н., Магнитский Ю.А., Яценко О.В. Математическое моделирование рабочего процесса поршневых машин. Монография / РГУ ПС. - Ростов н/Д, 2001. - 208 с.
3. Булыгин Ю.И., Яценко О.В., Ладоша Е.Н., Жигулин И.Н. Расчет энерго-экологических параметров ДВС "ENGINE" / Свидетельство об официальной рег. ПрЭВМ № 2002610605. М.: РОСПАТЕНТ, 2002.

МОДЕЛИ ОБРАЗОВАНИЯ ВРЕДНЫХ ВЕЩЕСТВ В ЦИЛИНДРЕ ТРАНСПОРТНОГО ДВС И ИХ ИДЕНТИФИКАЦИЯ

Алексеев Л.Н., Булыгин Ю.И., Деундяк Д.В., Корончик Д.А.
(Донской государственный технический университет)

Попытки определить токсичность поршневого ДВС с использованием компьютерных моделей [2,3] лишь частично оправдали ожидания: хорошо воспроизводя выбросы СО, углеводородов C_nH_m , сажи и оксидов серы, они давали на два порядка заниженные концентрации NO_x в отработавших газах (ОГ). Поскольку в ранних версиях модели внутрицилиндровых процессов "азотная кинетика" не учитывалась, неточность воспроизводства концентрации NO_x в выхлопе связывалась с игнорированием химической неравновесности в параметрически однородном рабочем теле. Впоследствии кинетическая схема была дополнена реакциями с участием азота, однако на точность определения NO_x это не повлияло. В данной ситуации, когда одно-трехзонные параметрически квазиоднородные модели химической кинетики и термодинамики не позволили адекватно воспроизвести токсичность ДВС по NO_x , причина несовершенства скрывается в пространственном переосреднении уравнений. Как отмечается в работе [4], избежать кардинального усложнения информационно-математической модели применительно ко всем компонентам триады "модель-алгоритм-программа" удастся в исключительных случаях: если в системе выявлены малые или большие параметры. При этом усовершенствование модели [4] представляет собой добавление так называемых надстроек, сравнительно

слабо связанных с базовой моделью [3], которая играет роль основания. В математике описанная техника эволюции моделей известна как метод сингулярных возмущений. Применяемый подход к моделированию токсичности ДВС на основе статистического метода допускает использование в качестве базовой модели наиболее известные и распространенные, а также реализованные в виде программных продуктов модели. Например, такие как “Diesel – RK” (МГТУ им. Н.Э. Баумана), “Волна” (ЦНИДИ), “ENGINE” (ДГТУ) и другие. Для реализации модели [4] достаточно иметь массивы данных по индикаторным показателям рабочего процесса $P(\varphi)$, $T(\varphi)$, а также данные по тепловыделению $x(\varphi)$ и концентрациям окислителя и азота в зоне горения $[O](\varphi)$, $[N_2](\varphi)$.

Модель закаливания оксидов азота. В работе [4] рассмотрены два сценария внутрицилиндровой брутто-кинетики NO по Я.Б. Зельдовичу. Разработанный алгоритм идентификации брутто-модели токсичности ДВС, реализованный на первом этапе в виде MATCAD-программ, а в дальнейшем в виде отдельной программы “Фактор”, написанной на языке Object Pascal в системе Delphi позволил произвести инициализацию уравнения (1), адекватно описывающего процессы образования и закаливания оксидов азота в КС ДВС:

$$\frac{d[NO]}{d\varphi} = C \cdot P(\varphi) \cdot [O](\varphi) \cdot [N_2](\varphi) \cdot e^{\frac{-38000}{T(\varphi)+2200}} \cdot \frac{dx}{d\varphi} - D \cdot \frac{P(\varphi)}{\omega^2} \cdot e^{\frac{-32000}{T(\varphi)}} \cdot [NO]^2, \quad (1)$$

где φ - текущий угол п.к.в.; $T(\varphi)$ - средняя температура рабочего тела в цилиндре ДВС, К; $P(\varphi)$ - мгновенное давление, МПа; $[O](\varphi)$, $[N_2](\varphi)$ - концентрации кислорода и азота в цилиндре, об.%; $\frac{dx}{d\varphi}$ - относительная скорость тепловыделения, 1/град.; C и D - константы, размерность и значение которых зависит от выбора единиц измерения концентраций реагентов, $\omega = \frac{d\varphi}{d\tau}$ - частота вращения коленчатого вала ДВС, об/мин.

Экспериментальные данные по токсичности тепловозных ДВС были отобраны из протоколов испытаний дизелей тепловозов ЧМЭ-3 и 2ТЭ116, которые проводились авторами совместно с “Экологией транспорта” НИИ МиПМ РГУ в 2000-2005 гг. в локомотивном депо Батайск (Сев.-Кавказ. Ж.Д.). В процессе идентификации моделей промежуточные коэффициенты α_i , β_i , γ_i , δ_i и ξ_i вычислялись с точностью, по меньшей мере, до трех десятичных знаков: в противном случае сокращаются возможности для факторного анализа модели и результатов вычислительного эксперимента. Также осуществлялся контроль промежуточных результатов, наделенных определенным смыслом: в частности, величины α_i (соответственно γ_i и ξ_i), отвечающие за наработку NO в i -ом сценарии процесса, должны быть положительными, а агрегированные показатели гибели β_i и δ_i - отрицательными. В результате проведенных численных экспериментов были определены вначале соответствующие коэффициенты α_i , β_i , γ_i , δ_i и ξ_i . Затем были вычислены коэффициенты C и D для тепловозных дизелей К6С310DR, 1А-5Д49, 10Д100 и тракторного дизеля Д 240 (табл.1).

Зависимости динамики изменения выбросов NO. Таким образом, адекватный сценарий образования и гибели оксидов азота в цилиндре тепловозного ДВС

описывается выражением (1), а для рассматриваемого тепловозного дизеля К6С310DR уравнением (2):

$$\frac{d[NO]}{d\varphi} = 22202 \cdot P(\varphi) \cdot [O](\varphi) \cdot [N_2](\varphi) \cdot e^{\frac{-38000}{T(\varphi)+2200}} \cdot \frac{dx}{d\varphi} - 4,1 \cdot \frac{P(\varphi)}{\omega^2} \cdot e^{\frac{-32000}{T(\varphi)}} \cdot [NO]^2. \quad (2)$$

Для нахождения зависимостей $NO = f(\varphi)$ далее было проинтегрировано дифференциальное уравнение (2) на различных эксплуатационных режимах работы ДВС. На всех режимах работы дизеля К6С310DR маневрового тепловоза ЧМЭЗ (по нагрузочной характеристике) как установлено расчетами имеет место практически полная закалка NO (процент гибели NO не более 2-3%). Таким образом, установлено, что справедлива модель гибели NO в квадратичной степени.

Таблица 1. Результаты идентификации модели образования NO

Тип дизеля	C	D	I
К6С310DR	22202	4,094	135
1А-5Д49	18420	2,26	199
10Д100	30090	3,663	86
Д 240	50150	6,241	68

В результате интегрирования были получены не только зависимости динамики изменения выбросов оксидов азота по углу поворота коленчатого вала двигателя, но и связь выбросов NO с эксплуатационным режимом работы данного маневрового тепловоза (рис.1). На рис.2 представлен сравнительный анализ расчетных, экспериментальных и нормативных (ГОСТ Р 50953-96) данных по выходу NO с ОГ тепловозного дизеля К6С310DR по нагрузочной характеристике тепловоза ЧМЭЗ.

Модель образования и гибели бензапирена. Данный подход с позиций математической статистики, применим и в отношении моделей результирующего сажеобразования (например, в соответствии со схемой из 9 дифференциальных уравнений проф. Батурина), а также определения выбросов бенз(а)пирена (Б(а)П). Именно Б(а)П чрезвычайно сложно определять экспериментально, до сих пор на него не разработан технический норматив выброса, поэтому количественная оценка его в отработанных газах ДВС весьма актуальна. Как показывают расчёты эколого-экономических коэффициентов (ЭЭК, г/кВт·ч)[2], учитывающих агрессивность компонентов, входящих в отработанные газы ДВС не учёт только Б(а)П приводит к погрешности оценки токсичности ДВС от 3 до 10 %. Для бензиновых и газотурбинных двигателей эта погрешность уже составляет 50-100 %. Вышеприведённые оценки доказывают необходимость инструментально-аналитического определения последнего в отработанных газах ДВС.

Анализ схемы синтеза ПАУ, с учетом принятых допущений, позволил сформулировать в [5] модельное дифференциальное уравнение (3) для концентрации Б(а)П в цилиндре ДВС:

$$\frac{d[C_{20}H_{12}]}{d\tau} = K_1 \cdot [C_2H_2]^m - K_2 \cdot [C_2H_2]^n \cdot [C_{20}H_{12}], \quad (3)$$

где τ - текущее время, с; первое слагаемое правой части описывает образование Б(а)П из C_2H_2 об. %, второе слагаемое - переход БП в более тяжелые ПАУ, кон-

станты K_1 и K_2 определяются из эксперимента, а показатели степени имеют порядок: $m \sim 5$, $n \sim 2$ и уточняются опытными данными.

C_{NO_x}, ppm

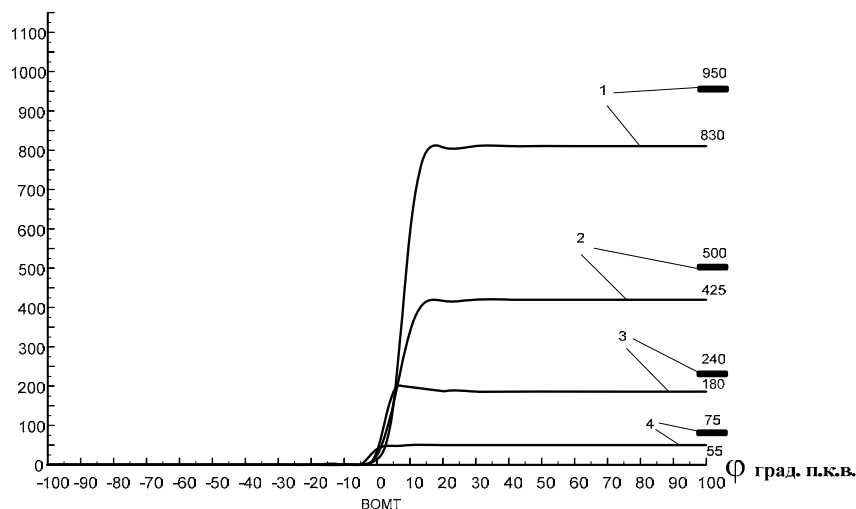


Рис.1. Расчетные и экспериментальные концентрации NO_x в ОГ дизеля K6S310DR по позициям контроллера. 1 – 8 поз; 2 – 6 поз; 3 – 4 поз; 4 – 2 поз; -- экспериментальные данные ПЭК.

$C_{NO_x}, г/м^3$

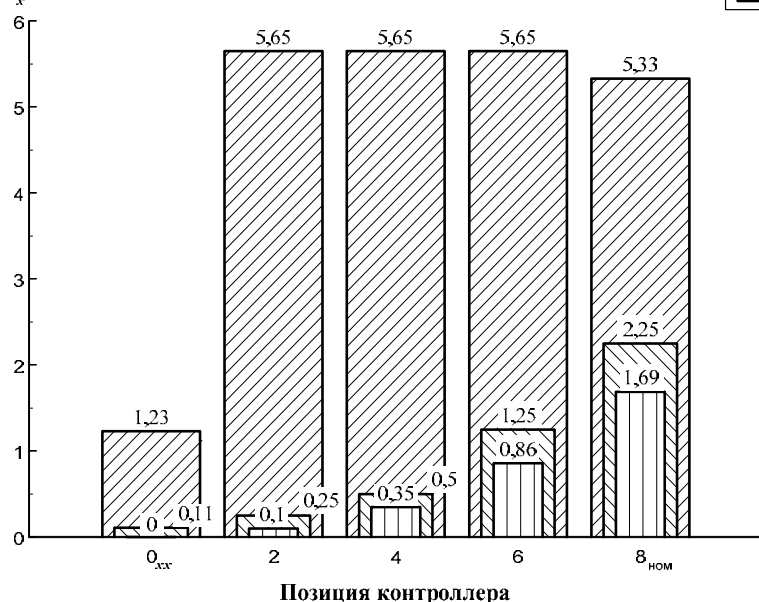


Рис.2. Концентрация NO_x в ОГ дизеля K6S310DR
1 – нормы выбросов по ГОСТ 50953-96;
2 – результаты измерений на ПЭК; 3 – расчёт по ХК модели

Учитывая, что $d\varphi = \omega \cdot d\tau$ после преобразований (3) получим уравнение, которое можно использовать для оценки токсичности поршневых ДВС по Б(а)П:

$$\frac{d[C_{20}H_{12}]}{d\varphi} = \frac{1}{\omega} \left[K_1 \cdot [C_2H_2]^5 - K_2 \cdot [C_2H_2]^2 \cdot [C_{20}H_{12}] \right],$$

Для реализации модели [5] достаточно иметь лишь рассчитанные массивы по выбросам углеводородов $C_nH_m(\varphi)$, а также некоторые конструктивные параметры ДВС, которые легко определяемы AC ENGINE [3]. Что касается констант K_1 и K_2 то на первом этапе они определяются по экспериментальным данным, имеющимся в литературе.

Выводы

Следует заметить, что степень адекватности таких полуэмпирических моделей будет зависеть как от используемого уравнения токсичности (описание сценария образования и гибели химического компонента), так и от достоверности имеющихся эмпирических данных по выбросам токсичных компонентов, точности определения которых необходимо уделять повышенное внимание.

В настоящее время ведутся также работы по расширению списка расчётно

определяемых ингредиентов в отработанных газах ДВС. Речь идет об альдегидах и некоторых видов ПАУ. Вызывает также интерес расчёт технико-экологических параметров ДВС и на переходных режимах, где имеют место экстремальные выбросы вредных веществ.

Литература:

1. Булыгин Ю.И. Компьютерное моделирование рабочего процесса в ДВС // Изв. вузов. Машиностроение. 2001. № 6. С. 31-48.
2. Булыгин Ю.И., Жигулин И.Н., Магнитский Ю.А., Яценко О.В. Математическое моделирование рабочего процесса поршневых машин. Монография / РГУ ПС. - Ростов н/Д, 2001. - 208 с.
3. Булыгин Ю.И., Яценко О.В., Ладоша Е.Н., Жигулин И.Н. Расчет энерго-экологических параметров ДВС "ENGINE" / Свидетельство об официальной рег. ПрЭВМ № 2002610605. М.: РОСПАТЕНТ, 2002.
4. Ладоша Е.Н., Холодова С.Н., Яценко О.В. Статистические методы и идентификация математических моделей токсичности транспортных двигателей // Изв. Вузов. Сев.-Кавк. регион. Естеств. науки. 2005. №2. С. 20-26.
5. Лукачёв С.В. Образование и выгорание бенз(а)пирена при сжигании углеводородных топлив. – М.: Машиностроение, 1999.- 153 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТОРОВ, ЛИМИТИРУЮЩИХ ВЫБРОС ДИСПЕРСНЫХ ЧАСТИЦ С ОТРАБОТАВШИМИ ГАЗАМИ ДИЗЕЛЕЙ

Кульчицкий А.Р., Гоц А.Н., Голев Б.Ю., Лазарев В.М.
(Владимирский государственный университет)

Согласно международной нормативно-технической документации оценка экологического уровня дизелей, а также транспортных средств с дизелями производится на основании определения удельного выброса как газообразных вредных веществ (ВВ) – суммарных углеводородов C_nH_m , оксида углерода CO и оксидов азота NO_x , так и дисперсных частиц РМ (Particle Matter).

Применительно к процессам горения топлива в двигателях внутреннего сгорания под дисперсными частицами понимаются все твердые и жидкие вещества, находящиеся в отработавших газах (ОГ) дизелей. К жидким веществам относят, в основном, часть суммарных углеводородов, которые способны конденсироваться при понижении температуры ОГ вследствие их смешения с воздухом; вода в состав РМ не входит. К указанной группе углеводородов относятся тяжелые углеводороды C_nH_b с углеродной группой от C_5 до C_{17} . Что касается твердых веществ, то к ним относятся сажа С (т.е. углерод), твердые сульфаты MSO_4 , тяжелые углеводороды (с углеродной группой от C_{18} и выше), а также зола, кокс топлива и продукты износа деталей двигателя. Здесь следует отметить, что распространенное название "твердые частицы" не отражает действительности, так как не учитывает наличие жидких веществ в РМ.

В настоящее время (согласно Правилам ЕЭК ООН №49-03 и №96-01) оценка эмиссии РМ с ОГ дизелей производится с помощью т.н. гравиметрического метода: измерения разницы весов фильтра, через который пропускают смесь ОГ и разбавляющего воздуха до и после испытаний (т.е. весов чистого и использованного фильтров).

Во-первых, особенности методики измерения таковы, что, результат представлен как интегральная величина, учитывающая содержание в ОГ всех вышеперечисленных составляющих РМ. Учитывая, что механизм образования компонентов РМ различен, по данным об удельном выбросе дисперсных частиц невозможно сделать заключение о компонентах, которые оказывают наибольшее влияние на выброс РМ.

Во-вторых, процесс измерения эмиссии РМ гораздо более длителен по сравнению с измерением содержания газообразных ВВ в ОГ или уровня дымности ОГ. Затраты времени обусловлены:

- необходимостью предварительной выдержки фильтров в течение нескольких часов для стабилизации уровня их влажности (чтобы исключить влияние паров воды);
- холостой прогонки двигателя для получения данных по расходу воздушного заряда с целью настройки режимов измерения;
- проведения непосредственно испытаний на двигателе или ТС, заключительной выдержки фильтров после испытаний (также с целью стабилизации их влажности);
- их взвешиванием;
- занесением вручную в программу компьютера данных взвешивания фильтров.

Принимая во внимание, что во время испытаний необходимо проведение измерений одновременно всех нормируемых компонентов, то именно оценка эмиссии РМ является узким местом.

Необходимо также отметить, что минимальное количество фильтров на цикл испытаний два: первичный и вторичный; последний ставят на случай прорыва первичного. Однако фактическое количество фильтров, которое заранее невозможно определить, зависит от уровня выбросов как загрязняющих веществ с ОГ, так и степени влажности ОГ; смена производится при превышении сопротивления оказываемого этими фильтрами определенного уровня, а также в случае их прорыва. Таким образом, если за весь цикл испытаний использована только одна пара фильтров, то невозможно получить данные о влиянии каждого режима на общий выброс РМ. Соответственно, невозможно выявить режим (или режимы), которые лимитируют выброс РМ.

С целью выявления основных факторов, определяющих выброс РМ с ОГ, а также сокращения затрат времени и средств при проведении исследований по оценке экологических показателей дизелей, рядом автором разработаны расчетные методики, позволяющие выявлять как компоненты РМ, так и режимы испытаний, которые вносят существенный вклад в итоговую величину. Однако анализ этих методик показал, что при этом либо учитывается только дымность ОГ (I группа моделей [1, 2, 3, 4]), либо дымность ОГ и концентрация тяжелых углеводородов (II группа моделей [5, 6, 7]).

Модели I группы приемлемы для двигателей, у которых выброс РМ полностью определяется выбросом сажи, т.е. для двигателей с высоким уровнем дымности ОГ (не менее 50% по шкале Hartridge на режимах номинальной мощности и максимального крутящего момента). При меньших значениях дымности ОГ начинает сказываться влияние эмиссии тяжелых углеводородов, а в случае небольших значений обоих показателей – становится заметным влияние твердых сульфатов (т.е. наличие серы в топливе), Основная погрешность моделей II группы обусловлена

допущением постоянства содержания тяжелых углеводородов в суммарных независимо от режима работы двигателя; в разных моделях эта величина колеблется от 25 до 55%. Кроме того, в моделях обеих групп не выделены твердые сульфаты.

С учетом указанных недостатков была разработана аналогичная методика, позволяющая оценивать выброс РМ на любом режиме работы дизеля по данным расчета основных составляющих частиц – сажи (по данным измерения дымности ОГ), твердых сульфатов (через расход топлива G_T и содержание серы в топливе) и тяжелых углеводородов. Первые два компонента рассчитываются на основании известных формул, а концентрация тяжелых углеводородов – в зависимости от режима работы двигателя, при этом режим идентифицируется через коэффициент избытка воздуха α [8]:

- для дизелей с турбонаддувом:

$$C_aH_b = (-0,0171 \alpha^2 + 0,2106 \alpha - 0,244) C_nH_m;$$

- для дизелей со свободным впуском воздуха:

$$C_aH_b = (-0,0215 \alpha^2 + 0,1897 \alpha + 0,0631) C_nH_m,$$

где C_nH_m – концентрация суммарных углеводородов в ОГ в пересчете на метан CH_4 , ppm.

Таким образом, общий вид зависимости концентрации дисперсных частиц в ОГ от уровня дымности ОГ, массового содержания серы в топливе, концентрации суммарных углеводородов и коэффициента избытка воздуха имеет вид:

$$PM = f_1(N) + f_2(S, G_T) + f_3(C_nH_m, \alpha)$$

Применение разработанной модели и программы расчета эмиссии компонентов РМ и, соответственно, по этим данным – эмиссии дисперсных частиц позволило при исследованиях дизелей выявлять как компоненты, так и режимы работы дизеля, оказывающие наибольшее влияние на общую эмиссию РМ. На рисунке приведен пример подобных расчетов для условий испытаний тракторного дизеля по 8-ступенчатому циклу испытаний согласно Правилам ЕЭК ООН №96-01.

Интерес здесь представляет тот факт, что основной вклад в удельный выброс дисперсных частиц вносит режим №4 – 10% номинальной мощности, а не режимы №1 и 5 – режимы номинальной мощности и максимального крутящего момента, соответственно.

При этом, вклад тяжелых углеводородов на этом режиме – более 90%. Общий же вклад тяжелых углеводородов в выброс РМ – 54% по сравнению с 31% сажи и 15% твердых сульфатов.

ВЫВОДЫ:

На основании разработанной методики проведены численные расчеты, которые выявили, что:

- содержание тяжелых углеводородов C_aH_b в суммарных C_nH_m в зависимости от режима работы дизеля составляет 10...50%;
- относительное содержание в дисперсных частицах тяжелых углеводородов, сажи и твердых сульфатов для двигателей изменяется в интервалах: C_aH_b – 20...80%, S – 10...50%, MSO_4 – 5...30%.

1. Разработанная методика позволяет:

- сократить время испытаний дизелей по оценке эмиссии дисперсных частиц в 3...4 раза по сравнению с чисто экспериментальным методом;
- повысить эффективность анализа рабочего процесса и разработки мероприятий по снижению эмиссии дисперсных частиц на основе определения лимитирующих уровень выброса РМ их компонентов и режимов работы дизеля.

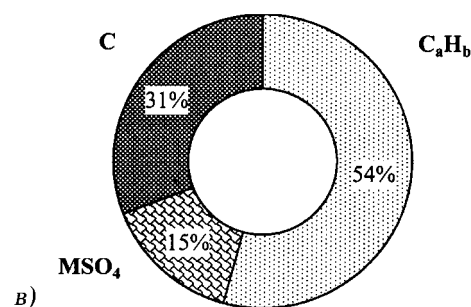
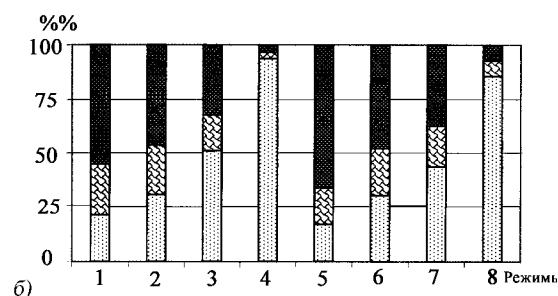
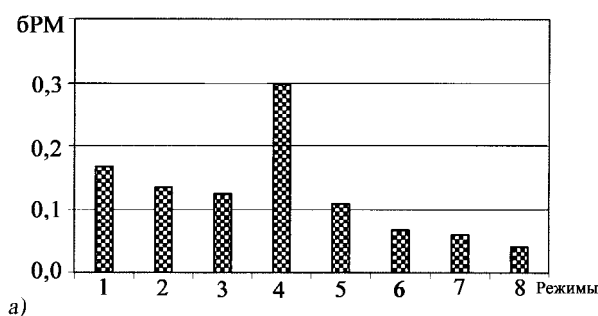


Рисунок. Оценка влияния режимов испытательного цикла согласно Правилам ЕЭК ООН №96 на: а) удельный выброс РМ; б) выброс основных компонентов РМ (снизу-вверх: тяжелые углеводороды, твердые сульфаты, сажа); в) вклад компонентов РМ в удельный выброс дисперсных частиц с ОГ тракторного дизеля

Литература:

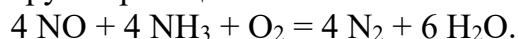
1. Alkidas A.C. Relationship between smoke measurements and particulate measurements // SAE Paper. – 1984. - No 840412. – 9 p.
 2. Muntean G.G. A theoretical model for the correlation of smoke number to dry particulate concentration in diesel exhaust // SAE paper. – 1999. –N 1999-01-0515.–9 p.
 3. Hardenberg H., Albrecht H. Grenzen der Rußmassbestimmung aus optischen Transmessungen // MTZ: Motortechn. Z. – 1987. – № 2. – S. 51-54.
 4. Экология автомобильных двигателей внутреннего сгорания // В.А.Звонов, Л.С.Заиграев, В.И.Черных, А.В.Козлов. – Луганск: ВНУ им. В.Даля, 2004. – 268 с.
 5. Greeves G, Wang J.T. Origins of Diesel Particulate Mass Emissions // SAE Transactions, Vol. 90, pp.1161-1172, 1981.
 6. Парсаданов И.В.Повышение качества дизелей на основе топливно-экологического критерия. – Харьков: Изд. Центр НТУ «ХПИ», 2003. – 244 с.
 7. Филипосянц Т. Р., Иванов А. Г. К вопросу об ускоренных методах контроля и доводки дизелей по экологическим параметрам // Экология двигателя и автомобиля: Сб. научн. тр. НАМИ. – М., 1998. – С. 19–25.
 8. Кульчицкий А.Р. Расчет эмиссии дисперсных частиц с отработавшими газами дизелей / Тракторы и сельскохозяйственные машины, №10, 2006. – С. 18-19.
- E-mail: ark6975@mail.ru А.Р. Кульчицкий

ОЦЕНКА ТЕМПЕРАТУРНО-ДИНАМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ СИСТЕМЫ НЕЙТРАЛИЗАЦИИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ДВИГАТЕЛЯ

Салова Т.Ю. (Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

В результате выполненных исследований установлено, что реализация максимальной степени восстановления оксидов азота и снижение выбросов углеводородов с отработавшими газами (ОГ) двигателя внутреннего сгорания (ДВС) при эксплуатации мобильной техники в значительной мере зависит от обеспечения надлежащих тепловых режимов работы системы нейтрализации ОГ.

Поскольку процессы подвода и отвода теплоты к системе нейтрализации происходят на фоне меняющихся нагрузок и параметров внешней среды, то необходимо провести математический и натурный эксперимент разработанного образца нейтрализатора, с целью оптимизации его параметров, позволяющей учитывать влияние процессов массопереноса, и теплопередачи. Некаталитическое восстановление оксидов азота основано на селективном взаимодействии их с аммиаком в газовой фазе в соответствии с брутто-реакцией



Теоретическая эффективность восстановления определяется термодинамическим анализом продуктов сгорания в зависимости от коэффициента избытка воздуха, соотношения концентрации аммиака и оксидов азота. Максимальная степень конверсии NO в N₂ имеет место при достижении состояния конечного равновесия, что теоретически возможно при температурах порядка 1100 К (рисунок 1), и температурный диапазон незначительный – 1190 ... 1260 К. Нижняя температурная граница (1а) обусловлена кинетикой процесса, а верхняя (1б) - термодинамикой, причем верхняя граница практически совпадает с равновесной кривой (2). Из представленного анализа данных протекания процесса восстановления видны сложности практической реализации технологии: необходимость тщательной дозировки подачи аммиака, для избегания превышения концентрации не прореагировавшего аммиака в отходящих газах; организация точной подачи аммиака в нужную температурную зону.

Механизм бескаталитического восстановления оксидов азота определяется взаимодействием радикалов углеводородов CH_i- и азотсодержащих RN_i-, при этом роль радикалов RN_i- существенно выше, поэтому необходимо обеспечивать большое количество азотсодержащих радикалов в восстановительной зоне. В свою очередь азотсодержащие радикалы могут также переходить в оксид азота и молекулярный азот. В основном конкуренция путей определяется степенью разложения оксидов азота и существенно зависит от температуры. Установлено также, что чем больше содержание оксидов азота в продуктах сгорания, тем при более высоких температурах газа необходимо вводить аммиак.

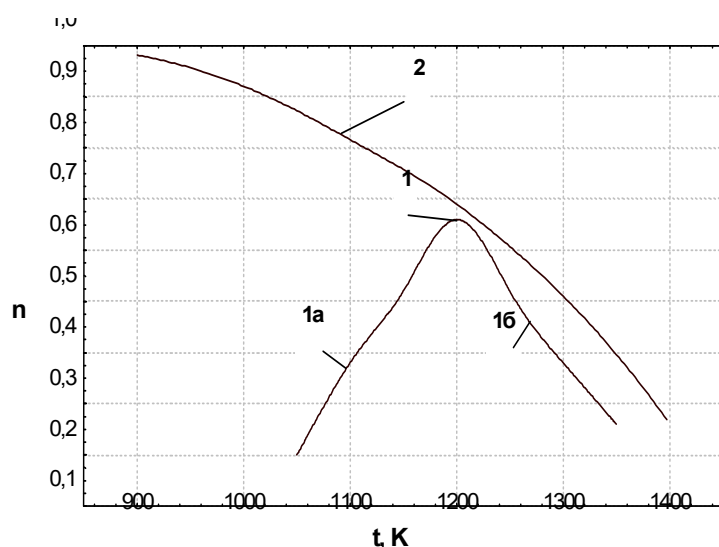


Рисунок 1 – Эффективность (n) восстановления оксидов азота аммиаком:

1 -высокотемпературное гомогенное восстановление,
2 - равновесная кривая .

Лимитирующей фазой разложения и восстановления оксидов азота является путь образования азотсодержащих радикалов из аммиака, на который оказывают существенное влияние коэффициент избытка воздуха α и отношение кон-

центраций аммиака к концентрациям оксидам азота – коэффициент β , температура и концентрация оксидов азота в ОГ.

Согласно расчетным исследованиям значение температуры ввода аммиака определяется коэффициентами α и β . Чем больше α в восстановительной зоне или меньше количество вводимого в нее аммиака β , тем меньше значение температуры ввода аммиака. Для любой температуры ввода аммиака существует оптимальное количество подаваемого аммиака при данных α , при максимальной эффективности восстановления оксидов азота.

Установлено, что в процессе восстановления побочная реакция образования оксидов азота из аммиака протекает при температуре порядка 1400 К и выше, катализатором данной реакции могут быть поверхности металла и керамики, при этом реакция может идти и при более низких температурах. В целом при температурах выше 1190 К возрастает роль побочных реакций. Увеличение β приводит к уменьшению концентрации оксидов азота, однако при этом наблюдается остаточное количество аммиака на выходе.

Эффективность метода повышалась при максимально полном перемешивании аммиака с продуктами сгорания. Так как расход аммиака небольшой, то удовлетворительное перемешивание обеспечивается благодаря подаче аммиака с помощью какой-либо среды – воздуха, обработавших газов.

Представленный анализ исследований процесса нейтрализации оксидов азота позволяет установить значения и интервалы варьирования основных параметров нейтрализации оксидов азота: температура процесса восстановления – 1000 ... 1100 К; количество восстановителя β , определяемое концентрацией оксидов азота в ОГ; время протекания реакций восстановления оксидов азота τ - 0,8 до 1,0 с.

Конвективный теплообмен определяет время локального воздействия восстановителя, в результате которого образуются метастабильные фазы или активные центры цепных реакций восстановления оксидов азота.

Для исследования соответствия условий тепломассообмена высокоэффективной степени восстановления оксидов азота при различных сочетаниях режимов работы двигателя и состояния окружающей среды была создана установка на базе дизеля Д-240, оборудованная контрольно-измерительными и регистрирующими приборами и системой нейтрализации ОГ.

Для выполнения поставленных задач программа исследований включала различные сочетания скоростных и нагрузочных режимов работы двигателя, перекрывающие основные режимы работы двигателя в условиях эксплуатации и режиме городской езды. За основные оценочные показатели работы двигателя приняты эффективная мощность и удельный расход топлива, теплота, переданная ОГ в процессе нейтрализации, температуры ОГ, рециркулирующих газов и газа восстановителя, окружающей среды.

Оптимальные сочетания времени и количества подачи восстановителя на различных режимах работы двигателя определялись методами математической теории планирования эксперимента (таблица 1).

Наибольшая степень восстановления оксидов азота, при их исходной концентрации в ОГ 1200...1300 ppm, наблюдалась при подаче восстановителя с концентрацией аммиака от 0,075 мг/мл до 0,12 мг/мл и скорости подачи аммиака от 0,6 до 1,2 мг/мин (рисунок 2).

При уменьшении скорости подачи аммиака при работе нейтрализатора на режиме максимальной мощности, степень восстановления оксидов азота снижалась с 90 % при скорости подачи 0,9 ... 1,1 мг/мин, до 70 % при 0,6 мг/мин и до 50 % при 0,2 мг/мин.

Таблица 1 – Планирование эксперимента

U	X1		X2	
	код	C _{ННЗ} , мг/мин	код	n, об/мин
1	-1,00	0,39	-1,00	1945
2	+1,00	0,81	-1,00	1945
3	-1,00	0,39	+1,00	2655
4	+1,00	0,81	+1,00	2655
5	0	0,6	0	2300
6	-1,41	0,3	0	2300
7	+1,41	0,9	0	2300
8	0	0,6	-1,41	1800
9	0	0,6	+1,41	2800
10	0	0,6	0	2300

С увеличением скорости подачи аммиака до 1,5 мг/мин, эффективность восстановления оксидов азота уменьшается примерно до 60 ... 70 %. Начало процесса восстановления оксидов азота отмечалось при температуре 300 °С, а максимум достигался при 550...600 °С при любой концентрации аммиака (рис. 2).

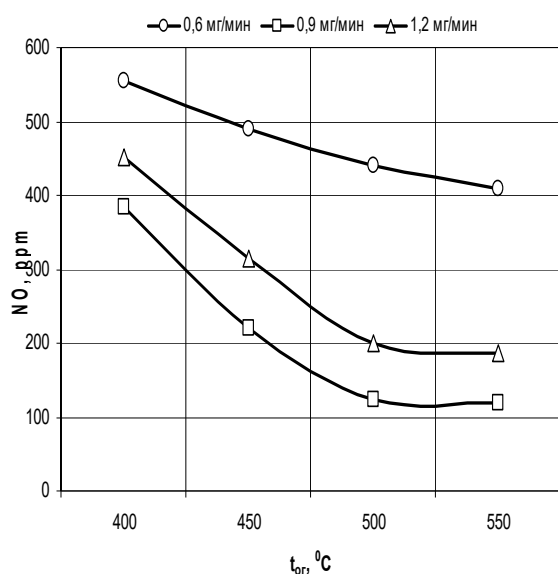


Рис. 2. Изменение концентрации оксидов азота в зависимости от температуры ОГ при различной скорости подачи аммиака

При температуре ОГ ниже оптимальной - 400...600 °С и неизменной скорости подачи аммиака, на выходе из нейтрализатора возможно присутствие непрореагировавшего аммиака. Поэтому для нижней границы температурного интервала количество подаваемого аммиака уменьшалось, что приводило к снижению эффективности восстановления оксидов азота.

На основании полученных экспериментальных зависимостей восстановления оксидов азота ОГ определен необходимый уровень концентрации аммиака и скорость подачи восстановителя в соответствии с изменением температуры ОГ дизеля. Для температуры ОГ выше 400 °С, скорость подачи аммиака составляет 0,6...1,2 мг/мин при изменении частоты вращения дизеля от 1800 мин⁻¹ до 2800 мин⁻¹.

ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЙ МЕТОД РАСЧЕТА СРЕДНИХ РАВНОВЕСНЫХ КОНЦЕНТРАЦИЙ ОКСИДОВ АЗОТА NO_x ПО ТЕМПЕРАТУРНОМУ ПОЛЮ ВНУТРИЦИЛИНДРОВОГО ПРОСТРАНСТВА ВЫСОКОФОРСИРОВАННОГО ДИЗЕЛЯ

Г.А. Вершина, А.Ю. Пилатов
(Белорусский национальный технический университет);

На практике [1] при необходимости форсирования дизелей зачастую сталкиваются одновременно с этим с проблемой увеличения концентрации NO_x , что также является одним из основных ограничивающих факторов при глубоком форсировании дизельного двигателя. Поэтому в данной работе основное внимание уделено установлению термодинамических закономерностей, результат действия которых во внутрицилиндровом пространстве может в дальнейшем оказывать влияние на количественное содержание оксидов азота в отработавших газах высокофорсированного дизеля.

Ключевым моментом термодинамических расчетов модели является зональное разделение температурного поля. Основным критерием разделения является условная координата химической реакции горения углеводородных топлив в сжатой воздушно-кислородной среде. Принимается, что координата невоспламенившегося заряда (воздух, пары топлива) и координата полностью сгоревшего топлива принимается равной нулю. В процессе развития пламени координата реакции увеличивается и достигает максимума при максимальной скорости сгорания. Такой подход позволяет по имеющимся долям цикловой подачи, которые воспринимают(остаются в цилиндре) тепловую энергию и долям, которые ее излучают, а также по количеству воспламенившихся в итоге долей цикловой подачи за отдельно выбранный промежуток времени определить теоретическую температуру пламени горения топлива и массовый и объемный радиус распространения тепловой энергии в камере сгорания, а также температуру в каждой точке зоны распространения тепловой энергии.

По известному количеству горящего и испаряющегося топлива в отдельно выделяемый промежуток времени, а также количеству топлива, испаряющемуся и воспламеняющемуся в следующий отдельно взятый момент времени, можно определить температурные характеристики зоны горения в данный момент времени. Определение характеристик выгорания топлива производится по методике Разлейцева [3], широко применяемой для этих целей наряду с методикой Вибе[2].

На первом этапе расчета определяется количество энергии, необходимое для воспламенения доли цикловой подачи, выделяющей энергию от сгорания на следующем шаге в ходе цепной реакции, и выделяются температурные зоны по характерным протекаемым в них термодинамическим и химическим процессам.

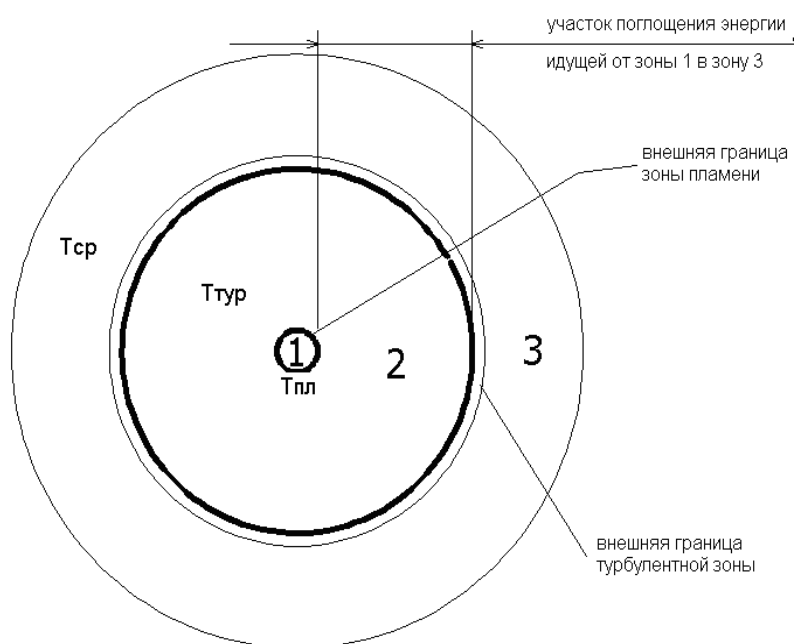


Рис. 1. Схема переноса тепловой энергии в зонах; 1-зона горения испарившихся капель топлива; 2-зона конвективного поглощения; 3- общая зона, с парами топлива, свежим зарядом и продуктами сгорания.

Допустим, за некоторый промежуток времени $\Delta\varphi_i$ происходит сгорание Δx_i массы топлива в объеме камеры сгорания.

Воспламеняющаяся затем масса топлива Δx_{i+1} получает за интервал времени $\Delta \varphi_i$ энергию $Q_{\text{конв}}$ от конвективного взаимодействия с рабочей средой в цилиндре, а также некоторую энергию $Q_{\text{изл}}$, полученную в результате облучения их уже горящими на данном этапе рабочего процесса топлива, что приводит к выделению энергии $Q_{\text{выд}}$ с учетом тепловой энергии $Q_{\text{исп}}$, затрачиваемой на испарение вновь воспламененных капель на следующем промежутке времени, т.е.

$$Q_{\text{изл}} + Q_{\text{конв}} = Q_{\text{выд}} + Q_{\text{исп}}, \quad (1)$$

где $Q_{\text{изл}}$ – энергия, которая передается от горящих капель массой Δx_i за промежуток времени $\Delta \varphi_i$ путем теплового излучения и воспринимается каплями топлива массой Δx_{i+1} , которая должна воспламениться в следующий момент времени $\Delta \varphi_{i+1}$; $Q_{\text{конв}}$ – энергия, которая передается от рабочего тела путем конвекции и воспринимается каплей топлива, которая должна воспламениться в следующий момент времени; $Q_{\text{выд}}$ – энергия, которая выделяется в следующий момент времени $\Delta \varphi_{i+1}$ в результате сгорания массы топлива Δx_{i+1} ; $Q_{\text{исп}}$ – энергия, идущая на предварительное испарение жидких капель топлива, которое воспламеняется в следующий момент времени.

Тепловой поток излучения, идущий в пространство от горящей в данный момент капли, на некотором радиусе охватывается сферической поверхностью, в центре которой капля излучатель. Исходя из предположения, что температура внутри зон постоянна, можно утверждать, что указанный тепловой поток воспринимается каплями, условно расположенными на сфере, одинаковыми долями. Тогда тепловой поток, а также поверхность сферы необходимо разделить на одинаковые части.

Отношение $\phi(\varphi)$ величин воспринимаемого и излучаемого теплового потока лучистой энергии можно определить как отношение величины телесного угла, образованного двумя излучающей и облучаемой каплями, отстоящими друг от друга на расстоянии $s_d/2$, к величине полного телесного угла (рисунок 2).

$$\phi(\varphi) = \left(\frac{1}{2 \cdot \bar{s}_d} \right)^2, \quad (2)$$

где $\bar{s}_d$ – относительное расстояние между каплями облучаемой зоны.

Таким образом, исходя из уравнения (1), можно с учетом всех приведенных выше и входящих в него параметров на каждом шаге определять температуру пламени по известным характеристикам испарения и последующего выгорания топлива. Это позволит определить верхнюю границу температуры для зон внутрицилиндрового пространства, где существует свободный кислород.

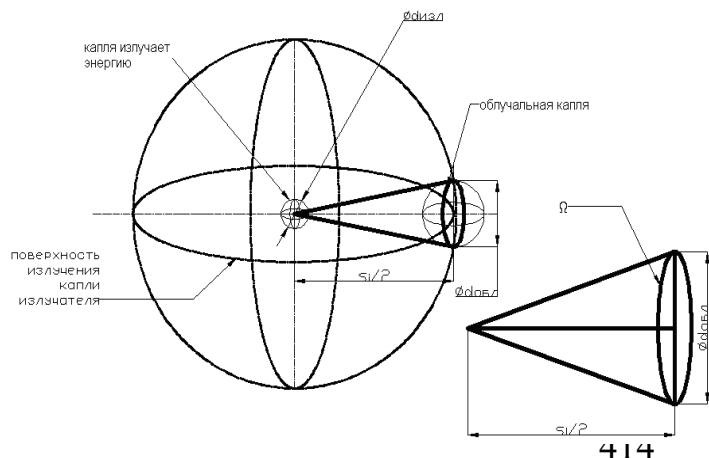


Рис.2. Схематическое представление передачи тепла излучением

На втором этапе определяются границы выделенных на первом этапе температурных областей а распределение плотности рабочего тела по объему камеры сгорания. Ре-

шение принимаются при этом на основании законов Ньютона-Римана и закона теплопроводности Фурье. В качестве граничных условий принимаются температура пламени в зоне горения, и температура в общей зоне внутрицилиндрового пространства $T_{cp}(\varphi)$.

$$\frac{\partial T_{cp}}{\partial \varphi} = \frac{\left[\frac{1}{G_{cm}} \cdot \frac{\partial Q}{\partial \varphi} - \frac{R \cdot T}{V} \cdot \frac{\partial V}{\partial \varphi} + (c_v^1 \cdot T \cdot L_0 - c_v^2 \cdot (L_0 + 1) + c_v^3) \cdot T \cdot \frac{\partial x}{\partial \varphi} \cdot \frac{G_{ц}}{G_{cm}} - c_v^3 \cdot T \cdot \frac{\partial \sigma}{\partial \varphi} \cdot \frac{G_{ц}}{G_{cm}} \right]}{\sum_{i=1}^3 \left(\frac{G_i}{G_{cm}} \cdot \left(c_v^i + \frac{\partial c_v^i}{\partial T} \cdot T \right) \right)}, \quad (3)$$

где $\frac{\partial Q}{\partial \varphi}$ – количество подведенного тепла во внутрицилиндровую смесь за промежуток $\partial \varphi$; G_{cm} – масса всех газов в цилиндре; R – газовая постоянная смеси внутрицилиндровых газов; V – внутрицилиндровый объем; $\frac{\partial V}{\partial \varphi}$ – быстрота изменения объема внутрицилиндрового пространства; c_v^i, G_i – теплоёмкости и массы свежего заряда, продуктов сгорания и паров топлива соответственно; $\frac{\partial x}{\partial \varphi}$ – безразмерная скорость выгорания топлива; $\frac{\partial \sigma}{\partial \varphi}$ – безразмерная скорость испарения топлива, L_0 – количество воздуха, теоретически необходимое для сгорания килограмма топлива; φ – угол поворота коленчатого вала.

В заключении первого этапа по средней по камере сгорания температуре пламени $T_{пл}(\varphi_i)$ и температуре в общей зоне $T_{cp}(\varphi_i)$ производится определение геометрического радиуса поглощения тепла с учетом излучения. В основу этого расчета, положен закон Фурье для распространения температурного поля в газовой среде и закон Ньютона-Римана для теплопередачи конвекцией.

$$\alpha_{гк_ср}(\varphi, r) \cdot (T_{пл}(\varphi) - T_{cp}(\varphi)) \cdot F_{капли} = -\lambda(\varphi, r) \cdot \left(\frac{\partial T_{тур}(\varphi, r)}{\partial r} \right) \cdot F_{капли}, \quad (4)$$

где $\alpha_{гк_ср}(\varphi, r)$ – коэффициент теплоотдачи между горячей каплей и рабочей средой [2]; $\lambda_T(\varphi, r)$ – коэффициент теплопроводности [4]; $r(\varphi)$ – радиус поглощения теплового потока; $\left(\frac{\partial T_{тур}(r)}{\partial r} \right)$ – градиент температуры $T_{тур}$ в турбулентной зоне поглощения теплового потока радиусом r в фиксированный момент времени; $F_{капли}$ – площадь капли; $T_{пл}(\varphi_i)$ – среднемассовая температура пламени в цилиндре двигателя.

Из рисунка видно, что согласно описываемой модели во внутрицилиндровом пространстве отсутствует резкий температурный переход из областей, где происходит горение с температурой пламени, в области неиспользованного свежего заряда, уже полностью сгоревшего топлива, имеющих температуру T_{cp} . При этом температура в этих областях может быть значительно выше температуры T_{cp} , определение которой ведется по классическим законам термодинамики.

Оценка токсичных составляющих в отработавших газах, в частности оксидов азота NO_x , производится исходя из их средней равновесной концентрации, определенной по константе равновесия химических реакций (7), приводящих к образо-

ванию токсичных соединений NO_x с учетом дополнительного кислорода, выделяющегося в результате высокотемпературной диссоциации молекулы воды.

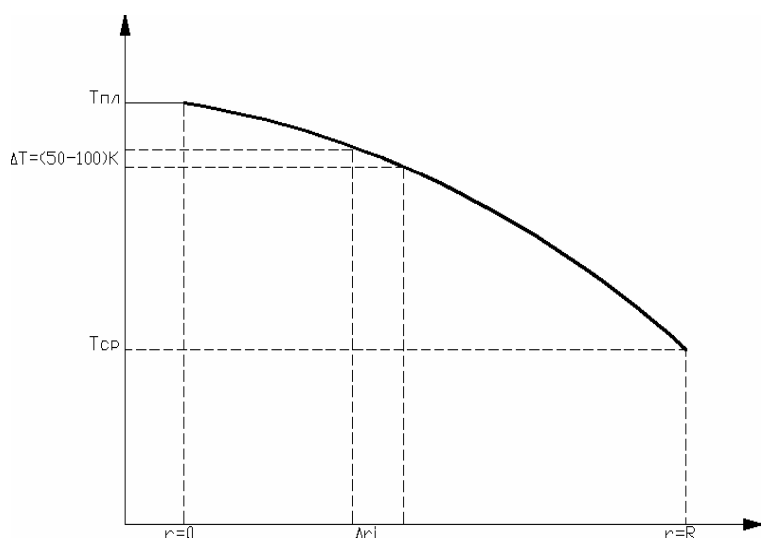


Рис. 3. Моделируемый характер изменения температуры по радиусу поглощения тепла во внутрицилиндровом пространстве.

Масса воздуха dm_B , проходящая через поверхность зоны Δr_i в первом приближении можно оценить в первом приближении по формуле

$$dm_B = m_B' \cdot \frac{\alpha_{ГК-ср}(\varphi, r) \cdot (T_{пл}(\varphi) - T_{ср}(\varphi))}{\lambda_T(\varphi, r)} \cdot \frac{\eta(\varphi, r)}{T} \cdot dF_{рад} \cdot \frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n}, \quad (5)$$

где m_B' – массовая доля воздуха; $\eta(\varphi, r)$ – динамическая вязкость газа; T – температура в зоне; $dF_{рад}$ – площадь поверхности рассматриваемой зоны; $\frac{\Delta\varphi}{6 \cdot n}$ – рассматриваемый промежуток времени.

Формула (5) оценивает тепломассоперенос через рассматриваемую зональную поверхность камеры сгорания, интенсивность которого в первом приближении пропорциональна существующему в камере сгорания перепаду температур.

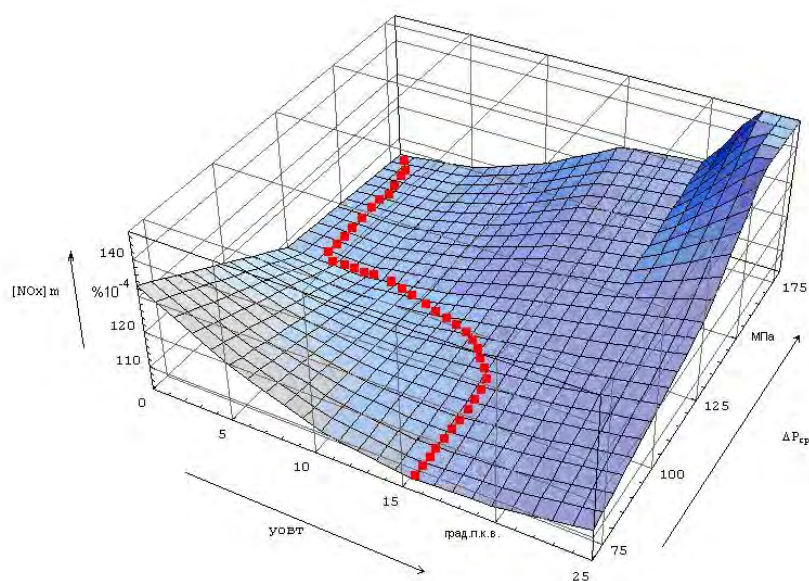
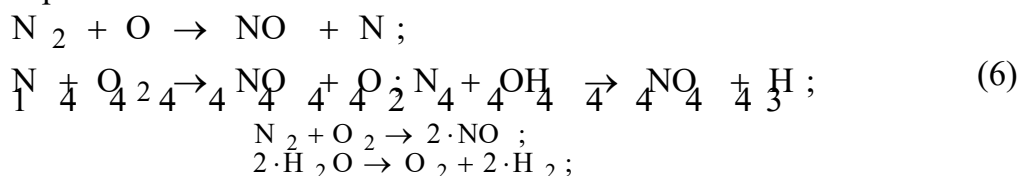


Рис. 4. Зависимость средней равновесной концентрации оксидов азота от угла опережения впрыска топлива и среднего давления впрыска топлива.

Следует отметить также, что при использовании указанного подхода, известная и широкоприменяемая в подобных исследованиях схема реакций образования NO_x через промежуточную стадию NO , названная схемой Зельдовича, сводится к двум реакциям (6).

На рисунке 4 приведены результаты расчета зависимости средних равновесных концентраций оксидов азота определяемых по температурному полю внутрицилиндрового пространства от угла опережения впрыска топлива и среднего давления впрыска



Литература:

1. Stan C., Guibert P. // MTZ. 2004. –Т.65. № 1- С. 56-62.
2. Петриченко Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания. -Л.: Изд-во ЛГУ, 1983.-244с.
3. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях. -Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.-169с.
4. Вукалович М.П., Новиков И.И. Термодинамика.- М.: Машиностроение, 1972.-565с.

РАСЧЕТНО-ТЕОРЕТИЧЕСКОЕ ИССЛЕДОВАНИЕ ПУТЕЙ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЯ

Голубков Л.Н., Емельянов Л.А., Михальченко Д.А. (МАДИ/ГТУ)

Достижение высоких экологических и экономических показателей автомобильных дизелей невозможно без совершенствования процесса топливоподачи. Одним из путей снижения уровня шума и выбросов оксидов азота является подача предварительного впрыска. Анализ результатов ведущих производителей аккумуляторных топливных систем показал, что однозначного влияния предвпрыска (q_1) и угла между началом предвпрыска и основным впрыском ($\Delta\phi$) на показатели двигателя нет. Многое зависит не только от типа двигателя, но и от режима. Поэтому сопоставление опытов (использовалась работа фирмы Рено [1]) было проведено в качественном виде.

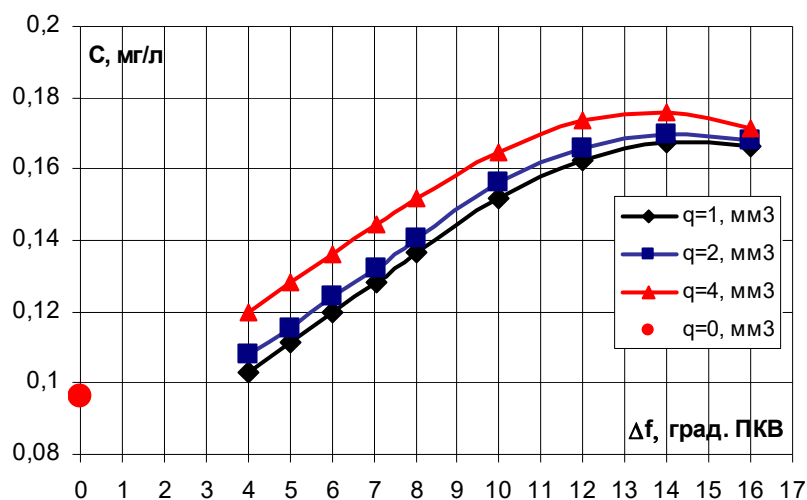


Рис.1. Влияние величины порции предвпрыска, расстояния между предвпрыском и основным впрыском ($V_{ц}=62 \text{ мм}^3$) на выбросы сажи

С целью определения влияния q_1 и $\Delta\phi$ на показатели двигателя 1С12/12 с помощью комплекса математических

моделей и программ [2] было проведено расчетное исследование при различных значениях $q_1=1, 2, 4 \text{ мм}^3$ и $\Delta\varphi$ от 4 до 16 град. ПКВ ($n=2000 \text{ мин}^{-1}$, $V_{ц}=62 \text{ мм}^3$).

Влияние интервала между предварительным и основным впрыскиванием на выбросы вредных веществ и расход топлива представлены на рис. 1, 2 и 4.

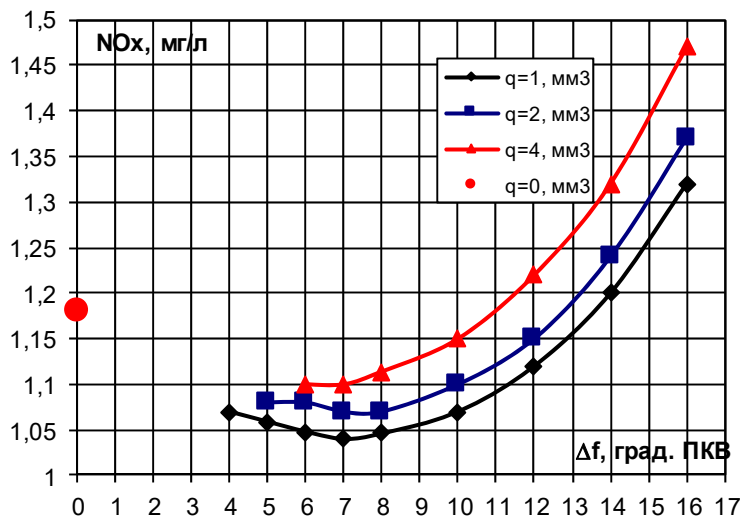
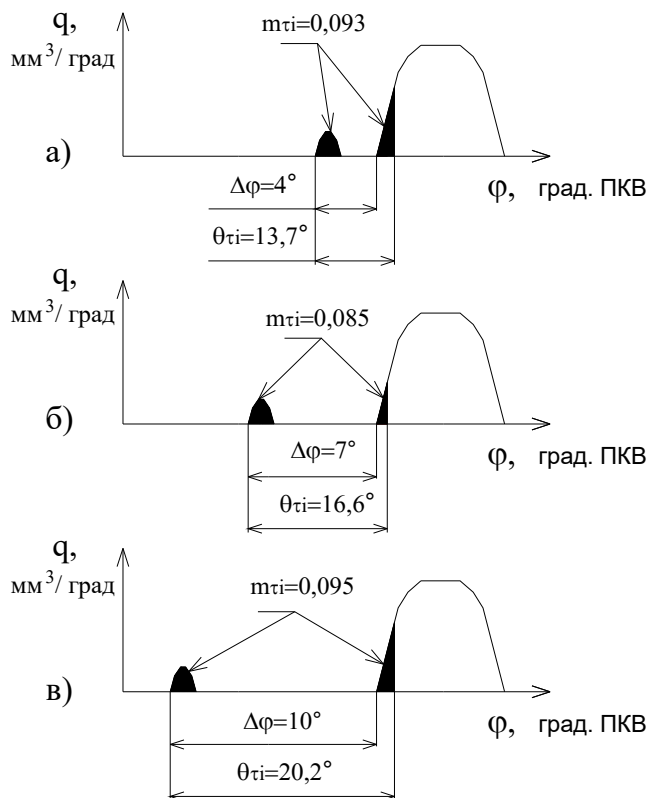


Рис.2. Влияние величины порции предвпрыска, расстояния между предвпрыском и основным впрыском ($V_{ц}=62 \text{ мм}^3$) на выбросы оксидов азота

расход топлива остается практически на уровне расхода топлива при работе без предвпрыска и наблюдается снижение выбросов оксидов азота (12...18%). При этом выбросы сажи увеличиваются незначительно (4...6%). Наименьшее значение выбросов оксидов азота при $\Delta\varphi=7$ град. ПКВ и $q=1 \text{ мм}^3$ объясняется оптимальным

периодом задержки воспламенения θ_{ti} и наименьшей долей топлива m_{ti} , подготовленного за период задержки воспламенения θ_{ti} (рис. 3).



Влияние величины предвпрыска и интервала между предварительным и основным впрыскиванием свидетельствуют о том, что с точки зрения экологических показателей необходимо обеспечивать меньшую подачу при предварительном впрыскивании и оптимальный интервал между началом предвпрыска и основным впрыском, что совпадает с опытными данными [1].

Рис.3. Зависимость доли топлива m_{ti} , подготовленного за период задержки воспламенения θ_{ti} , от ин-

тервала между началом предвпрыска и основным впрыском $\Delta\varphi$

На рис. 5 представлены результаты расчетов, показывающие влияние форсировки аккумуляторной топливной системы по давлению впрыскивания топлива на выбросы сажи и оксидов азота. Точки на каждой кривой были получены путем изменения угла опережения впрыскивания топлива в пределах от 12 до 18 град. ПКВ

для давления в аккумуляторе $P=60$ МПа, от 5 до 24 град. ПКВ для давления в аккумуляторе $P=120$ МПа и от 0 до 5 град. ПКВ для давления в аккумуляторе $P=150$ МПа. На рис. 6 представлены результаты расчетов выбросов сажи и уровня шума от рабочего процесса дизеля.

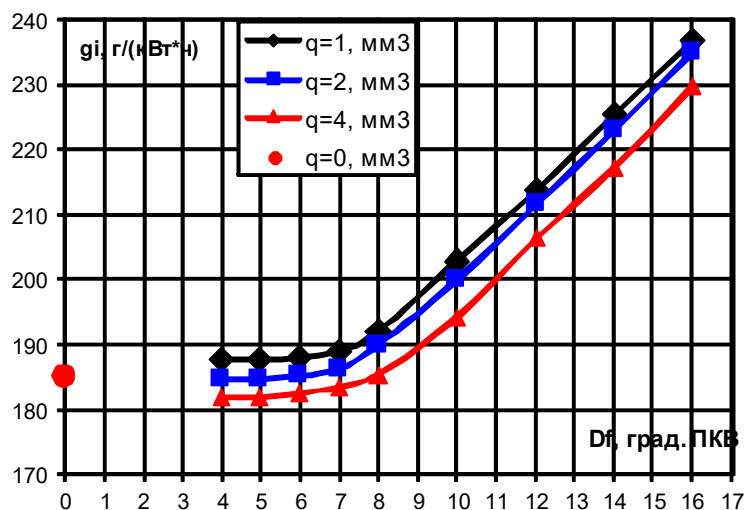


Рис.4. Влияние величины порции предвпрыска, расстояния между предвпрыском и основным впрыском ($V_{ц}=62\text{мм}^3$) на удельный индикаторный расход топлива

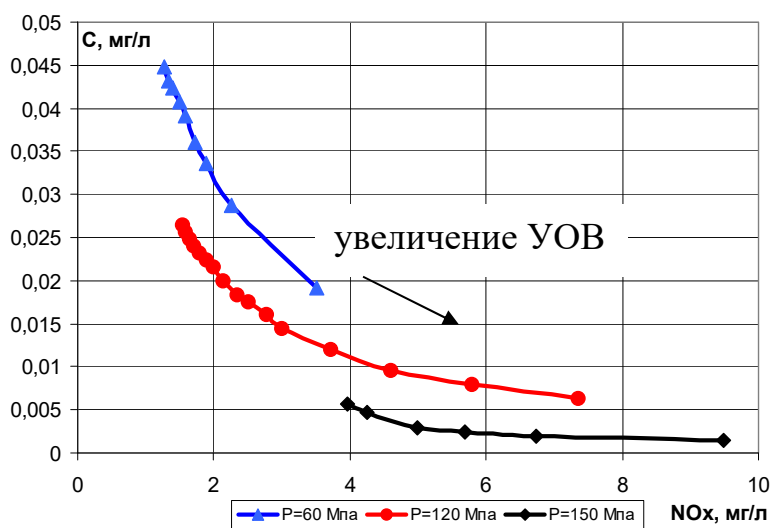
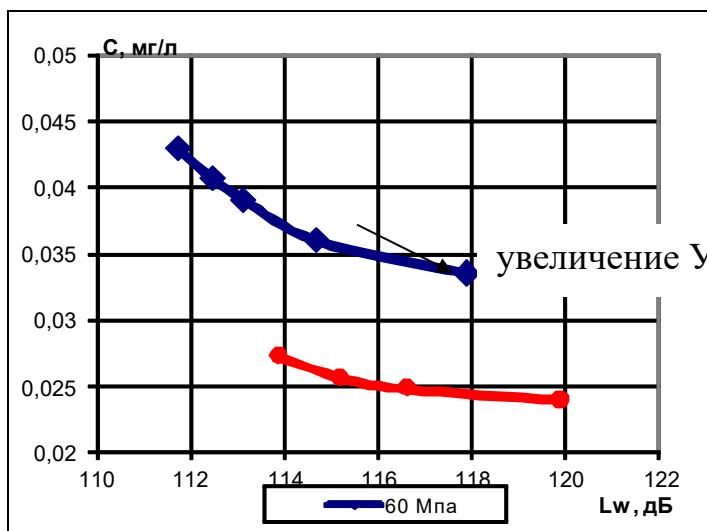


Рис.5. Влияние форсировки топливной системы по давлению впрыскивания топлива на выбросы сажи и оксидов азота

эфира (ДМЭ) ведет к снижению выбросов NO_x по сравнению с дизельным топливом (ДТ), что объясняется меньшими температурами в зоне пламени.

Таким образом, результаты расчетов, проведенных с использованием комплекса математических моделей [2], отражают реальные физико-химические процессы, происходящие в дизеле, и коррелируются с результатами, полученными при экспериментальных исследованиях дизелей.

Учитывая практически полное отсутствие сажи при сгорании ДМЭ можно считать диметилловый эфир одним из перспективных альтернативных топлив [3].



ис.6. Влияние давления в аккумуляторе на выбросы сажи и шум

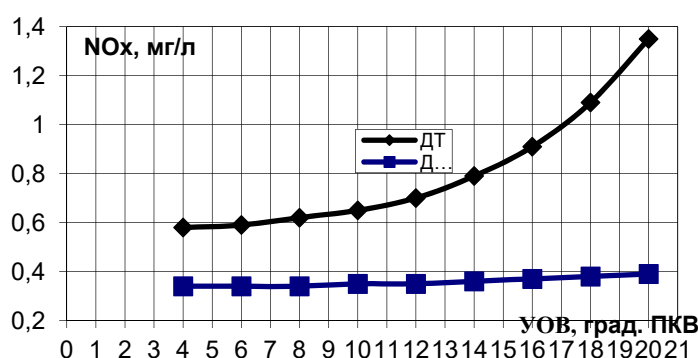


Рис.7. Влияние УОВ на выбросы оксидов азота для различных видов топлива

Литература:

1. J. Ricand, F. Lavoisier Optimizing the multiple injection settings on an HSDI diesel engine // Conference on Thermo-and Fluid Dinamic Pro-

cesses in Diesel Engines. – P. 251-275.

2. Голубков Л.Н., Шатров М.Г., Емельянов Л.А., Дьяконова К.П. Математическое моделирование рабочих процессов и шумообразования дизеля // Известия вузов. Машиностроение. Вып 10. 2006.-С. 33-41.

3. Голубков Л.Н., Филипосянц Т.Р., Иванов А.Г., Ишханян А.Э. Результаты испытаний дизеля, использующего в качестве топлива диметиловый эфир // Автомобили и двигатели: Сб. науч. тр./ НАМИ, 2003. Вып.231. – С. 41-51.

ПУТИ РЕШЕНИЯ ПРОБЛЕМЫ КОНТРОЛЯ И СЕРТИФИКАЦИИ ЭКОЛОГИЧЕСКОЙ БЕЗОПАСНОСТИ ВЫПУСКНЫХ ГАЗОВ ИЗ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Воробьев Б.Н., Спиркин Д.А., Тарашан Н.Н. (Морской государственный университет имени адмирала Г.И. Невельского, г. Владивосток)

Проблемы экологии занимают все более значимое место при создании и эксплуатации судовых дизельных установок в связи со значительным загрязнением воздуха токсическими веществами, содержащимися в выпускных газах.

Для уменьшения вредного воздействия судовых дизелей на природу и здоровье человека международные сообщества и правительства стран принимают решительные меры по ограничению вредных выбросов. Роль мирового судоходства достигает 18% всех источников загрязнения атмосферы.

19 мая 2005 года вступил в силу Протокол Приложения VI Международной конвенции по предотвращению загрязнения атмосферы с судов 1973 г. с измене-

ниями 1978г. (МК МАРПОЛ 73/78), вводящий в действие Правила предотвращения загрязнения атмосферы и контроль вредных выбросов из судовых дизелей.

Технический аспект введения в действие Приложения VI МК МАРПОЛ состоит в том, чтобы эксплуатируемые судовые дизели имели выхлопы, соответствующие установленному стандарту. При этом серьезную техническую проблему для существующих энергетических установок отечественного флота составляет обеспечение соответствия современным международным нормам выбросов NO_x и выдачей сертификата EIAPP (Международный сертификат «О предотвращении загрязнения воздуха двигателем»), который дает право на эксплуатацию судовых дизельных установок в иностранных портах.

Национальной нормативно-правовой базой, на которую следует опираться при введении в действие Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78, является действующий Федеральный закон «Об охране атмосферного воздуха» (статья 17, собрание Законодательства РФ, 1999 г. № 18, ст. 2222) и Постановление Правительства № 83 от 06.02.2002 г. Требуется оценить достаточность национальной нормативной базы и потребность в ее дополнении и корректировке в связи с присоединением к Протоколу Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78.

Для реализации требований международных и национальных законодательных актов необходимо разработать регламент, методики и системы сертификации и контроля. В случае превышения допустимых нормативов, необходимо разработать методику рационального снижения вредных выбросов в атмосферу. Национальная система сертификации и контроля должна обеспечить проведение точных измерений эмиссии NO_x в соответствии с жестко регламентированными международными нормами и требованиями «Технического кодекса по контролю выбросов окислов азота из судовых дизелей». Введение регламентов потребует от судовладельцев проведения проверок и приведения характеристик дизелей в соответствие с установленными нормами. Повышенная эмиссия вредных компонентов во многом обусловлена форсированием рабочего процесса судовых дизелей, применением более дешевых тяжелых топлив, а также неправильной регулировкой рабочего процесса и возрастным ухудшением технического состояния дизелей.

Национальный орган технического наблюдения Российский морской регистр судоходства, очевидно, должен составить организационную основу национальной системы реализации требований Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78.

Другой проблемой, которая сопровождает введение дополнений к МК МАРПОЛ 73/78, является создание комплексных исследовательских диагностических центров, где наряду с проведением химического анализа составляющих выхлопных газов и топлива, должна производиться оценка качества регулирования рабочего процесса, и вырабатываться рекомендации для судовладельцев по приведению эксплуатируемых дизелей в соответствие с требованиями Конвенции. Такие центры должны быть сертифицированы, оснащаться современным измерительным оборудованием и иметь квалифицированный персонал.

Следует оценить объем ресурсного обеспечения национальной системы контроля и сертификации выхлопов с судовых энергетических установок.

Несвоевременное решение комплекса проблем по введению в действие дополнений к МК МАРПОЛ 73/78 в части контроля выхлопов дизелей с судов затруднит эксплуатацию Российского флота и снизит конкурентоспособность.

Целью работ является исследование комплекса социально-экономических и экологических последствий присоединения Российской Федерации к Протоколу Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78, который вводит международные Правила предотвращения загрязнения атмосферы. Исследования должны определить необходимое нормативное и ресурсное обеспечение процедур исполнения положений и дополнений к МК МАРПОЛ 73/78. Исследования должны оценить возможные, технические, социальные, экономические и экологические последствия вступления в силу на территории России дополнений к МК МАРПОЛ 73/78 для всех участников морского транспортного процесса. Требуется выработать рекомендации по обеспечению конкурентоспособности отечественного морского транспорта с учетом вступления в силу Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78 и присоединения к нему России, рекомендации по ратификации Протокола Россией.

Для достижения поставленной цели в ходе исследований должны быть решены следующие задачи:

1. Выполнить анализ международной практики применения Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78.

2. Оценить степень готовности инфраструктуры морского транспорта для реализации требований определенных Приложением VI МК МАРПОЛ 73/78.

3. Оценить объем нормативной, организационной и технической деятельности по реализации Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78.

4. Оценить объем и структуру ресурсного обеспечения всех процедур выполнения требований Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78.

5. Оценить социальные, экологические, экономические последствия для государственных органов управления морским транспортом, всех участников морского транспортного процесса в связи с присоединением к Протоколу Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78.

6. Выработать рекомендации органам исполнительной власти по ратификации Протокола Приложения VI МК МАРПОЛ 73/78.

7. Выработка рекомендации для формирования правильной технической политики судовладельцами, связанной с выполнением норм выбросов окислов азота с минимальными материальными затратами для обеспечения конкурентоспособности отечественного флота.

8. Разработать методику проведения контроля и сертификации судовых дизелей в эксплуатации.

Для решения этих задач предполагается создание Центра контроля эмиссии вредных выбросов выхлопных газов из судовых дизелей в морском государственном университете имени адмирала Г.И. Невельского. Основное назначение центра - контроль на соответствие нормативным требованиям содержания вредных веществ в выхлопных газах судовых двигателей и выдача сертификатов соответствия, при необходимости, разработка мероприятий для приведения в норму выбросов в атмосферу. Работа центра будет ориентирована, прежде всего, на судоходные компании Дальневосточного бассейна. По данным Дальневосточного НИИ морского флота (ДНИИМФ) в Дальневосточном бассейне зарегистрировано 190 судоходных компаний, в собственности которых находится около 2 140 судов общим дедвейтом 4 130 тыс. тонн. Половина этого тоннажа сосредоточена в пяти морских пароходствах: Дальневосточном (ОАО "ДВМП"), Приморском (ОАО "ПМП"), Сахалинском (ОАО "СахМП"), Арктическом (ОАО "АМП") и Камчатском (ОАО "КМП). За исключением корпорации ЗАО "РИМСКО", на балансе которой числится 42 судна общим дедвейтом 60 'тыс. т, флот остальных

малых судоходных компаний, как правило, ограничен 1-2 судами. В рыбном порту Владивостока зарегистрировано 344 судна из них 296 морские.

В морском университете ведутся работы по созданию расчетно-экспериментальной модели анализа и совершенствования экологических показателей как элемента САПР судового дизеля.

По результатам анализа мероприятия, направленные на снижение вредных выбросов дизелей можно подразделить на три группы:

- совершенствование конструкции дизелей;
- регулировка параметров;
- применение каталитических нейтрализаторов и очистки выпускных газов;
- использование более качественного топлива.

В свою очередь из этих мероприятий наиболее эффективные:

- изменение угла опережения впрыскивания топлива, его уменьшение приводит к снижению NO_x , но увеличивает удельный расход топлива. Так, 10-процентное снижение NO_x вызывает 2-процентное увеличение расхода топлива;

- управление подачей топлива (для управления началом подачи топлива с целью снижения NO_x и концом топливоподачи с целью снижения выбросов сажи перспективно применение электронных топливных систем;

- повышение давления впрыскивания топлива т.е. увеличение числа сопловых отверстий распылителя форсунки с одновременным уменьшением их диаметра приводит к более однородному распыливанию топлива и улучшению смесеобразования, в результате чего содержание NO_x падает. Ведутся исследовательские работы и внедряются в практику перспективные методы снижения NO_x :

- впрыск воды в надувочный воздух с целью его увлажнения;
- использование водотопливных эмульсий;
- впрыск воды непосредственно в цилиндры;
- очистка выхлопных газов за пределами двигателя;
- система Common Rail.

Увлажнение надувочного воздуха. На этом принципе Стокгольмским технологическим институтом была разработана и испытана система НАМ (Humidity Air Motor) на двигателе 12PC2.6(Пилстик). В подогреватель подается забортная вода, она подогревается горячей водой из системы охлаждения далее в испарителе горячая вода путем противотока надувочного воздуха с температурой 120-130°C испаряется, смешивается с надувочным воздухом и поступает в ресивер двигателя. При испарении воды воздух охлаждается. Уменьшение содержания NO_x на эксплуатационном режиме составило 70-80%. Это объясняется тем, что при 10% содержания пара в надувочном воздухе срезается пик температур в камере сгорания, при котором наиболее интенсивно образуются окислы азота.

Использование водотопливных эмульсий. Водотопливная эмульсия состоит из глобул воды, окруженных оболочкой из топлива. После впрыска в цилиндр глобулы эмульсии прогреваются и, поскольку вода испаряется раньше топлива, давление внутри глобулы растет и происходит микровзрыв. Топливная оболочка рвется на мелкие части и это способствует более быстрому ее испарению и лучшему перемешиванию с воздухом.

Впрыск воды в цилиндр. Фирма Вяртсиля совместно с Зульцер пошли по пути непосредственного впрыска воды в камеру сгорания. При впрыске воды в цилиндр в количестве 15% от величины подачи топлива удалось достигнуть снижения NO_x на 50%. Потеря экономичности не превышала 2-3 г/кВт.ч. Были

разработаны форсунка с двумя сопловыми наконечниками и отдельным подводом к ним топлива и воды.

Использование селективных катализаторов. Дальнейшее снижение эмиссии окислов азота на 85-95% может быть достигнуто путем дополнительной очистки выхлопных газов в селективном катализаторе, в котором используется 40% водный раствор мочевины, применяемой в сельском хозяйстве. Она впрыскивается непосредственно в выхлопные газы и разлагает соединения азота на аммоний и углекислый газ. Смесь проходит через катализатор, где NOx преобразуется в азот и воду.

Система Common Rail. Электронная система управления впрыском, в системе Common Rail давление топлива постоянно без гидравлического усиления. Электромагнитный клапан управляет открытием и закрытием иглы форсунки, и таким образом контролирует впрыск топлива. Положительный опыт применения системы Common Rail на высокооборотных и среднеоборотных двигателях внедрен в серийное производство в 2005 году.

Однако многие из известных методов не могут быть использованы в судовых дизелях реальных установок из-за их низкой эффективности или неэкономичности. Поэтому необходимо проводить исследования с целью выбора наиболее экономичного способа снижения вредных выбросов в атмосферу исходя из условий эксплуатации судового дизеля.

Литература:

1. Технический Кодекс по контролю выбросов окислов азота из судовых дизелей. MP/CONF.3/WR.4/Add.1, 23 september 1997.
2. Новиков Л.А., Борецкий Б.М., Власов Л.И. О введении обязательной сертификации судовых дизелей на соответствие выбросам NOx // Двигателестроение, № 1, 1998 г, с. 39-41.

ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ ОПАСНОСТЬ СБРОСА ОТРАБОТАННЫХ МОТОРНЫХ МАСЕЛ

Картошкин А.П. , Манджиев С.Т.

(Санкт-Петербургский государственный аграрный университет)

В России ежегодно образуется свыше 4 млн. тонн отработанных смазочных масел (ОСМ). Накопленные запасы ОСМ по данным Госкомэкологии [5] составляют свыше 400 млн. т. В Санкт-Петербурге ежегодно образуется около 50 тыс. тонн отработки. Накопленные запасы ОСМ составляют около 1 млн. тонн. Данные различных источников о количестве сбора и накопленных запасов ОСМ довольно противоречивы, что объясняется трудностями учёта из-за отсутствия централизованного сбора в большинстве стран, тем более в России. Тем не менее, установлено [6], что общее количество нефтепродуктов, поступающее в Балтийское море, составляет от 21 до 66 тыс. тонн в год. Четырнадцать стран, полностью или частично располагающихся в пределах водосбора Балтики, являются потенциальными загрязнителями, из них Россия находится на первом месте по количеству и степени токсичности сбрасываемых отходов.

В большинстве развитых стран сбор и регенерация ОСМ являются обязательными или поощряемыми государством. Для этого правительствами стран разработаны различные экономические стимулы, делающие сбор и регенерацию ОСМ выгодными [4]. Государственные органы Российской Федерации (РФ) вопросами

квалифицированной утилизации ОСМ перестали уделять внимание. Это привело к тому, что крупные потребители масел осуществляют утилизацию ОСМ, в лучшем случае, сжиганием. Мелкие потребители ограничиваются захоронением ОСМ на свалках, в канализации, или, в нарушение природоохранных норм, сливом их в укромных местах. Экологами установлено [3], что ОСМ составляют не менее 50% от общих загрязнений нефтепродуктами. Разработка и применение надлежащих методов утилизации и/или повторного использования ОСМ может оказать существенное влияние на снижение экологического давления на окружающую среду.

Бурное развитие антропогенной деятельности привело к загрязнению почвы, воды, атмосферы. Это привело к резкому ухудшению среды обитания всех живых организмов, и во многих случаях с необратимыми последствиями. Объем допустимого воздействия человека на окружающую среду по данным Госкомитетета охраны окружающей среды превышен в 8-10 раз [1]. На поддержание привычных условий жизни и работы человек тратит все больше энергии с все меньшим полезным эффектом по причине порчи механизма саморегуляции природы агрессивностью своего (антропогенного) воздействия. Таким образом, опасный круг для человека замкнулся дважды: первое по самоотравлению, второе по дефициту энергии с отравлением справиться. То есть требования экологичности и экономичности по иерархии приобретают приоритет среди прочих. Развитие техносферы тесно связано с интенсификацией применения топлив, смазочных материалов и специальных жидкостей, получаемых из природного и синтетического сырья. Причем, если топлива загрязняют окружающую среду преимущественно в процессе эксплуатации двигателей, смазочные же материалы загрязняют экосистемы еще и при их утилизации. ОСМ представляют собой сложные, многокомпонентные смеси. Зная состав ОСМ, можно оценить степень воздействия на биосферу и определить пути их утилизации [2].

Экологически опасными компонентами как товарных, так и отработанных смазочных материалов являются полициклические ароматические углеводороды (ПАУ), изначально присутствующие в нефти, полигалогендифенилы, в основном полихлордифенилы (ПХД) антропогенного происхождения, серо- и хлорсодержащие присадки, ряд биацидов, органические соединения металлов (свинца, бария, сурьмы, цинка), нитриты. Они распространяются в атмосфере, воде, почве, попадая в пищевые цепи и появляясь в продуктах питания. Кроме того, углеводороды нефтяных и синтетических масел, имея невысокую степень биоразлагаемости (10...30%) и накапливаясь в окружающей среде, могут вызвать сдвиг экологического равновесия (усиленное размножение и мутация микроорганизмов, усваивающих нефтепродукты).

Загрязнение атмосферы происходит в результате испарения и сжигания ОСМ. Токсичные компоненты (диоксид серы, органические соединения хлора и тяжелых металлов) с облаками разносятся по всей планете, что приводит к ее глобальному загрязнению. При сжигании синтетических продуктов загрязнение воздуха может быть более опасным и менее предсказуемым. Сжигание ОСМ, содержащих ПХД, приводит к образованию еще более токсичных соединений - полихлордифенилов и полихлордифеноксинов. До 60 % их попадает в биосферу путем сжигания. В США в 1989 г. диоксины и фураны обнаружены в воздухе, питьевой воде и придонных осадках [4]. Основными источниками токсикантов являются сжигаемые отходы и осадки сточных вод. Диоксины и фураны попадают в реки из атмосферы, которая загрязняется ими при сжигании топлив и ОСМ. В России подобные исследования не проводились.

Главным образом загрязнение биосферы ОСМ происходит путем просачивания в грунт и попадания в поверхностные и грунтовые воды при проливах и утечках [2]. При попадании отработанных масел в почву образуются так называемые масляные линзы. Характер распространения компонентов ОСМ из этих линз определяется структурой почвы, наличием грунтовых вод. В почву масла проникают под действием силы тяжести и поверхностно-активных явлений. В ней они частично подвергаются окислению и биоразложению под действием кислорода и микроорганизмов. Загрязнение почвы ОСМ зависит от характера надпочвенного слоя, гидрологических условий, а также от состава, плотности, вязкости, смачивающей способности ОСМ, от содержания и типа присадок в них. Скорость просачивания и бокового распространения нефтяного масла в почве составляет 10,2...10,5 м/с [4]. На поверхности воды масла образуют разводы и пленки, которые эмульгируются, окисляются кислородом воздуха и частично биоразлагаются. При контакте с грунтовыми водами ряд компонентов масла растворяется и мигрирует с водой. Загрязнение грунтовой воды - один из основных источников загрязнения почвенных вод. Около 85% общего объёма загрязнений приходится на “хронические” небольшие утечки и проливы, и лишь ~ 15% - на крупные катастрофы [2]. Известна возможность загрязнения ~ 7 млн. литров воды всего 1 литром отработанного нефтяного масла. Возникающая система состоит из трех компонентов: воды, масла и поверхностно-активных веществ. Последние либо присутствуют в масле, либо являются продуктами его фотоокисления. Попадая в окружающую среду, ароматические углеводороды (включая полициклические ПАУ) вредно влияют на жизнедеятельность водных растений и рыб. По сравнению с алифатическими углеводородами они лучше растворяются в воде и медленнее выводятся из накапливающих их организмов. Идентифицировано 38 соединений, ряд которых обладает канцероганным и мутагенным действием [4]. По содержанию ПАУ можно судить о масштабах загрязнения почвы продуктами техногенных процессов. Эти углеводороды обнаружены в почвах Воркутинского угольного бассейна из-за ненадлежащей утилизации ОСМ [4]. В донных отложениях озер Великобритании присутствуют ароматические углеводороды антропогенного происхождения. Источниками загрязнения их нефтью и нефтепродуктами является водный транспорт и стоки с автодорог. Значительно распространены в биосфере хлорорганические соединения. Хлорпарафины обнаружены в почве, морях, донных осадках, тканях растений и животных. В странах ЕЭС производство и применение ПХД запрещено с 1978-1979 г. Несмотря на это, ПХД распространяются в биосфере в глобальном масштабе, что объясняется их высокой стабильностью, малой биоразлагаемостью и нелегальным применением. Ежегодно в Северные моря попадает около 7 т ПХД и других углеводородов [6]. В Чехословакии ПХД обнаружены в детских песочницах; в Германии, Польше, США и ряде азиатских стран - в женском молоке. Высокая концентрация ПХД отмечена в зонах, прилегающих к гаваням. По прогнозам, к 2008 г. их концентрация в тихоокеанской воде возрастет до 0,5...0,7 мг/кг, а в теле морских животных до 0,5...0,8 мг/кг [6].

В Петербурге выделены приоритетные для водной системы Балтийского бассейна загрязняющие вещества: хлороформ, бенз-а-пирен, нефтепродукты, тяжёлые металлы [2]. Недостаточное содержание кальция в Невской воде (8...10 мг/л при физиологической норме 20...50 мг/л) является её природным недостатком. В русле Невы в районе городской черты наиболее опасным соединением являются полихлорированные бифенилы (предельно допустимая концентрация составляет 1 мг/л). В воде отстойника Приозерского мебельного комбината ПХБ составляют

2500 мг/л; у Петрокрепости–136 мг/л; в Неве–10мг/л. по данным Института токсикологии Минздрава РФ, содержание ПХБ в грудном молоке кормящих матерей Петербурга составляет 21,5 мг/л (Канада до 28,4 мг/л; США до 111,3 мг/л; Западная Европа до 320 мг/л). Основной проблемой Петербурга, требующей решения, является снижение уровня техногенного загрязнения.

Нефтепродукты характеризуются весьма низкой биоразлагаемостью (10-30%), при проливах и утечках сильно загрязняют среду. Смазочные материалы, как товарные, так и отработанные, представляют существенную экологическую опасность, тем более в виде сложных многокомпонентных смесей образующихся при сборе масел в промышленных масштабах. [3]. Кроме того, при рассмотрении экологической опасности, связанной с ОСМ, следует учитывать производство и эксплуатацию смазочных материалов и присадок к ним, так как многие присадки обладают неблагоприятными свойствами (серо - и хлорсодержащие продукты, биоциды).

ОСМ вызывают экологические и медицинские проблемы в плане личной гигиены при работе со свежими и отработанными смазочными маслами, где отсутствие средств защиты приводит к возникновению дерматитов, обезжириванию кожи, появлению трещин и, как следствие, занесению инфекции. С точки зрения медицинской проблемы дерматологические и аллергические заболевания вызывают отработанные нефтяные масла в связи с усложнением их состава. Считается, что наибольшую опасность в ОСМ представляют галогенсодержащие соединения хлора (0,3...0,65%), способные вызывать раковые заболевания, расстройство иммунной системы, бесплодие [2]. Хлорорганические соединения в ОСМ создают опасность для грунтовых вод, проникают в жировые ткани, где отлагаются и накапливаются благодаря своей незначительной биоразлагаемости. В образцах свежих, отработанных и регенерированных моторных масел, в загрязненной маслами почве обнаружены продукты разложения хлорсодержащих присадок в количестве до 7 %, в том числе высокотоксичных полихлордибензодиоксинов и полихлордифенолов.

Результаты экологических и эпидемиологических исследований трудны для интерпретации по причине различий в методах оценки степени воздействия экологически опасных компонентов ОСМ на биосферу. Экологические последствия и степень риска для здоровья людей при существующем уровне загрязнения окончательно не выяснены [5]. Факт глобального экологического кризиса свидетельствует о качественно новом уровне противодействия биосферы человеку [1]. Это проявляется прежде всего в действии на организм человека наиболее опасных компонентов смазочных материалов - полихлордефинов (ПХД). ПХД при неполном сгорании в основном бензина образуют еще более токсичные производные фуранов и диоксинов, разрушающих иммунную систему людей и животных, вызывающих рак и нарушающих нормальную репродуктивную их способность.

Отработанные масла по своим действительным характеристикам гораздо более опасны для окружающей среды, чем это принято считать, поэтому просто их захоронить или сжигать при утилизации становится невозможным. Они требуют специальной обработки на обезвреживание. Такая обработка хорошо встраивается в технологию регенерации, совмещая полезное с необходимым. Регенерация смазочных масел, выполненная с учётом экологических требований, становится по праву одним из лучших способов их утилизации. Обеспечивая прирост местных ресурсов производства масел, она предохраняет окружающую среду от загрязнения [2,3,5].

Таким образом, проблему использования смазочных материалов следует рассматривать не только как техническую и экономическую, но в значительной степени как экологическую, где одним из эффективнейших способов предотвращения загрязнения окружающей среды есть максимальное вовлечение ОСМ в переработку.

Литература:

1. Данилов-Данильян В.И., Горшков В.Г., Арский Ю.М. и др. Окружающая среда между прошлым и будущим: мир и Россия. – М.: ВИНТИ, 1994.
2. Картошкин А.П. Экономия энергетических ресурсов путём создания и реализации комплексной технологии регенерации отработанных смазочных масел для автотракторной техники: Автореф. дис. ... д-ра техн. наук. – С-Пб: 2002 – 50 с.
3. Сурин С.А. Отработанные масла: вторая жизнь // Мир нефтепродуктов. – 2000.-№2 – С.22...24.
4. Фукс Г.И., Евдокимов А.Ю., Лашхи В.Л. Экологические проблемы рационального использования смазочных материалов. – М.: Издательство «Нефть и газ», 1993.-164 с.
5. Юзефович В.И. Организация сбора отработанных масел // Мир нефтепродуктов. – 2001. - №3. – С.28...30.
6. Baklyng P., Holmbom B., Lieppjakosky A. The Baltic Sea Environment/ National Environmental Protection Agency, 1996, Sweden, № 5, p. 26.

ХИМИЧЕСКИЙ ТУРБУЛЕНТНЫЙ ТЕПЛОМАССООБМЕН В ДВС

Чесноков С.А., Потапов С.А., Тишин С.А.

(Тульский государственный университет)

Необходимость уменьшения токсичных выбросов тепловых двигателей требует описания процесса горения на уровне задач турбулентного теплообмена с использованием методов химической кинетики горения. Определяющим токсичность процессом в условиях ДВС является процесс турбулентного перемешивания и догорания за фронтом горения и в процессе расширения вплоть до выхлопа. Решение проводится для перспективного ДВС типа Mitsubishi Galant GDI - с прямым впрыском топлива в цилиндр. Приняты следующие основные допущения:

1. В условиях высоких давлений (~ 5 МПа) за счет эффективного обмена энергией при многочисленных соударениях молекул равновесное распределение молекул по энергиям не нарушается, несмотря на интенсивные химические реакции. Поэтому внутри продуктов сгорания устанавливаются общие для всех компонентов поля температур.

2. В связи с небольшой скоростью течения (менее 50 м/с) в зоне продуктов сгорания пренебрегаем кинетической энергией газа по сравнению с внутренней. Кроме того, учитывая сравнительно небольшие различия температур в пределах поля решения, теплоемкость смеси считаем постоянной. Излучением пренебрегаем.

3. Эффекты термо- и бародиффузии, а также диффузионную теплопроводность и перенос энергии диффузионным потоком не учитываем.

4. Поля турбулентных коэффициентов переноса определяем при решении транспортных уравнений k - ε модели турбулентности [1] по известным полям скорости, полученным для нереагирующей смеси с помощью программы GAS-2 проф. Дунаева В.А. В трехмерных задачах для сокращения машинного времени поля коэффициентов переноса задаем как однородные, используя среднюю по

объему кратность коэффициента турбулентного обмена (КТО) $\bar{N}_T(\tau)$. Считаем, что изменение турбулентного коэффициента температуропроводности смеси a_T определяется только турбулентной теплопроводностью λ_T , поскольку плотность ρ по сравнению с λ_T меняется незначительно.

5. Термическое сопротивление ламинарного подслоя было учтено в виде простого соотношения стационарной теплопередачи в форме граничного условия 4-го рода.

6. Догорание горючих компонентов смеси за фронтом пламени характеризуется 26 ведущими реакциями для 14 компонентов.

7. Компоненты и смесь в целом являются идеальными газами.

Математическое описание химического турбулентного тепломассообмена (ХТТ), полученное на основе общих уравнений теории взаимнопроникающих континуумов Р.И. Нигматулина, выглядит следующим образом:

$$\begin{aligned} \frac{\partial T}{\partial \tau} + u \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial y} + v \frac{\partial T}{\partial z} &= \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(a_T \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(a_T \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(a_T \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] + F_Q; \\ \frac{\partial g_i}{\partial \tau} + u \frac{\partial g_i}{\partial x} + w \frac{\partial g_i}{\partial y} + v \frac{\partial g_i}{\partial z} &= \frac{1}{\rho} \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\rho D_T \frac{\partial g_i}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\rho D_T \frac{\partial g_i}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\rho D_T \frac{\partial g_i}{\partial z} \right) \right] + F_{Mi}; \\ F_Q &= \frac{1}{c_p} \left[\sum_j H_j (S_j^p - S_j^o) + \frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial \tau} \right]; \quad F_{Mi} = \mu_i \sum_j (\pm S_j^p \mp S_j^o). \end{aligned}$$

где F_Q и F_{Mi} – источники теплоты и массы компонентов, возникающие за счет химических реакций; H_j – тепловые эффекты реакций. Начальные условия - в небольшой зоне вокруг точки зажигания, в зависимости от местного значения коэффициента избытка воздуха α , задаются: $T_n = T_G(\alpha)$; $g_{ni} = g_i(\alpha)$. Граничные условия: на поверхности стенки $T = T_0$; $\partial g_i / \partial n = 0$; на выходе фронта горения: $T_F = T_G(\alpha)$; $g_{Fi} = g_i(\alpha)$. На выходе фронта горения состав смеси, за исключением оксида азота NO (и кислорода O₂), считаем равновесным [1]. Учтено наличие остаточных газов в горючей смеси.

Турбулентные характеристики переноса определяются средней кратностью КТО $N_T(\tau)$: $a_T = a_{\text{ЛАМ}} \cdot N_T$; $D_T = D_{\text{ЛАМ}} \cdot N_T$. Для скорости реакций имеем:

$$S_j^{p,o} = k_j^{p,o} g_\alpha g_\beta / (\mu_\alpha \mu_\beta); \quad k_j^{p,o} = \kappa A T^n \exp(-E / RT),$$

где κ - коэффициент, учитывающий влияние турбулентных пульсаций температур [1]. На основе детального кинетического механизма (ДКМ) горения легких углеводородов в условиях ДВС проф. Басевича В.Я. [2] при имитации догорания в рамках нульмерной кинетики определен сокращенный ДКМ для догорания смеси за фронтом пламени (табл.).

Математическая модель включает 15 уравнений и позволяет произвести расчет полей температуры и массовых долей 14-ти компонентов: H, H₂, OH, HO₂, H₂O₂, H₂O, HCO, O, O₂, CO, CO₂, NO, N, N₂.

Таблица. Ведущие реакции догорания

Реакции		Реакции		Реакции
OH+H ₂ ↔H+H ₂ O	10	OH+HO ₂ ↔O ₂ +H ₂ O	19	H+CO↔HCO
OH+O↔H+O ₂	11	OH+H ₂ O ₂ ↔HO ₂ +H ₂ O	20	HCO+O ₂ ↔HO ₂ +CO
OH+H↔O+H ₂	12	OH+OH↔H ₂ O ₂	21	OH+HCO↔CO+H ₂ O
OH+OH↔O+H ₂ O	13	O+H ₂ O ₂ ↔O ₂ +H ₂ O	22	H+HCO↔H ₂ +CO
OH+H↔H ₂ O	14	HO ₂ +HO ₂ ↔H ₂ O ₂ +O ₂	23	N+NO↔N ₂ +O

	$\text{H}+\text{HO}_2 \leftrightarrow \text{H}_2+\text{O}_2$	15	$\text{CO}+\text{OH} \leftrightarrow \text{CO}_2+\text{H}$	24	$\text{N}+\text{O}_2 \leftrightarrow \text{NO}+\text{O}$
	$\text{H}+\text{O}_2 \leftrightarrow \text{H}_2\text{O}$	16	$\text{CO}+\text{HO}_2 \leftrightarrow \text{CO}_2+\text{OH}$	25	$\text{N}+\text{OH} \leftrightarrow \text{NO}+\text{H}$
	$\text{H}+\text{HO}_2 \leftrightarrow \text{OH}+\text{OH}$	17	$\text{CO}+\text{O} \leftrightarrow \text{CO}_2$		
	$\text{O}+\text{HO}_2 \leftrightarrow \text{O}_2+\text{OH}$	18	$\text{CO}+\text{O}_2 \leftrightarrow \text{CO}_2+\text{O}$		

Рассмотрим особенности выхлопа и выпуска. При открытии выпускного клапана большая часть продуктов сгорания быстро выбрасывается в выпускную магистраль (выхлоп) и затем, вместе с принудительно вытесняемыми газами, уходит через нее в атмосферу (выпуск). Учитывая, что основное ($> 90\%$) изменение содержания CO (и NO) наблюдается в процессах горения и расширения, рассмотрена упрощенная постановка задачи выхлопа и выпуска. Предположим, что быстрый процесс выхлопа, продолжительностью < 2 мс, является внешне адиабатическим процессом, происходящим без теплообмена с поверхностью цилиндра, поршня и клапана. Примем, что при выхлопе смесь мгновенно перемешивается и становится идеально однородной. При этом в ней ускоряются химические реакции, в частности, окисление CO с выделением тепла. Этот процесс выхлопа можно описать в рамках нульмерной кинетики реакций догорания, вычисляя по известной из эксперимента кривой давления на каждом шаге по времени адиабатную температуру и выделение теплоты химических реакций в течение шага, повышающее эту температуру.

Проведем анализ результатов. Динамика изменения средних по объему температуры и содержания основных компонентов в процессах горения, расширения и выпуска изображена на рис. 1. Основное падение температуры T и содержания CO и OH наблюдается в процессах горения и расширения. Компоненты активно реагируют между собой с образованием диоксида углерода CO_2 .

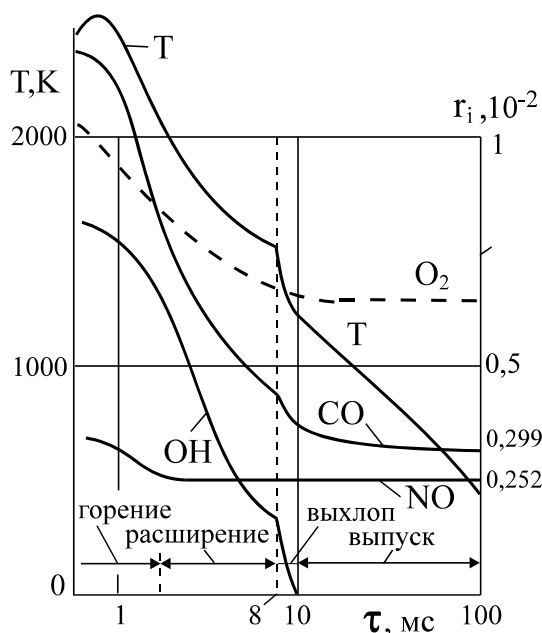


Рис. 1. Изменение средних в объеме цилиндра температуры и мольных долей основных компонентов во времени процесса – от горения до выпуска ($\alpha_{\text{ср}} = 1,00$; $\alpha = 0,90-1,06$)

Расходование радикала OH (и O) происходит за счет кислорода O_2 , содержание которого уменьшается. В процессах выхлопа и выпуска доля CO несколько снижается, причем это заметно даже после выхлопа, при $\tau > 10$ мс, то есть на начальном участке выпускной магистрали, что подтверждается известными экспериментальными данными. На остальной длине магистрали содержание CO остается постоянным из-за "замораживания"

реакций при температурах менее 1000 К. Этот же эффект определяет постоянное содержание оксида азота NO при температурах менее 2200...2400 К.

Поле коэффициента избытка воздуха α в камере сгорания (КС) перед зажиганием (рис. 2,а), полученное при решении задачи впрыска топлива через форсунку и его испарения, неоднородное и имеет богатую (вверху) и бедную (внизу) области; W – направление впрыска, S – точка зажигания.

К концу горения турбулентное поле скорости в КС (рис. 2,б) имеет вихревую зону с центром C_1 . Пунктиром выделены зоны источников теплоты или массы компонента: положительные (+) и отрицательные (-). Температура 2230 К (в) является температурой границы турбулентного поля решения и ламинарного подслоя у стенки (толщиной всего $\sim 0,1$ мм).

Для нескольких контрольных точек поля решения 1 - 4 проведен анализ скоростей химических реакций. Низкие температуры пограничного слоя определяют меньшие скорости реакций, но из-за их неуравновешенности суммарные (по всем реакциям) скорости образования большинства компонентов в несколько раз больше, чем в объеме КС.

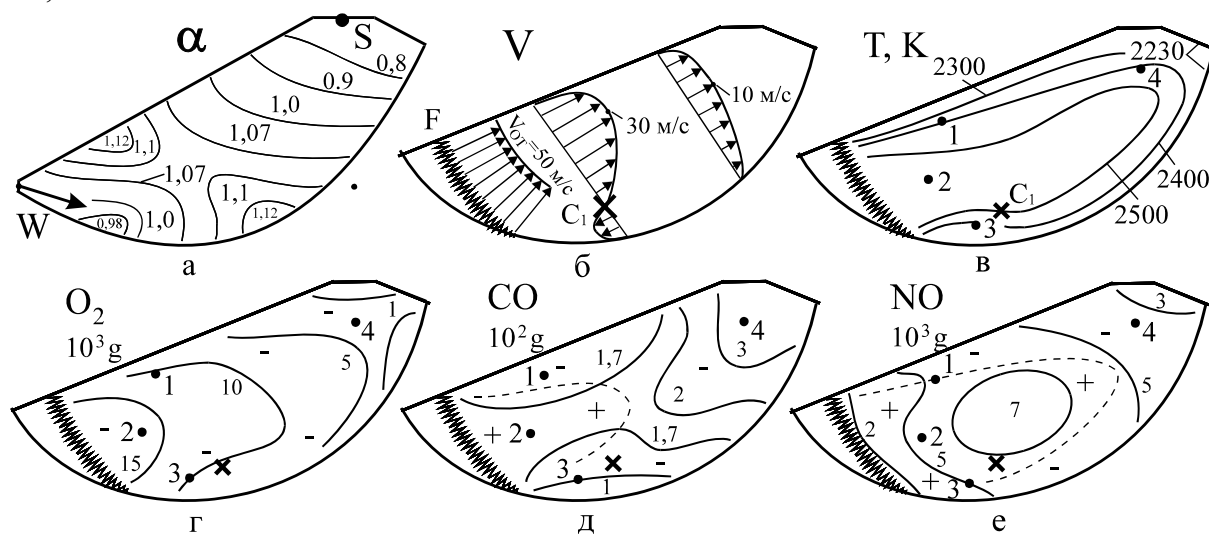


Рис. 2. Поле коэф. избытка воздуха в топливной смеси (а), а также поля скорости (б), температуры (в) и массовых долей основных компонентов (г-е) в камере сгорания для конца горения ($\tau = 1$ мс; $n = 3000$ об/мин)

Наибольшая концентрация окиси углерода сохраняется в верхней части КС, где горела богатая топливная смесь (а). В основном поле камеры доля CO снижается во времени под влиянием ведущих реакций догорания: $\text{CO} + \text{OH} \rightarrow \text{CO}_2 + \text{H}$, $\text{CO} + \text{NO}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{NO}$, $\text{CO} + \text{O} \rightarrow \text{CO}_2$ и $\text{H} + \text{CO} \rightarrow \text{HCO}$. В пограничном слое для первых двух реакций результирующие скорости (разность скоростей прямой и обратной реакций) возрастают в несколько раз, в результате чего выгорание CO ускоряется. Максимальное содержание оксида азота наблюдается в зоне, где горела стехиометрическая горючая смесь. В области высоких температур все реакции $\text{N}_2 + \text{O} \rightarrow \text{NO} + \text{N}$, $\text{N} + \text{O}_2 \rightarrow \text{NO} + \text{O}$, $\text{N} + \text{OH} \rightarrow \text{NO} + \text{H}$ интенсивно генерируют оксид азота. Вдали от фронта горения концентрация NO уменьшается под воздействием реакций раскисления азота: $\text{N} + \text{NO} \rightarrow \text{N}_2 + \text{O}$, $\text{H} + \text{NO} \rightarrow \text{OH} + \text{N}$.

В центре вихрей конвективное перемешивание отсутствует, реакции расщепления радикалов замедляются, что способствует сохранению их повышенной концентрации. В отличие от радикалов, поля молекулярных компонентов: кислорода O_2 (и NO), CO_2 , H_2O и др. определяются в основном конвекцией и турбулентной диффузией. Для всех компонентов результирующие скорости ведущих реакций максимальны в зоне высоких температур. В турбулентном пограничном слое,

в отличие от периода горения, значения результирующих скоростей реакций на порядок ниже, тем не менее суммарная скорость расходования каждого компонента (кроме NO) по абсолютной величине на порядок выше. Это определяет, в частности, интенсивное выгорание оксида углерода CO в пограничном слое. Заметное раскисление оксида азота NO наблюдается в зоне высоких температур (> 2000 K).

Результаты для отработавших газов (ОГ) приведены ниже. Расчеты для однородных полей $\alpha = \text{const}$ в КС (рис. 4) показали небольшое отличие содержания CO, NO и O₂ от известных экспериментальных данных. Данные по содержанию CO и NO, представленные на диаграмме рис. 5, позволяют произвести предварительный прогноз уровня токсичности ОГ для данного ДВС по заданным характеристикам поля α перед зажиганием, полученного в монографии [1]: среднему в объеме КС значению $\alpha_{\text{ср}}$ и величине неоднородности поля $\Delta\alpha = \alpha_{\text{max}} - \alpha_{\text{min}}$. Возможен и обратный подход – по заданной токсичности ОГ определить необходимые значения $\alpha_{\text{ср}}$ и $\Delta\alpha$, которые должна обеспечить система впрыска. Результаты, полученные при решении задачи впрыска показывают, что неоднородность $\Delta\alpha$ можно изменять, варьируя, например, продолжительность впрыска.

В процессе расширения смеси (рис. 3) образуются две вихревых зоны (а) с центрами C₁ и C₂ с противоположным вращением. Максимум температуры Т (б) наблюдается в центре основного вихря.

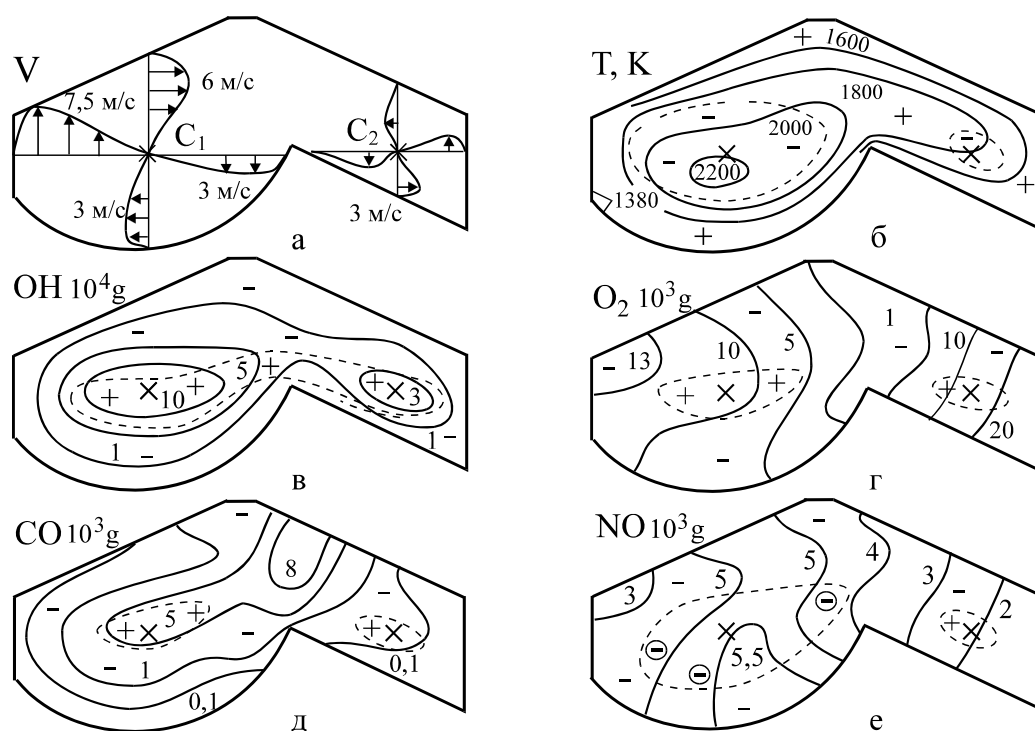


Рис. 3. Поля скорости (а), температуры (б) и массовых долей компонентов (г-з) в диаметральной сечении цилиндра двигателя GDI для середины такта расширения ($\tau = 4$ мс; $n = 3000$ об/мин) NO₂, OH, O и CO формируются быстрыми химическими реакциями с участием этих компонентов.

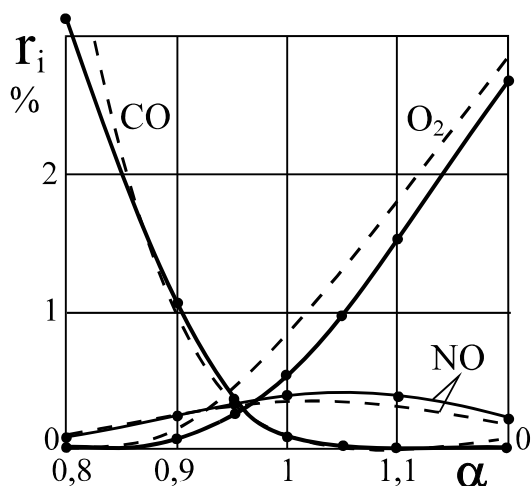


Рис. 4. Объемное содержание компонентов в ОГ при однородных полях α :
 —•— расчеты для ВАЗ-21011;
 - - - экспериментальные данные [3]

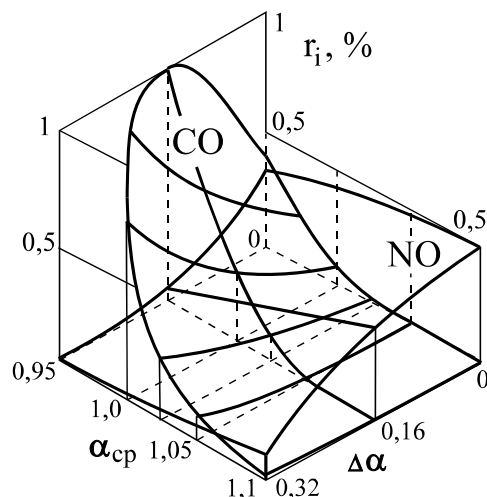


Рис. 5. Объемное содержание оксидов в ОГ при различных значениях α_{cp} и неоднородности поля $\Delta\alpha$ ($n = 3000$ об/мин)

Литература:

1. Чесноков С.А. Химический турбулентный теплообмен в ДВС. – Тула: Изд-во ТулГУ, 2005. – 466 с.
2. Басевич В.Я., Веденеев В.И., Арутюнов В.С. Моделирование задержек самовоспламенения метановоздушных смесей в двигателе внутреннего сгорания // ФГВ. – 1994. - № 2. - С. 7-14.
3. Двигатели внутреннего сгорания: Теория поршневых и комбинированных двигателей / Вырубов Д.Н., Иващенко Н.А., Ивин В.И. и др. Под ред. Орлина А.С., Круглова М.Г. – М.: Машиностроение, 1983. - 372 с.

7. ГАЗОВАЯ ДИНАМИКА, ВОЗДУХОСНАБЖЕНИЕ, НАДДУВ

УЛУЧШЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДВИГАТЕЛЯ ВАЗ-2112 С ПОМОЩЬЮ НАДДУВА ПРИВОДНЫМ КОМПРЕССОРОМ ЦЕНТРОБЕЖНОГО ТИПА

Галышев Ю. В., Сидоров А. А., Пономарев А. С.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Повышение динамических и экономических характеристик бензиновых ДВС с обеспечением допустимого уровня токсичности отработавших газов возможно применением механического наддува и оптимизацией фаз газораспределения.

Механический наддув бензиновых ДВС в области своей эффективной работы, а это область низких давлений наддува до $P_k=0,15$ МПа, имеет некоторые преимущества перед газотурбинным наддувом (ГТН). Во-первых, механический привод улучшает динамические качества двигателя, во-вторых, сравнительно небольшая степень форсирования позволяет применять механический наддув на большинстве серийных бензиновых двигателях без значительного изменения конструкции их деталей. Такая модернизация двигателя дешевле, чем применение ГТН. овым ремнем с передаточным

Наддув бензиновых двигателей в настоящее время используется мало. По некоторым оценкам [1] мировой парк автомобильных бензиновых комбинированных двигателей не превышает 10%. В тоже время область применения комбинированных бензиновых двигателей достаточно широка:

- легковые автомобили и грузовые малой грузоподъемности для городских условий эксплуатации;
- малая авиация;
- двигатели, работающие в условиях высокогорья;
- двухтактные двигатели с непосредственным впрыском бензина.

Анализ влияния наддува и фаз газораспределения на мощность и крутящий момент двигателя проводился на основе моторных испытаний на роликовом мощностном стенде МАНА LPS 3000. Стенд позволяет регистрировать внешнюю скоростную характеристику двигателя, установленного на автомобиле. В качестве испытуемого двигателя использовался четырехтактный бензиновый двигатель с распределенным впрыском размерностью $S/D=7,1/8,2$, установленный на автомобиль ВАЗ-2112. Двигатель был дооборудован центробежным компрессором с механическим приводом от коленчатого вала. В качестве привода использовались ременная передача поликлиновым ремнем с передаточным отношением $i=2,28$ и мультипликатор на основе зубчатой ременной передачи с $i=4$, которые обеспечивали вращение рабочего колеса компрессора со скоростью от 10000 до 65000 об/мин. Конструкция компрессора разработана на основе газодинамического расчета [2]. Наружный диаметр рабочего колеса компрессора $D_2=90$ мм, максимальное давление наддува $P_k = 1,3$ бар, максимальный расход воздуха $Q = 0,118$ кг/с. Определение оптимальных фаз газораспределения проводилось путем расчетов рабочего процесса с учетом газодинамических явлений в системах впуска и выпуска [3]. Для изменения фаз газораспределения были изготовлены новые распределительные валы. Фазы газораспределения имели следующие значения:

	Впуск	Выпуск
Стандартные	открытие – 20 град до ВМТ, закрытие - 54 град после НМТ	открытие - 40 град до НМТ, закрытие - 18 град после ВМТ
Оптимизированные	открытие - 25 град до ВМТ, закрытие - 60 град после НМТ.	открытие - 44 град до НМТ, закрытие - 22 град после ВМТ.

Испытания проводились в два этапа. На первом этапе на двигатель устанавливался только опытные распределительные валы, на втором - на двигатель был установлен компрессор и опытные распределительные валы. На рис. 1 представлены внешние скоростные характеристики испытуемого двигателя без наддува и с наддувом с различными фазами газораспределения.

Для двигателя без наддува с измененными фазами газораспределения увеличение крутящего момента на 1000 об/мин составило 20%, а на 6000 об/мин - 25%. Максимальный крутящий момент увеличился на 7,5% , максимальная мощность – на 25%. В области низкой частоты вращения коленчатого вала (1000 об/мин) большое перекрытие фаз способствует забросу выхлопных газов, что приводит к некоторому снижению крутящего момента и мощности двигателя.

Установка компрессора позволила значительно увеличить крутящий момент и мощность двигателя. По сравнению со стандартным двигателем максимальный момент увеличился на 35%, а максимальная мощность - на 70%.

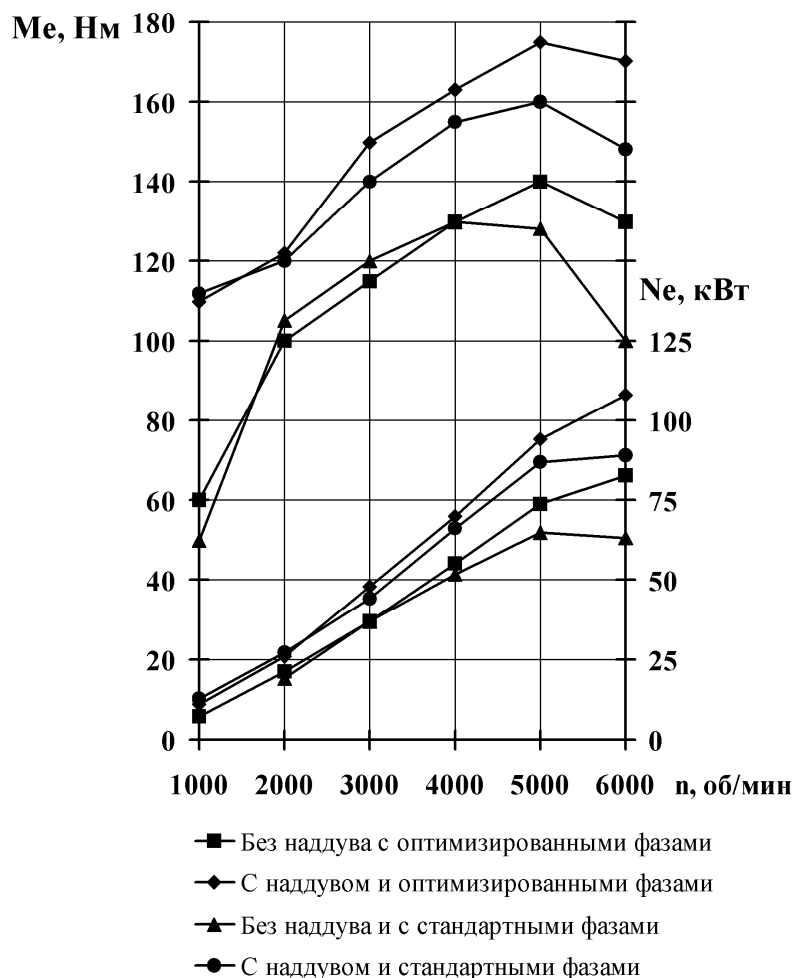


Рис. 1. Внешние скоростные характеристики двигателя ВАЗ-2112.

Таким образом, проведенные испытания показали работоспособность разработанного компрессора и значительное увеличение мощности модернизированного двигателя и, соответственно, динамических характеристик автомобиля. В настоящее время проводится подготовка моторного стенда для комплексного изучения характеристик модернизированного двигателя.

Литература:

1. Драгомиров С.Г., Драгомиров М.С. Основные тенденции развития двигателей легковых автомобилей за последние десятилетие (1996-2005 годы) // Двигателестроение, № 1, 2007, с.21–25.
2. Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры. – Л.: Машиностроение, 1982, 272 с.
3. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС. Алгоритмы прикладных программ. Под общ. ред. Р.М.Петриченко. – Л.: Машиностроение. 1990, 328 с.

МЕТОДИКА РАСЧЕТА ТЕЧЕНИЯ В БЕЗЛОПАТОЧНОМ НАПРАВЛЯЮЩЕМ АППАРАТЕ РАДИАЛЬНО-ОСЕВОЙ ТУРБИНЫ

Гришин Ю.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

В турбокомпрессорах малой и средней размерности, применяемых для наддува ДВС, используются радиально-осевые турбины с безлопаточными направляющими аппаратами (БНА). Расчет течения в этой части турбины связан со значительными затруднениями [1,2], поскольку в БНА, в отличие от лопаточного аппарата, потери и угол α_1 выхода в рабочее колесо сильно зависят от скоростного режима в потоке.

Рассмотрим схему течения в БНА в одномерной постановке (рис.1) с использованием газодинамических функций (ГДФ) от числа λ [3]. Для уравнений сохра-

нения расхода и момента (циркуляции) для входа и выхода из БНА можно записать:

$$F_d q(\lambda_d) = \pi l_1 r_1 \sigma \sin \alpha_1 q(\lambda_1); \quad (1)$$

$$\lambda_d r_d \cos \alpha_d = \lambda_1 r_1 \cos \alpha_1, \quad (2)$$

где: F_d – площадь сечения подводящей улитки перед БНА, l_1 – ширина БНА на выходе, σ – коэффициент потерь полного давления в БНА. Разделим уравнение (1) на (2) и, с использованием взаимосвязи между ГДФ, получим:

$$\operatorname{tg} \alpha_1 = F_d \varepsilon(\lambda_d) / 2 \pi l_1 r_d \sigma \varepsilon(\lambda_1) \cos \alpha_d$$

Выразив в уравнении (2) функцию $\cos \alpha_1$ через $\operatorname{tg} \alpha_1$, будем иметь:

$$\operatorname{tg}^2 \alpha_1 = (\lambda_d r_d \cos \alpha_d / r_1)^2 \lambda_1 - 1. \quad (4)$$

Из системы уравнений (3) и (4) теперь можно исключить α_1 . Обозначив $A = (r_d \lambda_d \cos \alpha_d / R_1)^2$; $B = (F_d / 2 \pi l_1 r_d \cos \alpha_d)^2$ и, учитывая, что $\sigma = \pi(\lambda_1 / \varphi) / \pi(\lambda_1)$ [3], где φ – скоростной коэффициент БНА, оценивающий потери, запишем:

$$A \lambda_1^2 - 1 = B \left[\frac{\pi(\lambda_1)}{\pi(\lambda_1 / \varphi)} \frac{\varepsilon(\lambda_d)}{\varepsilon(\lambda_1)} \right]^2. \quad (5)$$

К сожалению, воспользоваться этим уравнением для аналитического определения λ_1 невозможно, так как в его правой части после подстановки газодинамических функций $\pi(\lambda)$ и $\varepsilon(\lambda)$ появятся

дробные степени λ_1 . Поэтому пришлось бы использовать довольно продолжительные последовательные приближения, ограничившись той или иной точностью расчета. В данной работе предлагается аналитический метод решения этого уравнения, который, хотя и являясь приближенным, обеспечивает весьма высокую степень точности определения λ_1 .

Очевидно, что в качестве первого приближения решения целесообразно использовать значение λ_{10} , получаемое из (5) в предположении об отсутствии потерь ($\varphi = 1$) и постоянстве плотности потока в БНА $\varepsilon(\lambda_d) = \varepsilon(\lambda_1)$. Оно является довольно близким к действительному λ_1 , т.к. потери в сопловых аппаратах турбин незначительны ($\varphi = 0,94 - 0,98$) [3,4,5], а изменения плотности не очень существенны. Однако, разумеется, для точного расчета надо учесть и потери и градиент плотности. Перепишем правую часть уравнения (5) в виде

$B \left[\frac{\pi(\lambda_{10})}{\pi(\lambda_{10} / \varphi)} \frac{\varepsilon(\lambda_d)}{\varepsilon(\lambda_{10})} \right]^2 \cdot \left[\frac{\pi(\lambda_{10} / \varphi) \pi(\lambda_1)}{\pi(\lambda_{10}) \pi(\lambda_1 / \varphi)} \frac{\varepsilon(\lambda_{10})}{\varepsilon(\lambda_1)} \right]^2$, где первая квадратная скобка выражает существенную часть потерь и изменения плотности, а вторая – поправку при переходе от λ_{10} к λ_1 , которую, в свою очередь, можно переписать в виде $\left[\frac{\tau(\lambda_1) / \pi(\lambda_1 / \varphi)}{\tau(\lambda_{10}) \pi(\lambda_{10} / \varphi)} \right]^2$, или, иначе, через дифференциал: $1 + \frac{d[\tau(\lambda_1) / \pi(\lambda_1 / \varphi)]^2}{[\tau(\lambda_{10}) \pi(\lambda_{10} / \varphi)]^2}$.

Подставив значения газодинамических функций от λ , выполнив дифференцирование по λ_1^2 , заменив дифференциал $d\lambda_1^2$ конечной разностью $\lambda_1^2 - \lambda_{10}^2$, и затем снова используя запись с помощью ГДФ, получим:

$$\frac{2}{k+1} \frac{1 + (1/\varphi^2 - 1)k / \tau(\lambda_{10} / \varphi)}{\tau(\lambda_{10})} (\lambda_1^2 - \lambda_{10}^2).$$

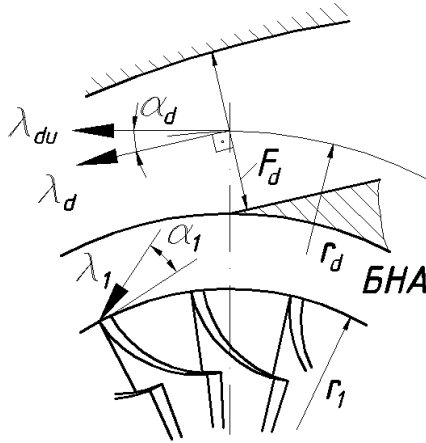


Рис.1. К расчету течения в безлопаточном направляющем аппарате радиально-осевой турбины

Обозначив

$$E = \left[\frac{\pi(\lambda_{10})}{\pi(\lambda_{10}/\varphi)} \frac{\varepsilon(\lambda_d)}{\varepsilon(\lambda_{10})} \right]^2; \quad C = \frac{2}{k+1} \frac{1 + (1/\varphi^2 - 1)k/\tau(\lambda_{10}/\varphi)}{\tau(\lambda_{10})},$$

вместо (5) получим расчетное уравнение

$$A\lambda_1^2 - 1 = BE[1 + C(\lambda_1^2 - \lambda_{10}^2)],$$

с помощью которого легко выразить искомую

$$\lambda_1 = \sqrt{\frac{BE(1 - C\lambda_{10}^2) + 1}{A - BCE}}. \quad (6)$$

Для определения первого и основного приближения слева в (6) подставим λ_{10} , тогда

$$\lambda_{10} = \sqrt{(B+1)/A}. \quad (7)$$

Найденное по этой формуле λ_{10} подставляется (6), в результате получается практически точное значение λ_1 .

Расчетные исследования показали, что относительная ошибка определения λ_1 с помощью формул (6) и (7) и, далее, по найденной λ_1 - значения α_1 по формуле (2), представляет собой величину, меньшую 0,1 % в широком диапазоне геометрических и режимных параметров. Это значительно превосходит точность задания геометрических характеристик БНА и коэффициента φ . Таким образом, предлагаемая методика является вполне удовлетворительной для практических расчетов.

Далее по формуле (1) можно найти σ , и, поскольку параметры p_T^* , ρ_T^* , T_T^* на входе в турбину известны, легко можно определить газодинамические характеристики входа в рабочее колесо:

$$p_1 = \sigma p_T^* \pi(\lambda_1); \quad T_1 = T_T^* \tau(\lambda_1); \quad \rho_1 = \frac{p_1}{RT_1} \quad \text{и} \quad c_1 = \lambda_1 \sqrt{\frac{2k}{k+1}} RT_T^*.$$

Литература:

1. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально-осевые турбины малой мощности.- М.: Машиностроение, 1976.- 208 с.
2. Farrashkhalvat M., Barufh P. An Experimental and Theoretical Invetigation of a Twin — Entry Radial Flow Turbine under Non-Steady Flow Conditions // SAE Techn.Pap.Ser.- 1980.-N 8011361.- 16 p.
3. Жирицкий Г.С., Локай В.И., Масутова М.К., Струнkin В.А. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов.- М.: Машиностроение, 1971.- 620 с.
4. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах.- М.: Машиностроение, 1974.- 228 с.
5. Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М., Кострыкин В.Ф. Центростремительные турбины судовых установок.- Л.: Судостроение, 1973.- 216 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА РАСХОДА ВПУСКНЫХ ОКОН ДВУХТАКТНОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ ПРОСТРАНСТВЕННОГО МОДЕЛИРОВАНИЯ

Гришин Ю.А., Зенкин В.А., Кулешов А.С. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Расчетный анализ рабочих процессов двухтактных двигателей представляет собой актуальную и сложную задачу. Сложность моделирования связана в первую очередь с пространственным характером газообмена в этих двигателях, когда неравномерность распределения расхода потока во впускных и выпускных окнах и

соответствующие потери приходится задавать коэффициентами расхода μ . Наиболее важно корректное задание μ впускных окон, т.к. от этого в значительной мере зависит достоверность расчетного определения мощности, удельного расхода топлива, дымности и токсичности отработавших газов.

Коэффициенты расхода на впуске зависят от площади проходного сечения окон, особенностей геометрии и конструкторского оформления их заходной части, конструкции примыкающих к цилиндру впускных коробок. В данной работе для численного моделирования впуска применялся метод крупных частиц [1], в частности, разработанная на кафедре Э2 МГТУ неявная модификация этого метода (пакет NSF), повышающая точность, устойчивость и скорость вычислений [2,3].

Численные исследования и сравнение с экспериментами проводилось по результатам опубликованных классических исследований W. Wallace [4], где были выполнены продувки впускных окон двухтактного двигателя. Соответствующие экспериментальные и расчетные зависимости коэффициента μ от степени открытия окон представлены на рис.1.

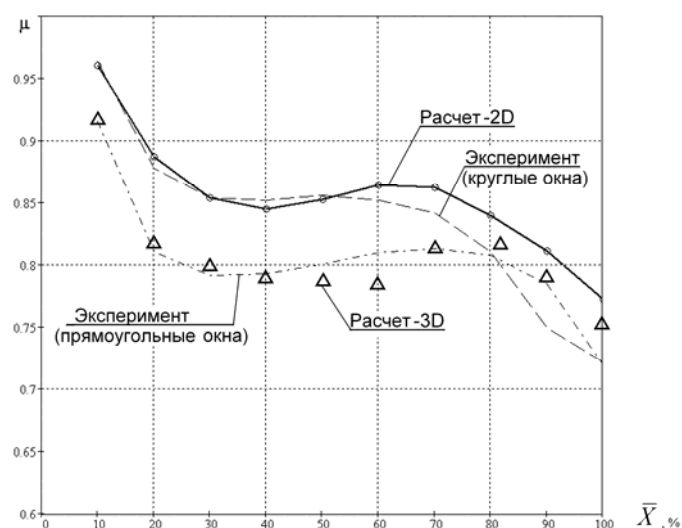


Рис.1. Зависимость коэффициента расхода впускного окна от степени его открытия.

Расчеты проводились в 2-мерной (2D) и 3-мерной постановках (3D). Поскольку в первом случае при одинаковой густоте расчетной сетки время вычислений на порядок меньше, это позволило провести многовариантные исследования, которые затем были подтверждены контрольными 3D расчетами.

Анализ поведения кривых μ и представленных на полях скоростей соответствующих особенностей структуры потока показывает следующее. При самых малых степенях открытия окна $\bar{x} = x / x_{\max}$ поток практически

равномерно заполняет все его проходное сечения, в результате значение μ оказывается близким к единице. Поток втекает в цилиндр слабой струей, инерционность его незначительна. Пониженное давление у поршня дополнительно улучшает условия втекания. По мере увеличения $\bar{x}$ входящая в цилиндр струя отрывается от поршня, перепад давлений на окне определяется только давлениями во впускной коробке и в цилиндре, поэтому коэффициент расхода сначала снижается, затем стабилизируется. Последующее его активное падение, начиная с $\bar{x} \approx 70\%$, обусловлено встречей с симметрично втекающей в цилиндр противоположной струей возрастающей интенсивности. В результате происходит резкий поворот этих двух струй вниз в осевом направлении не только в объеме цилиндра, но и в сечении окна. Увеличивающаяся неравномерность потока в сечении окна уменьшает значение μ .

Расчетные исследования показали также влияние на коэффициент расхода других важных геометрических параметров. Это элементы заходной части окна: угол наклона стенок окна к нормали его сечения, наличие или отсутствие скруглений на его передних кромках, а также такой важный элемент конструкции впускной коробки как положение ее днища относительно окна.

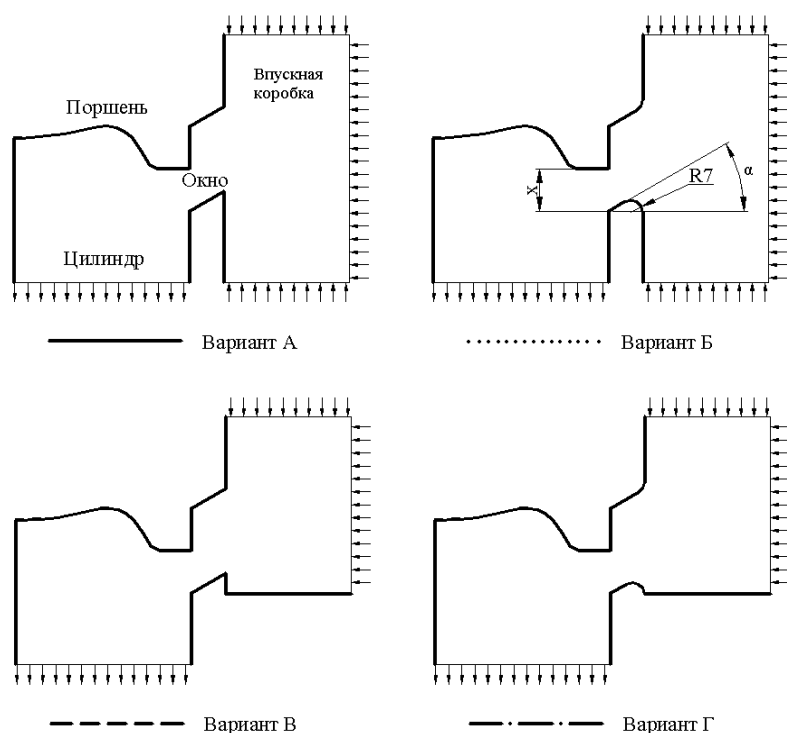


Рис. 2. Варианты исполнения заходной части окна

На рис.2 представлены четыре варианта исполнения заходной части. Для этих вариантов на рис. 3-5 приведены полученные в результате численного эксперимента зависимости коэффициента расхода от угла α и трех различных положений поршня, соответствующих окну, открытому на 10% , 50% и 100%.

Можно видеть, что при малом открытии окна (рис.3) μ не зависит от геометрии заходной части, поскольку, как отмечалось выше, струя весьма слаба, ее расход определяется только условиями в бли-

жайшей окрестности от выходных кромок окна и не зависит от условий вверх по потоку. Наибольшие μ получаются при малых значениях $\alpha = 0...15^\circ$, поскольку в этом случае имеются наилучшие условия для быстрого прилипания струи к поверхности поршня вслед за небольшой отрывной зоной с пониженным давлением по сравнению с давлением в полости цилиндра. Т.е. средний перепад давлений для втекающей струи увеличивается и ее расход возрастает. С увеличением α от 15 до 45° струя втекает в цилиндр в виде свободного затопленного потока при несколько уменьшенном перепаде давления, и μ падает. В случае втекания через окна с $\alpha = 60^\circ$ снова возникает прилипания, но уже к вертикальной поверхности втулки вслед за небольшой отрывной зоной. В результате увеличения перепада давлений на окне наблюдается увеличение μ .

При среднем открытии окна (рис.4) прилипания к поршню уже нет, струя в цилиндре свободна, и по мере увеличения α условия для ее последующего разворота по оси цилиндра улучшаются. Поэтому μ растет. Здесь важно отметить положительную роль, которую играет скругление передних кромок окна, вследствие чего соответствующее различие μ достигает 10% по сравнению с вариантами нескругленных кромок. Наличие скругления сводит на нет влияние положения нижней границы коробки относительно кромки окна. В случае острых кромок отдаление нижней границы приводит к увеличению отрыва в окне и, как следствие, снижению коэффициента расхода. Наибольшие значения μ наблюдаются при $\alpha = 45^\circ$, с увеличением этого угла до 60° происходит снижение расхода, обусловленное большим поворотом потока в окне, причем, усиление этого эффекта имеет место в случае острых кромок окна.

По мере увеличения открытия окна усиливается влияние на μ особенностей конструктивного исполнения заходной части с сохранением общего характера зависимости μ от α . Так, для полностью открытого окна (рис.5) при малых α основную роль играет скругление кромок, местоположение границы коробки несущественно. С увеличением α роль положения нижней границы возрастает, ее уда-

ление от окна увеличивает в нем отрыв, что отрицательно влияет на расход. Скругление кромок при этом практически никак не сказывается.

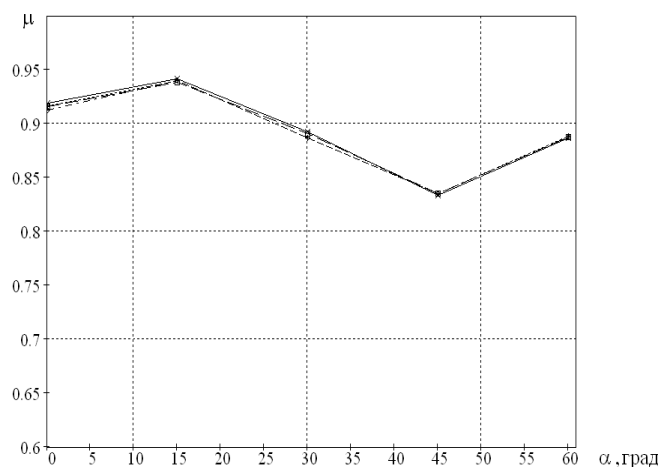


Рис.3. Зависимость коэффициента расхода от α и геометрии заходной части при $\bar{x} = 10\%$

Возрастание μ на средних и больших открытиях окна происходит до значений α около 45° , при дальнейшем увеличении угла наклона начинается падение μ , обусловленное резким увеличением отрыва в окне. Следует отметить, что на практике окна с $\alpha > 45^\circ$ не применяют, так как для обеспечения требуемого расхода через некоторое проходное сечение h нормальная высота окна $x = h/\cos \alpha$ оказывается слишком большой.

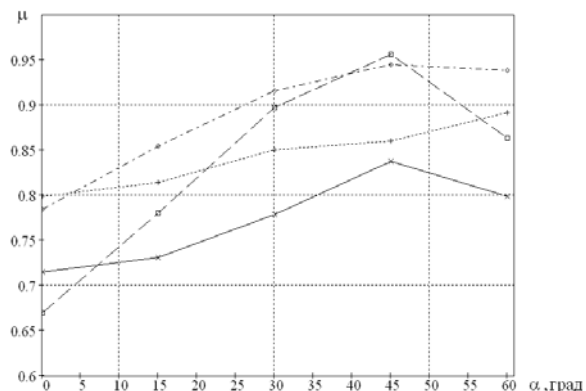
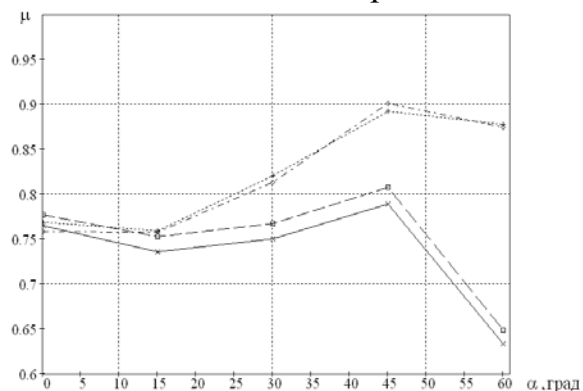


Рис. 4. Зависимость коэффициента расхода от α и геометрии заходной части при $\bar{x} = 50\%$ (слева) и при $\bar{x} = 100\%$ (справа)

Сравнение полей скоростей на рис.5 и 6 иллюстрирует отмеченный выше факт, когда при максимальных открытиях, где интенсивность струи велика, и больших α на первое место выходит не наличие скругления кромки, а расстояние от окна до нижней границы коробки. На рис.5 видно, что вход через нижнюю границу коробки вызывает сильный отрыв от нижней линии окна, несмотря на скругление. Приближение границы коробки (вариант В) улучшает поле скоростей на выходе из окна и в цилиндре (рис.6), увеличивается и значение максимальных скоростей (262 м/с по сравнению с 166 м/с). В результате имеется заметный прирост коэффициента расхода, отмечаемый на рис.4 справа.

Важно отметить, что при расчетах нельзя задавать какие-то фиксированные значения μ , необходимо использовать функциональные зависимости μ в первую очередь от α и степени открытия окна. Это позволит значительно повысить точность расчета газообмена и рабочего процесса двигателя, уменьшить трудоемкость процедуры идентификации математической модели рабочего процесса под конкретный двигатель.

Полученные результаты могут быть применены при термодинамическом расчете двухтактных двигателей, для оптимизации геометрии заходной части и угла наклона впускных окон.

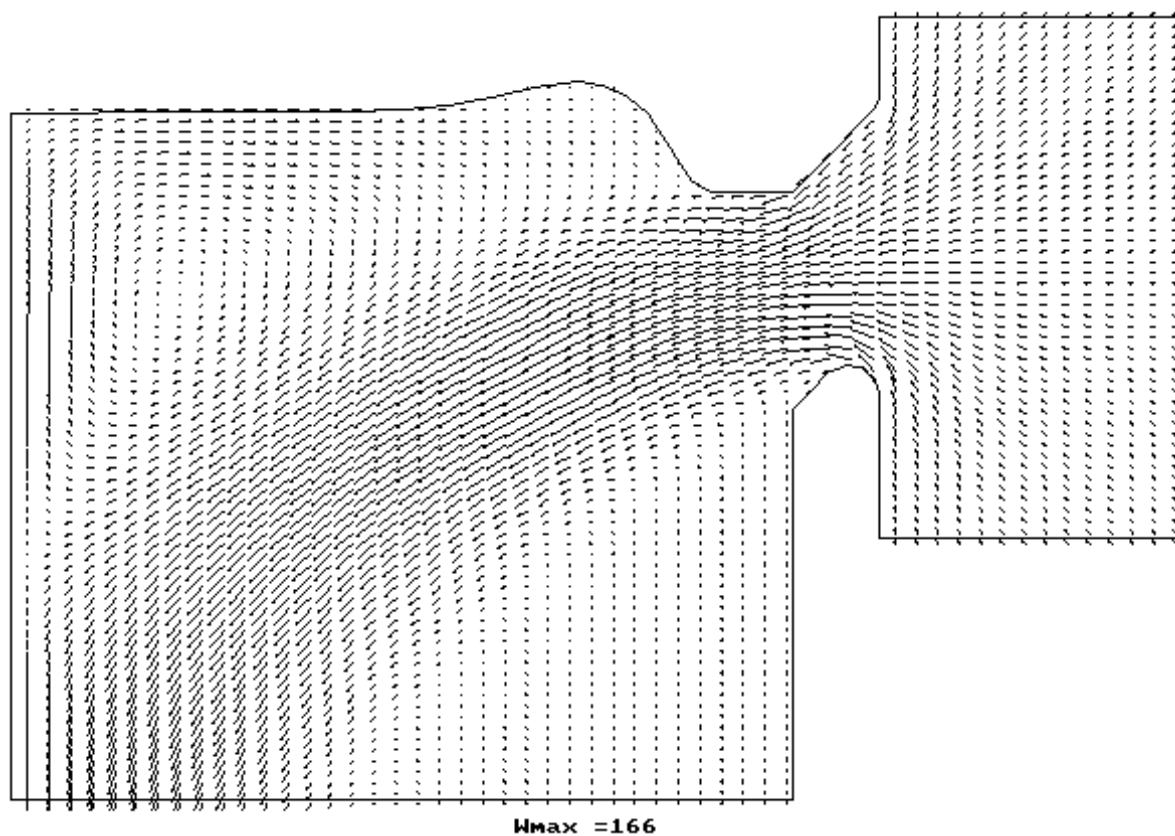


Рис.5. Поле скоростей при $\alpha = 45^\circ$ и $\bar{x} = 100\%$.
Конструкция заходной части – вариант Б

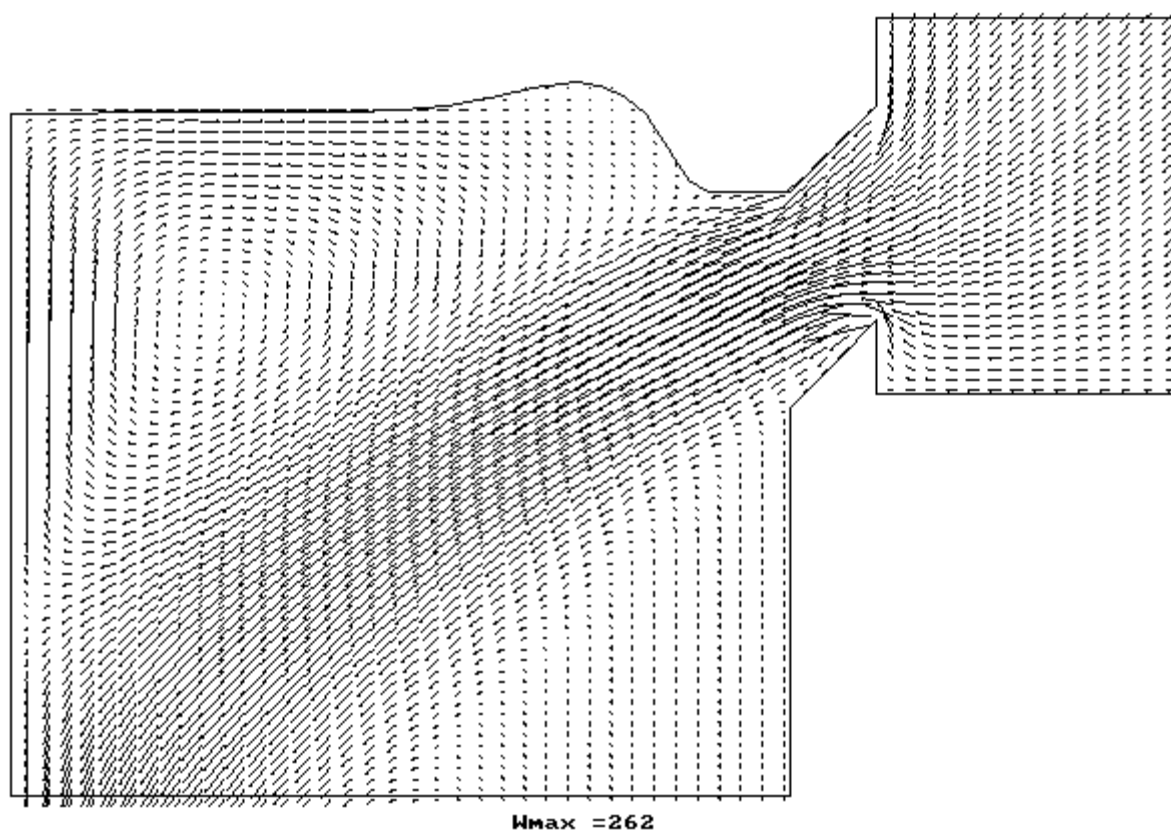


Рис. 6. Поле скоростей при $\alpha = 45^\circ$ и $\bar{x} = 100\%$.
Конструкция заходной части – вариант В

Литература:

1. Белоцерковский О.М., Давыдов Ю.М. Метод крупных частиц в газовой динамике. Вычислительный эксперимент - М.: Наука, 1982. - 391 с.
2. Гришин Ю.А. Новые схемы метода крупных частиц и их использование для оптимизации газоздушных трактов двигателей // Математическое моделирование. РАН, 2002, том 14, N 8, с.51-55.
3. Гришин Ю.А., Каримов А.Н., Кулешов А.С. Доводка элементов газоздушного тракта двигателей с помощью математической модели пространственного течения газа // Вестник МГТУ. Машиностроение, 1991, N 4, с.39-43.
4. Wallace, W. «High-Output Medium-Speed Diesel Engine Air and Exhaust System Flow Losses», Proceedings of the Institution for Mechanical Engineers, Vol. 182, pt. 3D, pp. 134-144, 1967-68.

РАСЧЕТ ОТРЫВНЫХ ПОТЕРЬ В РЕШЕТКАХ ОСЕВЫХ ТУРБИН

Гришин Ю.А. (МГТУ им.Н.Э.Баумана)

Потоки в газоздушных трактах комбинированных ДВС имеют нестационарный характер, поэтому лопаточные машины агрегатов наддува работают в широком диапазоне изменения режимов течения. В результате имеют место значительные профильные потери, обусловленные возникновением отрывных явлений в межлопаточных каналах турбин и компрессоров. Правильный учет этих потерь имеет важное значение при расчетных исследованиях, конструировании и доводке двигателей.

Рассмотрим определение отрывных потерь в решетках осевых турбин. Обычно эти потери рассчитываются или с помощью опытных данных, не имеющих общего характера, или с помощью методик, основанных на гидродинамических зависимостях. Наибольший интерес здесь представляет методика Г.Ю.Степанова [1]. Но и она не лишена недостатков. Во-первых, и в данном случае присутствуют эмпирические коэффициенты, изменяющиеся в довольно широких пределах. Во-вторых, не учитывается существенное влияние толщины передней кромки профилей, которое заключается в том, что потери начинают возрастать не сразу с появлением угла атаки, только после того, как он превысит некоторое предельное значение.

Правильный учет этого обстоятельства особенно важен при расчетах течений в импульсных выпускных системах комбинированных ДВС, где с целью снижения потерь в широком диапазоне изменения углов атаки используются профили со значительным радиусом скругления передних кромок.

Подобно Г.Ю.Степанову представим профильные потери при нерасчетном обтекании в виде суммы потерь расчетного режима, которые распределены по длине межлопаточного канала, и отрывных потерь, сосредоточенных на входе.

При этом последние можно рассматривать как следствие отрыва на передних кромках плоской решетки пластин, скругленных, как и профили, радиусом r , шаг t соответствует шагу рассматриваемой решетки профилей, угол установки - расчетному углу входа β_{1p} (рис.1). Такой подход, очевидно, соответствует принципу расщепления по физическим процессам, который успешно применяется при решении многих научных проблем.

Будем считать, что при больших углах атаки вся передняя кромка пластин окружена изобарной отрывной зоной (этот факт известен из практики), причем давление в ней p_o равно среднему статическому давлению p_m в сечении наибольшего сужения струи около зоны отрыва F_m . При этом принимается допущение об одномерности течения в основных расчетных сечениях - на входе перед решеткой

в невозмущенном потоке $F_1 = l \cdot t \sin \beta_1$, в сечении наибольшего сужения $F_m = l \cdot d_m$, сечении присоединения после отрыва к поверхностям пластин $F_{1p} = l(t \sin \beta_{1p} - 2r)$ и на выходе ($F_2 = l \cdot t \sin \beta_2$). Здесь l – высота плоской решетки. Описываемая методика может быть представлена для более общего случая течения сжимаемого потока [2,3], где использованы газодинамические функции от числа λ , однако при решении задач в ДВС достаточно рассмотреть более простой вариант с несжимаемой жидкостью, т.е. $\rho = \text{const}$.

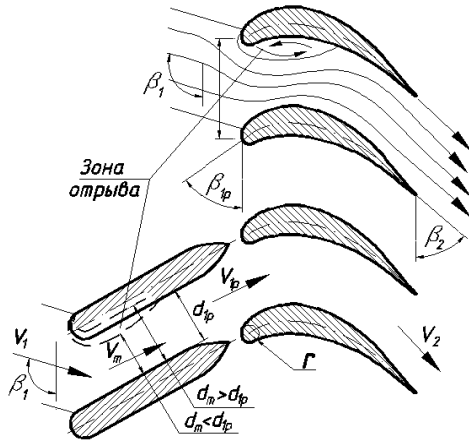


Рис.1. Действительная (сверху) и условная схемы течения в решетке профилей при нерасчетном угле входа β_1

Для контура от входа до сечения наибольшего сужения струи уравнения расхода и энергии можно представить в виде:

$$\rho v_1 t \sin \beta_1 = \rho v_m d_m ;$$

$$p_1 / \rho + v_1^2 / 2 = p_m / \rho + v_m^2 / 2 .$$

Здесь в уравнении энергии учитывается тот факт, что потери на участке сужения струи около зоны отрыва пренебрежимо малы и по аналогии с представлением о внезапном расширении отнесены на последующий участок рассмотрения, т.е. от F_m до сечения присоединения после отрыва F_{1p} . Поскольку для обеспечения равновесия потока давление в отрывной зоне p_o при условно одномерном представлении должно быть равно давлению p_m в минимальном сечении, уравнение им-

пульсов в направлении, параллельном пластинам, можно представить в виде

$$\rho v_1 t \sin \beta_1 \cdot v_1 \cos \delta + p_1 t \sin \beta_{1p} = \rho v_m d_m \cdot v_m + p_m d_m + p_m (t \sin \beta_{1p} - d_m) . \quad (3)$$

При записи этого уравнения учитывается отмеченное выше обстоятельство, что при больших углах атаки линия раздела набегающих струй приходится на верхнюю поверхность пластины, и вся ее передняя кромка окружена зоной отрыва (см. рис.1). Выражая разность давлений p_1 и p_m с помощью (2) и заменяя с помощью (1) v_m/v_1 отношением размеров сечений, из (3) после преобразований получаем квадратное уравнение

$$\left(\frac{t \sin \beta_1}{d_m} \right)^2 - 2 \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_{1p}} \cdot \frac{t \sin \beta_1}{d_m} + 2 \frac{\sin \beta_1}{\sin \beta_{1p}} \cdot \cos \delta - 1 = 0 . \quad (4)$$

из которого можно выразить значение размера наибольшего сужения

$$d_m = \frac{t \sin \beta_1}{c + \sqrt{c(c - 2 \cos \delta) + 1}} . \quad (5)$$

Здесь символом c обозначено отношение $\sin \beta_1 / \sin \beta_{1p}$.

Очевидно, что при сравнительно небольших углах атаки расчетное d_m будет оказываться больше ширины канала между пластинами $d_{1p} = t \sin \beta_{1p} - 2r$. Это соответствует представлению о том, что при рассматриваемом δ сечение формальной зоны отрыва будет меньше толщины пластин (на рис.1 этот случай обозначен пунктиром). Фактически же это означает, что при данных условиях течение между пластинами даже при наличии угла атаки будет безотрывным, так как вся возможная отрывная зона оказалась замещенной телом пластины толщиной $2r$. В данном случае отрывных потерь не будет, т.е. по условиям течения решетка оказывается в так называемой «зоне нечувствительности» по углу атаки.

Важным свойством описываемой методики является то, что впервые она позволяет расчетным путем определить значения предельных углов β_{1n1} и β_{1n2} , ограничивающих эту зону нечувствительности. Подставив предельное значение $d_m = t \sin \beta_{1p} - 2r$ в уравнение (5) и преобразовав его с учетом соотношения $\cos \delta = \cos(\beta_{1p} - \beta_{1n}) = \cos \beta_{1p} \cos \beta_{1n} + \sin \beta_{1p} \sin \beta_{1n}$, получим расчетную формулу:

$$\beta_{1i} = \arcsin \sqrt{\frac{2 \operatorname{ctg}^2 \beta_{1p} - a \pm 2 \operatorname{ctg} \beta_{1p} \sqrt{\operatorname{ctg}^2 \beta_{1p} - a - 1}}{4 \operatorname{ctg}^2 \beta_{1p} + a^2}}, \quad (6)$$

$$\text{где } a = \frac{2}{\sin \beta_{1p} (\sin \beta_{1p} - 2r/t)} - \left(\frac{1}{\sin \beta_{1p} - 2r/t} \right)^2 - 2. \quad (7)$$

Выбирая знак «-» перед внутренним радикалом в формуле (6) будем иметь значение β_{1n1} , соответствующее положительному предельному углу атаки δ , превышая который будем получать отрыв. При этом $\beta_{1n1} < \beta_{1p}$. Если задать знак «+», получим предельное значение угла β_{1n2} , соответствующее отрицательному углу атаки, здесь имеем $\beta_{1n2} > \beta_{1p}$. Из формул (6) и (7) видно, что с увеличением параметра $2r/t$, задающего толщину профиля, зона нечувствительности $\beta_{1n2} - \beta_{1n1}$ решетки будет расширяться. Это соответствует известной рекомендации о том, что для снижения потерь в импульсных турбинах, работающих в широком диапазоне изменения углов атаки, нужно выбирать профили с утолщенными передними кромками.

Следует учесть, что для решеток с β_{1p} близким к $\pi/2$, значение β_{1n2} будет лежать в квадранте $[\pi/2, \pi]$. Сопловые решетки с $\beta_{1p} = \pi/2$ имеют симметричную зону нечувствительности к углу атаки. В результате упрощения формулы (6) для них получим

$$\beta_{1i1} = \arcsin \frac{1 - 2r/t}{\sqrt{1 - 4r/t(1 - 2r/t)}}; \quad \beta_{1i2} = \pi - \arcsin \frac{1 - 2r/t}{\sqrt{1 - 4r/t(1 - 2r/t)}}. \quad (8)$$

При $\beta_1 < \beta_{1n1}$ и $\beta_1 > \beta_{1n2}$ сечение наибольшего сужения основного потока d_m будет меньше d_{1p} , и вблизи входа в канал между пластинами образуется отрывная зона. Для определения потерь расширения оторвавшейся струи до сечения присоединения в соответствии с представлением о внезапном расширении воспользуемся теоремой Борда-Карно, согласно которой потери расширения ΔE_1 соответствуют скоростному напору от потерянной скорости $\Delta E_1 = (v_m - v_{1p})^2 / 2$.

Переходя к рассмотрению течения в реальной решетке турбинных профилей, как указывалось выше, кроме отрывных потерь необходимо учесть профильные потери расчетного режима ΔE_p , фактически равные суммарному значению всех профильных потерь на участке нечувствительности к углу атаки. Следует отметить, что для турбин, работающих в составе КДВС со значительным изменением параметров на входе, по сравнению с отрывными эти потери незначительны. Следуя Степанову Г.Ю., при расчете обтекания в широком диапазоне изменения углов атаки их будем считать неизменными и известными из опытных данных для рассматриваемых типов решеток. Согласно определению [4] $\Delta E_p = \zeta_p v_{2t}^2 / 2$, где v_{2t} - скорость на выходе их решетки при течении без потерь. В случае без потерь уравнение энергии для сечений наибольшего сечения и выхода из решетки имеет вид:

$$p_m / \rho + v_m^2 / 2 = p_2 / \rho + v_{2t}^2 / 2. \quad (9)$$

а в случае с учетом отрывных ΔE_1 и потерь расчетного режима ΔE_p соответственно:

$$p_m / \rho + v_m^2 / 2 = p_2 / \rho + v_2^2 / 2 + (v_m - v_{1p})^2 / 2 + \zeta_p v_{2t}^2 / 2. \quad (10)$$

Приравнивая правые части этих уравнений, получим

$$\frac{v_2^2}{v_{2t}^2} \left[\left(\frac{v_m - v_{1p}}{v_2} \right)^2 + 1 \right] + \zeta_p = 1. \quad (11)$$

Пользуясь уравнениями неразрывности

$$\rho v_m d_m = \rho v_{1p} (t \sin \beta_{1p} - 2r), \quad (12)$$

$$\rho v_{1p} (t \sin \beta_{1p} - 2r) = \rho v_2 t \sin \beta_2, \quad (13)$$

определением коэффициента потерь в турбинных решетках $\zeta = 1 - \psi^2 = 1 - v_2^2 / v_{2t}^2$ и, исходя из соотношения (11), получим окончательно:

$$\zeta = 1 - \frac{1 - \zeta_p}{1 + \left\{ t \sin \beta_2 \left[1/d_m - 1/(t \sin \beta_{1p} - 2r) \right] \right\}^2}. \quad (14)$$

Значение d_m в эту формулу подставляется из (5).

Иногда при исследовании турбинных решеток оценку влияния потерь удобнее производить с помощью скоростных коэффициентов ψ . Для таких случаев, учитывая связь между ζ и ψ из (14) легко получить

$$\psi = \sqrt{\frac{1}{1 + \left\{ t \sin \beta_2 \left[1/d_m - 1/(t \sin \beta_{1p} - 2r) \right] \right\}^2}} \cdot \sqrt{1 - \zeta_p} = \psi_1 \cdot \psi_p, \quad (15)$$

где ψ_p - скоростной коэффициент расчетных профильных потерь, ψ_1 - скоростной коэффициент, учитывающий отрывные потери. Индекс «1» подчеркивает тот факт, что отрывные потери условно отнесены ко входной части решетки.

В случаях, когда высота l каналов решетки от входа к выходу изменяется, в (13) необходимо подставить соответствующие значения l_{1p} и l_2 , при этом несколько изменится вид формул (14) и (15).

Проверка полученных расчетных зависимостей для отрывных потерь была произведена по описанным в литературе результатам продувок большого числа решеток. На рис.2 изображены расчетные характеристики $\zeta = \zeta(\beta_1)$ и соответствующие экспериментальные данные А.И.Кириллова [5] для 6 решеток ленинградского завода «Экономайзер» и Брянского машиностроительного завода.

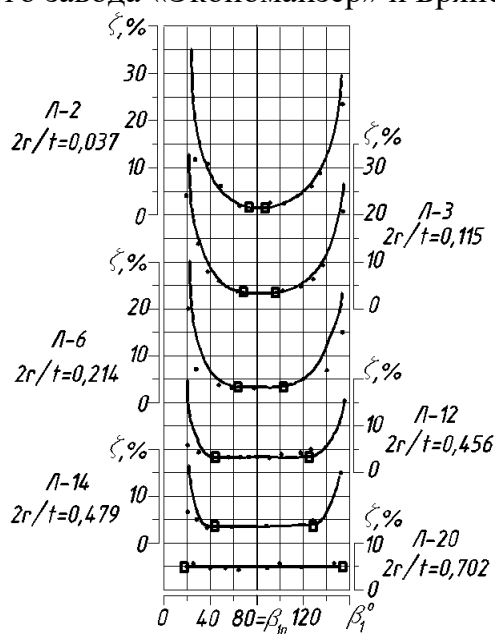


Рис.2. Зависимость профильных потерь от угла входа потока в решетки: • - эксперименты А.И.Кириллова [5]; — результаты расчета потерь; □ расчетные предельные углы отрыва β_{1n}

Все решетки реактивного типа с последовательно возрастающим параметром $2r/t$, $\beta_{1p} = 80^\circ$, $\beta_2 = 18^\circ$. Продувка проводилась на режиме числа $M_{2t} = 0,5$ ($\lambda_{2t} = 0,534$). На рис.3 показаны расчетные характеристики $\zeta = \zeta(\beta_1)$ и результаты соответствующих продувок 7 реактивных и активных решеток из атласа М.Е.Дейча и др. [6]. Как видно из этих рисунков, расчетные и экспериментальные данные хорошо согласуются в широком диапазоне углов входа и параметра толщины решетки на входе $2r/t$, определяющего зону нечувствительности к углу атаки.

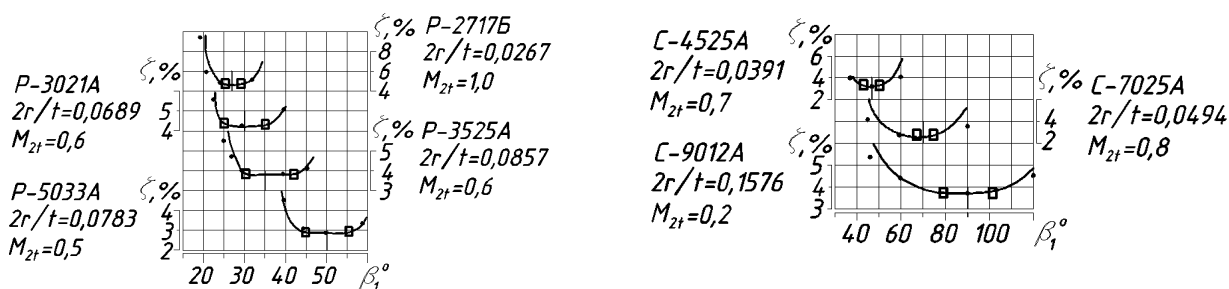


Рис.2. Зависимость профильных потерь от угла входа в рабочие и сопловые решетки решетки: • - эксперименты М.Е.Дейча [6]; — - результаты расчета потерь; □ - расчетные предельные углы отрыва β_{1n}

Отметим, что важным достоинством полученных расчетных формул является простота и отсутствие эмпирических коэффициентов.

Литература:

1. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин.- М.: Физматгиз, 1962.- 512 с.
2. Гришин Ю.А., Круглов М.Г. Влияние угла атаки и радиуса скругления передней кромки на потери в решетке профилей // Энергомашиностроение.-1976. – N 12.- С.30-32.
3. Grishin Y., Krouglov M. Calcul des pertes de l'ecoulement et construction des caracteristiques des grilles d'aubes // Entropie.- 1979.- № 86. - P.40-45.
4. Жирицкий Г.С., Локай В.И. и др. Газовые турбины двигателей летательных аппаратов.- М.: Машиностроение, 1971.- 620 с.
5. Кириллов А.И. Влияние больших углов атаки на аэродинамические характеристики решеток профилей реактивного типа //Энергомашиностроение: Ученые записки аспирантов и соискателей ЛПИ. Л, 1964.- С.63 - 68.
6. Дейч М.Е., Филиппов Г.А., Лазарев Л.Я. Атлас решеток осевых турбин.- М.: Машиностроение, 1965.- 92 с.

ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТРЫВНЫХ ПОТЕРЬ В РАБОЧИХ КОЛЕСАХ РАДИАЛЬНО-ОСЕВЫХ ТУРБИН

Гришин Ю.А. (МГТУ им.Н.Э. Баумана)

Для наддува ДВС транспортного назначения применяются турбокомпрессоры (ТКР) с радиально-осевыми турбинами (РОТ). Условия работы этих турбин характеризуются большой нестационарностью потоков. В результате на входе в рабочие колеса углы атаки могут достигать весьма значительных величин, что приводит к возникновению отрывных зон и больших потерь отрывного течения. В настоящее время отсутствуют достоверные методики расчета этих потерь, которые, очевидно, необходимы при исследованиях, разработке и адаптации ТКР, работающих в составе КДВС.

Первая и самая важная особенность, которую надо учесть при рассмотрении течения в решетках РОТ, это вторичное циркуляционное течение в межлопаточных каналах со скоростью u_s на радиусе r_1 входа в колесо в направлении, противоположном переносной скорости u . При этом фактической переносной скоростью на входе будет величина $u-u_s$. В результате действительный угол входа потока в колесо в относительном движении β_s , определяющий фактический угол атаки δ и соответствующие отрывные потери на входных кромках, будет отличаться уг-

$$= 2br_1 \sin(\varphi/2) \rho w_s^2 \sin \beta_s \sin(\beta_s - \varphi/2 + \varphi_m/2) = F_1 \rho w_s^2 \sin \beta_s \sin(\beta_s - \varphi/2 + \varphi_m/2).$$

Значение количества движения в сечении наибольшего сужения F_m будет составлять

$$K_m = \int_{-\varphi_m/2}^{\varphi_m/2} w_m dm = br_1 \rho w_s^2 \int_{-\varphi_m/2}^{\varphi-\varphi_m/2} \cos x dx = 2br_1 \rho w_m^2 \sin(\varphi_m/2) = F_m \rho w_s^2.$$

Теперь в проекции на MN можно записать уравнение импульсов, необходимое для расчета сечения F_m , значения угла φ_m , или коэффициента сужения струи около зоны отрыва $\varepsilon = F_m/F_1 = \varphi_m/\varphi$. При этом необходимо учесть, что, благодаря эффекту сужения межлопаточного канала под углом φ , при больших углах атаки проекция входного количества движения должна быть уменьшена на величину

$$\Delta K = ABb \rho w_s^2 \cos \beta_s = ACb \sin(\varphi/2 - \varphi_m/2) \rho w_s^2 \cos \beta_s \approx \\ \approx 2br_1 \sin(\varphi/2) \sin(\beta_s - \varphi/2 + \varphi_m/2) \rho w_s^2 \cos \beta_s.$$

Эта величина представляет собой небольшую часть K_1 , которая теряется на коротком участке AB входных кромок лопаток, фактически выходящем за пределы контура записи уравнения импульсов. С учетом сказанного после преобразований для уравнения импульсов можно получить

$$\sin(\varphi/2) \rho w_s^2 [\sin \beta_s \sin(\beta_s - \varphi/2 + \varphi_m/2) - \sin(\varphi/2 - \varphi_m/2) \cos \beta_s] + p_1 \sin(\varphi/2) = \\ = \sin(\varphi_m/2) \rho w_s^2 + p_m \sin(\varphi/2). \quad (2)$$

Поскольку на участке сужения струи около зоны отрыва потерь практически нет, воспользовавшись уравнениями энергии и расхода

$$p_1/\rho + w_s^2/2 = p_1/\rho + w_s^2/2; \quad (3)$$

$$\sin(\varphi/2) \rho w_s \sin \beta_s = \sin(\varphi_m/2) \rho w_m, \quad (4)$$

из (2) получим

$$\frac{\varphi}{\varphi_m} = 1 + \operatorname{ctg} \beta_s \sqrt{1 + \varphi \frac{1 + \operatorname{csc} \beta_s}{\operatorname{ctg} \beta_s} \left(1 - \frac{\varphi}{\varphi_m}\right)}. \quad (5)$$

Расчетные исследования показали, что значение корня (обозначим его символом χ) близко к единице, поэтому (5) можно переписать в виде

$$\frac{\varphi}{\varphi_m} = 1 + \operatorname{ctg} \beta_s \sqrt{1 + \varphi \chi \frac{1 + \operatorname{csc} \beta_s}{1 + \chi \operatorname{ctg} \beta_s}}. \quad (6)$$

Для определения значения χ решим квадратное уравнение $\chi^2 = 1 + 2\varphi(2\chi + 1)$, где второе слагаемое в правой части представляет собой среднее арифметическое второго слагаемого под корнем в формуле (6) при предельных значениях β_s (0 и $\pi/2$). В результате $\chi = \varphi/2 + \sqrt{(\varphi/2)^2 + \varphi/2 + 1}$.

Теперь, когда определено сужение потока около зоны отрыва, можно выразить потери по отношению к сечению присоединения, в качестве которого, как это принято, берется сечение межлопаточного канала на входе. Поскольку потери отрыва в радиальных турбинах обычно относят к параметрам на входе [5,6,7], коэффициент потерь будет иметь вид $\zeta_{\text{ex}} = [(F_p/F_m - 1)F_1/F_p]^2$. Подставляя соответствующие значения, получим после преобразований:

$$\zeta_{\text{до}} = \left\{ \left[\frac{\varphi - \Delta/r_1}{\varphi} \left(1 + \operatorname{ctg} |\beta_s| \sqrt{1 + \varphi \chi \frac{1 + \operatorname{csc} |\beta_s|}{1 + \chi \operatorname{ctg} |\beta_s|}} \right) - 1 \right] \frac{\varphi \sin \beta_1}{\varphi - \Delta/r_1} \right\}^2. \quad (7)$$

С помощью этого довольно простого соотношения можно построить ветки ха-

рактических $\zeta_{ex} = \zeta_{ex}(\beta_1)$ (рис.3), определив предварительно β_s по формуле (1), т.е. учтя поправку Стодолы. Значение β_s здесь подставляется взятое по модулю, поскольку при построении правой ветки этот угол из (1) получается отрицательным. При таком угле сужение потока около нижней лопатки теряет физический смысл, наоборот, начнется образование зоны отрыва около верхней лопатки.

Формула (1) при значении $\beta_s = 90^\circ$ позволяет получить зависимость для определения угла β_{1p} , который фактически должен рассматриваться в качестве «безударного» угла входа на данном режиме работы турбины, $ctg\beta_{1p} = r_s ctg\alpha_1 / (1 - r_s)$.

Из формулы (7), задавшись $\zeta_{ex} = 0$, можно определить диапазон нечувствительности к углу атаки.

При этом надо решить уравнение

$$1 + \varphi\chi \frac{1 + \csc\Delta\beta_s}{1 + \chi ctg\Delta\beta_s} = \left(\frac{\Delta/r_1}{\varphi - \Delta/r_1} \right)^2. \quad (8)$$

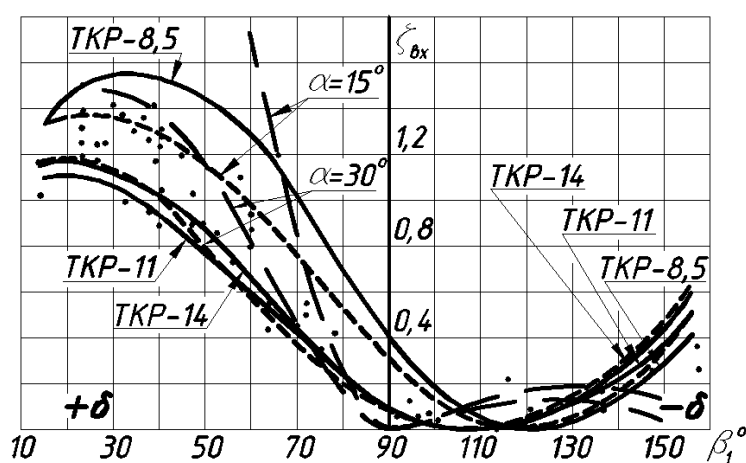


Рис.3. Зависимости потерь на входе в колесо от угла β_1 при различных α_1 :
• - эксперимент;
— — - расчет по методике В.Т.Митрохина[5];
---- - расчет по разработанной методике

Предельные углы нечувствительности к углу атаки будут соответственно $\beta_{1n1} = \beta_{1p} - \Delta\beta_s$ и $\beta_{1n2} = \beta_{1p} + \Delta\beta_s$. Решение уравнения (8) затруднительно, т.к. требует проведения итераций. Но, поскольку в радиальных турбинах рабочие лопатки сравнительно тонкие, значения β_{1n1} , β_{1n2} близки β_{1p} . В результате можно воспользоваться более простой формулой, полученной из (8):

$$ctg\Delta\beta_s = \frac{1}{\sqrt{1 + \varphi\chi}} \cdot \frac{\Delta/r_1}{\varphi - \Delta/r_1}. \quad (9)$$

На рис.3 нанесены экспериментальные данные большого числа авторов для разных рабочих колес РОТ [5,6], лежащие в сравнительно узком поле благодаря характерному для радиальных решеток небольшому различию относительных геометрических характеристик, а также расчетные характеристики колес, полученные по методике Митрохина [5], которая не учитывает циркуляционную составляющую течения и радиальную направленность лопаток. На рис.3 представлены и рассчитанные описанным выше методом характеристики соответствующих колес и характеристики колес наиболее распространенных в транспортных КДВС турбин ТКР-14 ($\alpha_1 = 24,5^\circ$; $z = 15$; $\Delta = 2$ мм), ТКР-11 ($\alpha_1 = 18^\circ$; $z = 18$; $\Delta = 2,6$ мм) и ТКР- 8,5 ($\alpha_1 = 19,43^\circ$; $z = 15$; $\Delta = 1,1$ мм). Для последних трех турбинных колес были рассчитаны также характеристики типа $\psi/\psi_p = \psi/\psi_p(\beta_1)$ (рис.4), где ψ_p -скоростной коэффициент на расчетном режиме обтекания. Эти характеристики также отражают зависимость потерь от угла атаки и в некоторых случаях более удобны для расчетных исследований. Результаты сопоставлены с экспериментальными данными, полученными различными авторами и приведены в работе [6].

Как видно из рисунков, характеристики, построенные с помощью описанной методики, лежат в поле опытных данных, следовательно, данная методика может быть рекомендована для расчетных исследований.

В заключение отметим, что для численных расчетов взаимодействия выпускных импульсов КДВС с колесом РОТ можно воспользоваться и более простой зависимостью, чем (7).

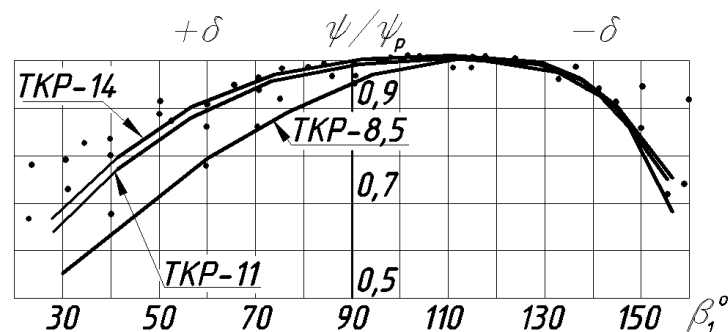


Рис.4. Зависимости скоростного коэффициента ψ от угла входа β_1 :
• - эксперимент;
— - расчет по разработанной методике

Поскольку лопатки в таких турбинах достаточно тонкие (если не считать специальных атакоустойчивых утолщенных профилей, подобных применяемым в ТКР-11), и зоны нечувствительности к углу атаки весьма малы, из (7) можно получить

$$\zeta_{до} = [(1 + a\delta) \operatorname{tg} \delta \cdot \sin \beta_1]^2, \quad (10)$$

где: a - эмпирический коэффициент ($a = 0,002 - 0,003$); δ - угол атаки ($\delta = 90^\circ - |\beta_{sl}|$).

Данная формула также дает вполне удовлетворительные результаты.

Литература:

1. Кириллов И.И., Кириллов А.И. Теория турбомашин.- Л.: Машиностроение, 1974.- 320 с.
2. Аэродинамика турбин и компрессоров / Под ред. У.Р.Хауторна: Пер. с англ.- М.: Машиностроение, 1968.- 742 с.
3. Диксон С.Л. Механика жидкостей и газов. Термодинамика турбомашин: Пер. с англ. Р.Е. Данилова и М.И.Осипова. - М.: Машиностроение, 1981.- 213 с.
4. Степанов Г.Ю. Гидродинамика решеток турбомашин.- М.: Физматгиз, 1962.-512 с.
5. Митрохин В.Т. Выбор параметров и расчет центростремительной турбины на стационарных и переходных режимах.- М.: Машиностроение, 1974.- 228 с.
6. Розенберг Г.Ш., Ткачев Н.М., Кострыкин В.Ф. Центростремительные турбины судовых установок.- Л.: Судостр., 1973.- 216 с.
7. Шерстюк А.Н., Зарянкин А.Е. Радиально - осевые турбины малой мощности.- М.: Машиностроение, 1976.- 208 с.

К РАСЧЕТУ ХАРАКТЕРИСТИК КОЛЕСА ЦЕНТРОБЕЖНОГО КОМПРЕССОРА С ОПРЕДЕЛЕНИЕМ ГРАНИЦЫ ПОМПАЖА

Гришин Ю.А. (МГТУ им. Н.Э. Баумана)

Расчет взаимодействия нестационарного потока со ступенью центробежного компрессора (ЦБК), как наиболее распространенного агрегата наддува КДВС, представляет собой весьма сложную задачу. В наиболее значительной работе [1], посвященной этому вопросу, показано, что в диапазоне частот газодинамических

волн 10 - 70 гц, присущим импульсным системам наддува КДВС, для расчета волнового процесса в примыкающем коллекторе могут быть применены одномерные численные методы газовой динамики. А в качестве граничных условий (ГУ) у ЦБК должны быть использованы соотношения, моделирующие на каждом расчетном шаге стационарные характеристики компрессора. При этом предполагается применение экспериментальных зависимостей, предварительно снятых на стенде.

Поскольку такой способ требует хранения в программном комплексе для ЭВМ огромного объема эмпирической информации, и к тому же ограничен рамками испытаний, значительно большую практическую ценность будет представлять методика, основанная на аналитическом задании ГУ.

Следует отметить, что методики расчета для выходных элементов ЦБК - диффузора и сборника (улитки) достаточно хорошо отработаны [2,3,4] и могут быть использованы в готовом виде. Наибольшие затруднения вызывает расчет течения в колесе, поскольку номинальный режим, для которого выбран ЦБК, представляет собой лишь одну точку. Практически же колесо компрессора в КДВС все время работает с углами атаки на входе, которые при прохождении импульсов могут достигать весьма больших величин, приводя к значительным отрывным потерям.

Поскольку течение на входе в колесо обычно рассматривается в осесимметричной постановке, расчет отрывных потерь на входных кромках лопаток можно выполнять в точности как для осевых турбинных решеток [5]. Дальнейшее (условно послеотрывное) течение от входа к выходу из колеса выполняется обычным способом, например, с использованием газодинамических функций (ГДФ).

С целью наиболее достоверной проверки данного подхода была разработана установка, позволяющая снимать экспериментальные характеристики с последовательным добавлением элементов ЦБК (рис.1). На первом этапе исследовалось только колесо ТКР-14. Диффузор и улитка из состава агрегата были удалены во избежание обратного влияния этих элементов. Турбокомпрессор передним фланцем корпуса подшипников крепился к стенке специального ресивера большого объема ($V = 400$ л) так, что колесо с покрывающим диском находилось внутри ресивера.

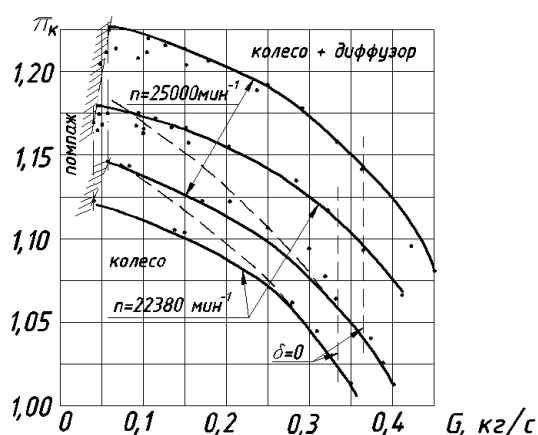
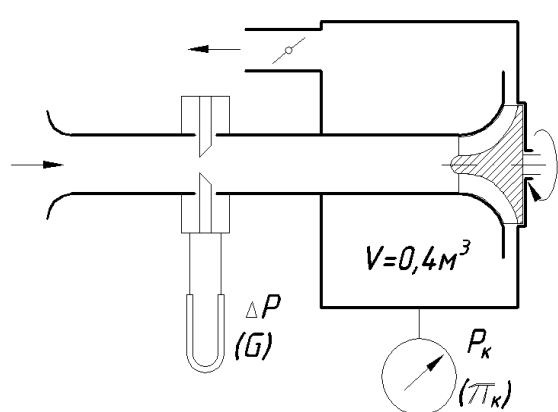


Рис.1. Стенд для испытаний элементов ЦБК и полученные характеристики:

- - эксперимент; — — — - расчет без учета отрыва; — - расчет с учетом отрыва по разработанной методике; $\delta = 0$ - режим безотрывного входа в колесо

Подвод воздуха осуществлялся входным трубопроводом, перед которым было смонтировано устройство для замера расхода воздуха. Выход из ресивера прикрывался регулирующей давление поворотной заслонкой. Раскрутка колеса ЦБК осуществлялась путем подачи воздуха высокого давления в штатную турбину агрегата.

та. Характеристики $\pi_k = \pi_k(G)$ снимались на частотах вращения $n = 22\,380$ и $25\,000 \text{ мин}^{-1}$.

Результаты расчетов и соответствующих экспериментов хорошо согласуются во всем диапазоне от наибольших расходов G , где имеет место практически безотрывное втекание, до минимально возможных на границе неустойчивого помпажного режима. Следует отметить, что около этой границы отрыв на входе весьма значителен, т.к. при геометрическом угле $\beta_{1z} = 31,3^\circ$ реальный угол втекания β_1 равен всего $4,3^\circ$. Таким образом, положительный угол атаки δ составляет 27° . Из теории турбомашин известно, что положительные углы атаки, создающие отрыв на спинках лопаток, приводят к весьма значительным потерям. На рис.1 нанесены также соответствующие расчетные характеристики, которые могли бы получиться при неучете отрывных потерь. Сравнение показывает, что в левой части диапазона, т.е. при наибольших углах атаки, отличие от эксперимента по π_k составило бы весьма значительную величину - 0,07, т.е. ошибка в определении давления наддува p_k достигнет 30%.

На следующем этапе за колесом был установлен штатный безлопаточный диффузор, и были получены соответствующие экспериментальные и расчетные характеристики также при истечении в ресивер. Согласование характеристик и в этом случае вполне удовлетворительное. Наличие диффузора не ухудшило точность расчетов, и было принято решение не проводить исследований полного комплекта, т.е. с пристыкованной улиткой, поскольку изменений в методики ее расчета не вносилось.

Полученные результаты показывают, что разработанный метод вполне применим для расчетов отрывных потерь в колесах в широком диапазоне режимов течения и, в итоге, для аналитического построения характеристик ЦБК, применяющихся в КДВС.

На характеристиках (рис.1) можно видеть экспериментальные точки, показывающие момент перехода на неустойчивый, помпажный режим работы компрессора. Очевидно, что в случае аналитического построения характеристик или аналитического задания ГУ при расчете взаимодействия нестационарного потока со ступенью компрессора должна применяться какая-то методика определения этих границ.

Известно, что помпаж представляет собой сложное явление, относящееся к неустойчивым режимам работы компрессора [3,4,6,7]. В большинстве работ он представляется как вершина быстро нарастающего явления вращающегося срыва при снижении расхода рабочего тела. При помпаже возникают сильные газодинамические колебания в системе «компрессор-напорная магистраль» с обратным сбросом порций рабочего тела на впуск. Иногда это явление объясняют возникновением резонанса в системе. Отметим, что в компрессоре и в первую очередь в его колесе к рабочему телу применяются геометрическое и энергетическое воздействия, в результате которых повышается давление на выходе. Отметим также, что и в более простом устройстве - диффузоре, геометрически воздействующем на поток в плане повышения давления, при определенных режимах, в основном, при снижении расхода, возникают подобные явления, тоже называемые помпажом. В диффузорах с большими углами раскрытия и при высоких расходах имеют место сильные пульсации со срывом вихрей, сносимых потоком [8,9]. Возникновение вихрей, т.е. отрыв погранслоя, уменьшающий живое сечение струи в широкой части диффузора, объясняют снижением кинетической энергии в потоке за счет тре-

ния и неспособностью преодолеть поле нарастающего давления. Такое объяснение, очевидно, находится за рамками одномерного представления.

Заметим, что все существующие методики расчета одномерного течения в различных элементах и агрегатах, в том числе в диффузорах и компрессорах, базируются, как правило, только на двух уравнениях сохранения - расхода и энергии. Отсутствие третьего фундаментального закона, уравнения импульсов, «компенсируется» заданием тех или иных коэффициентов потерь. В такой ситуации можно выдвинуть гипотезу о том, что применение уравнения импульсов поможет решить некоторые проблемы.

Например, представляется очевидным, что запись всех трех законов сохранения даже для одномерного подхода к течению в диффузоре при определенной его геометрии приведет к тому, что в некотором сечении при получившихся значениях v и p возникнет невозможность заполнения живым сечением струи всего геометрического сечения. В результате возникает отрыв.

Именно такое объяснение абсолютно подтверждается современными численными расчетами пространственного течения при задании ГУ с «чистым проскальзыванием» на стенках диффузора, т.е. без образования погранслоя. По результатам такого расчета можно отметить, что, начиная с некоторого сечения возникает отрыв с образованием сносящихся вихрей - вихревой дорожки Кармана. Отметим, что численные методы базируются на всех трех законах сохранения.

Возвращаясь к течению в компрессоре, предположим, что реализация всех законов сохранения, включая уравнение импульсов, в частности, для рабочего колеса, позволит аналитически определить режим, соответствующий границе помпажа. При этом будем считать, что в этот момент возникнут условия для незаполнения всего сечения на выходе из межлопаточных каналов. Снижение расхода при высоких p_2 приведет к «отслоению» струй от покрывающего диска, и через эту кольцевую щель произойдет сброс порции рабочего тела на вход. В результате p_2 понизится, сечение $2\pi b_2 r_2$ заполнится, щель захлопнется и начнется следующий период «накачки» p_2 . Именно этот периодический процесс и будет помпажом колеса ЦБК.

Отметим, что в эксперименте установка 4 приемников полного давления около колеса по внутренней окружности входного патрубка с отверстиями, обращенными к колесу, на режиме помпажа подтвердила наличие обратных сбросов нагнетаемого воздуха в зоне покрывающего диска.

С использованием ГДФ запишем уравнения сохранения для наклонного сектора с бесконечно малым угловым раскрытием, ограниченного контуром $ABCD$ (рис.2).

При этом угол наклона β_{11} вектора входной приведенной скорости λ_{11} , проходящей через сечение F_{11} с шириной канала b_{11} на расчетном радиусе r_1 принимается как среднее арифметическое между осевым направлением и углом наклона β_c касательной к образующей канала при пересечении с r_1 , т.е. $\beta_{11} = \beta_c/2$. Угол наклона сектора, т.е. хорды канала между r_1 и r_2 , обозначим β_p , и $\delta = \beta_p - \beta_{11}$. В итоге уравнение расхода и энергетическое соотношение будут иметь вид:

$$p_{11}^* F_{11} \sin \beta_{11} q(\lambda_{11}) / \sqrt{T_{11}^*} = p_{w2}^* F_{2m} \sin \beta_2 q(\lambda_{w2m}) / \sqrt{T_{w2}^*}; \quad (1)$$

$$\sigma_{12} p_{11}^* v_2^{\frac{k}{k-1}} = p_{w2}^*. \quad (2)$$

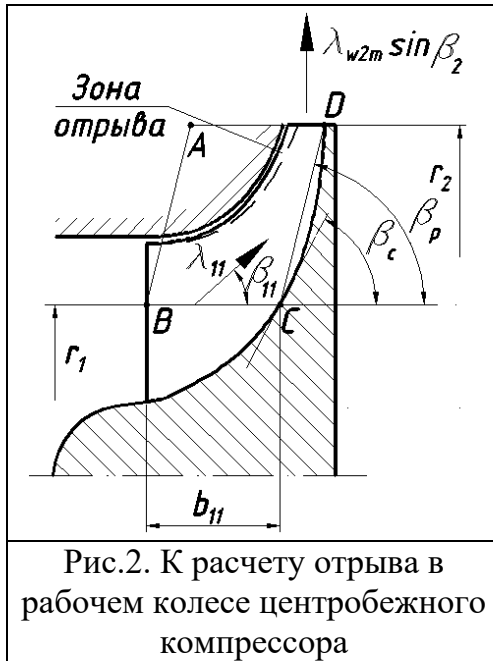


Рис.2. К расчету отрыва в рабочем колесе центробежного компрессора

Здесь: σ_{12} - коэффициент потерь полного давления между сечениями 11 и 2 (подавляющая часть потерь в колесе – отрывные потери на входе, уже учтенные в p_{11}^* , поэтому для расчета границы помпажа можно принять $\sigma_{12}=1$);

$v_2 = T_{w2}^* / T_{w1}^* = 1 + (r_2^2 - r_1^2) \omega^2 / 2c_p T_{w1}^*$ - коэффициент увеличения полной энтальпии в потоке за счет действия центробежных сил.

Теперь можно записать уравнение импульсов для контура ABCD, наклоненного под углом β_p к оси вращения:

$$\rho_{11} F_{11} w_{11} \sin \beta_{11} \cdot w_{11} \cos \delta + p_{11} F_{11} w_{11} \sin \beta_p = \\ = \rho_{2m} F_{2m} w_{2m} \sin \beta_2 \cdot w_{2m} \sin \beta_2 \sin \beta_p + p_{2m} F_{11} \sin \beta_p \quad (3)$$

Для простоты в этом уравнении опущен член, выражающий импульс от действующей на массу газа между рассматриваемыми сечениями

центробежной силы. Допущение сделано на основании предварительного расчетного анализа, показавшего незначительность этого импульса из-за малости величины массы. Импульс же от сил давления оказался на 2 порядка больше. С использованием ГДФ уравнение (3) имеет вид:

$$p_{11}^* \pi (\lambda_{11}) \left[\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \cos \delta \frac{\sin \beta_{11}}{\sin \beta_p} \lambda_{11} y(\lambda_{11}) + 1 \right] = \\ = p_{w2}^* \pi (\lambda_{w2m}) \left[\frac{2k}{k+1} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{1}{k-1}} \sin^2 \beta_2 \frac{F_{2m}}{F_{11}} \lambda_{w2m} y(\lambda_{w2m}) + 1 \right]. \quad (4)$$

Определение границы помпажного режима для каждой ветки аналитически выстраиваемого поля характеристик ЦБК или проверка на возможность такого режима при расчете взаимодействия потока с компрессором выполняются следующим образом. Вначале проводится расчет течения в колесе с определением σ_{11} для соответствующих отрывных потерь на входе и с получением выходных значений p_{w2}^*, T_{w2}^* и β_2 . Затем, с помощью уравнения расхода между сечениями 1 и 11

$$F_1 \sin \beta_{1A} q(\lambda_{1A}) = \sigma_{11} F_{11} \sin \beta_{11} q(\lambda_{11}) \quad (5)$$

определяется λ_{11} . Теперь с использованием уравнений (1), (2), (4) можно найти приведенную скорость λ_{w2m} и проходное сечение струи на выходе F_{2m} около предполагаемой зоны отрыва. Если при этом F_{2m} окажется меньше, чем $F_2 = 2\pi b_2 r_2$, то можно сделать вывод о том, что выходное сечение колеса на данном режиме не может быть полностью заполнено потоком сжимаемого газа. Таким образом, создались условия для сброса газа высокого давления через образующуюся щель на вход, т.е. для помпажного режима.

Описанным способом были получены граничные точки зоны помпажа на характеристиках, изображенных на рис.1. Они с достаточно высокой точностью соответствуют экспериментально полученным границам, что демонстрирует высокие возможности данной методики.

Литература:

- 1 Yano T. Performance of centrifugal blower under pulsating flow // Bull. of JSME.- 1963.- V.6, № 23.- P.478 - 486.
- 2 Епифанова В.И. Компрессорные и расширительные турбомашин радиального типа.- М.: Изд-во МГТУ, 1998.- 624 с.
- 3 Турбомашин и МГД-генераторы газотурбинных и комбинированных установок: Учебное пособие / В.С.Бекнев, В.Е.Михальцев, А.Б. Шабаров и др.- М.: Машиностроение, 1983.- 392 с.
- 4 Холщевников К.В., Емин О.Н., Митрохин В.Т. Теория и расчет авиационных лопаточных машин.- М.: Машиностр.,1986.-432 с.
- 5 Гришин Ю.А. Расчет отрывных потерь в решетках осевых турбин.- Настоящ. сборник.
- 6 Селезнев К.П., Галеркин Ю.Б. Центробежные компрессоры.Л.: Машиностроение, 1982.- 271 с.
- 7 Chesse P., Hetet J., Flayret J. Determination par simulation d'une zone critique des champs compresseur situee entre le pompage et la stabilite // Entropie.- 1966.- V.32, № 201.- P.9-18.
- 8 Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика. 4-е изд. перераб. и доп.- М.: Наука, 1976.- 888 с.
- 9 Дейч М.Е., Зарянкин А.Е. Газодинамика диффузоров и выхлопных патрубков турбомашин.- М.: Энергия, 1970.- 384 с.

ГАЗОТУРБИННАЯ УСТАНОВКА ЗАМКНУТОГО ЦИКЛА НА БАЗЕ СИСТЕМ «ДВИГАТЕЛЬ- ГЕНЕРАТОР»

Дидов В.В., Сергеев В.Д.

(Дальневосточный государственный технический университет)

Разработка высоконадежных генераторов электрической и тепловой энергии представляет собой важную и актуальную задачу. Рост цен на жидкое углеводородное топливо вынуждает активно искать ему замену. Одним из путей значительного сокращения затрат на топливо является сжигание пылеугольных смесей в замкнутом газотурбинном цикле. Преимущество сжигания угля в газотурбинной установке замкнутого цикла (ГТУЗЦ) возрастает при использовании плазменной топливохимической подготовки углей. К особенностям ГТУЗЦ относится следующее: внутренний тракт ГТД замкнут и отделен от атмосферы, рабочее тело не смешивается ни с атмосферным воздухом, ни с топливом [1].

Использование радиальных турбомашин малых размеров позволяет значительно сократить массу установки и ее габариты и при этом обеспечить высокий внутренний КПД агрегатов. Консольная компоновка центростремительной турбины и высоконапорного центробежного компрессора с подшипниками на газовой смазке позволяет получить высоконадежную систему «двигатель-генератор» с внутренним КПД агрегатов, равным 0,84 [2].

Применение в ГТУ на газовых подшипниках, работающих по открытому циклу, в качестве топлива угля приводит к эрозии сопловых и рабочих лопаток и отложениям в проточной части турбомашин, что в свою очередь влечет разбалансировку ротора и выход подшипников из строя. Газовые подшипники также чувствительны к загрязнению газовой среды, в которой они работают, а при использовании ГТУ открытого цикла неизбежно попадание угольной пыли в подшипники.

Применение замкнутых циклов в ГТУ устраняет эти проблемы и позволяет более успешно применять в них газовые подшипники и при этом значительно снизить затраты на выработку электрической и тепловой энергии, так как стоимость угля в десятки раз меньше стоимости дизельного топлива или мазута.

В ДВГТУ разработаны эскизные проекты систем «двигатель-генератор» для работы в составе ГТУЗЦ на различные мощности. В представленном проекте ГТУЗЦ в качестве рабочего тела выбрана смесь неона с гелием (20He%+80Ne%). Теплоемкость смеси газов подобрана таким образом, чтобы получить умеренные скорости на внешнем диаметре колеса турбины и небольшое число ступеней турбины. На рис. 1 представлены зависимости эффективного КПД ГТУЗЦ от степени повышения давления в цикле при степенях регенерации равных, $r=0$, $r=0,75$, $r=0,85$, $r=0,9$. Температура газа перед соплами турбины высокого давления составляет $T_3=1123$ К; температура газа перед компрессорами составляет $T_1=303$ К; внутренний КПД турбины 0,84, адиабатный КПД компрессора 0,84; КПД камеры сгорания 0,98; механический КПД ГТУ 0,99.

Из полученных зависимостей видно, что эффективный КПД ГТУЗЦ достигает наибольшего значения, равного 0,38 при $r=0,9$ и степени повышения давления в цикле $\pi_k=2,5$.

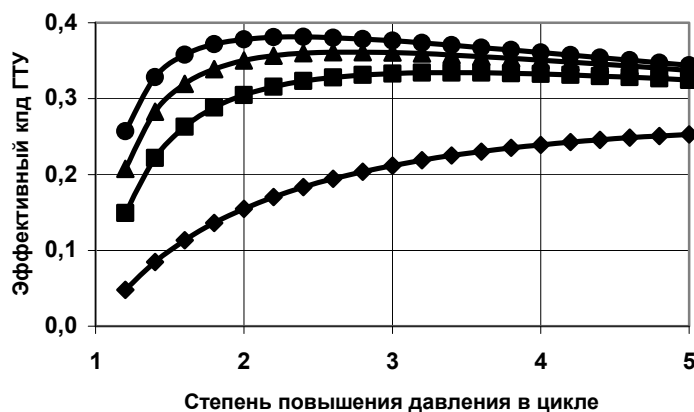


Рис. 1. Зависимость эффективного КПД ГТУЗЦ от степени повышения давления в цикле; $\diamond$ - $r=0$; $\blacksquare$ - $r=0,75$; $\blacktriangle$ - $r=0,85$; $\bullet$ - $r=0,9$

На рис. 2 представлена тепловая схема ГТУЗЦ. При использовании чистого гелия число ступеней увеличивается, так как располагаемый теплоперепад значительно

увеличивается. Применение смеси гелия с неоном позволяет уменьшить количество ступеней и, следовательно, количество систем «двигатель-генератор».

В качестве топлива в данной установке возможно использование угля или пылеугольной смеси, применение которых в настоящее время экономически более эффективно по сравнению с жидкими видами топлив, например мазутом.

Смесь газов из конечного охладителя 21 проходит через четырехступенчатое сжатие (компрессора 5-8 ступени), проходя через охладители 18-20 после каждой ступени, затем она поступает в регенератор 17 и в воздушный котел 24, где нагревается до температуры $T_3=1123$ К и затем через центробежные турбины (ЦСТ) четырех ступеней 1-4. После турбины смесь газов поступает в регенератор 17, где отдает часть тепла, а затем поступает в конечный охладитель 21 и цикл повторяется.

В системе установлены аккумуляторы высокого 14 и низкого давления 13. При вводе в установку смеси газов из системы высокого давления увеличивается плотность смеси газов, массовый расход и, следовательно, мощность, а при его выпуске в аккумулятор низкого давления, наоборот плотность смеси газов, массовый расход и, следовательно, мощность уменьшаются.

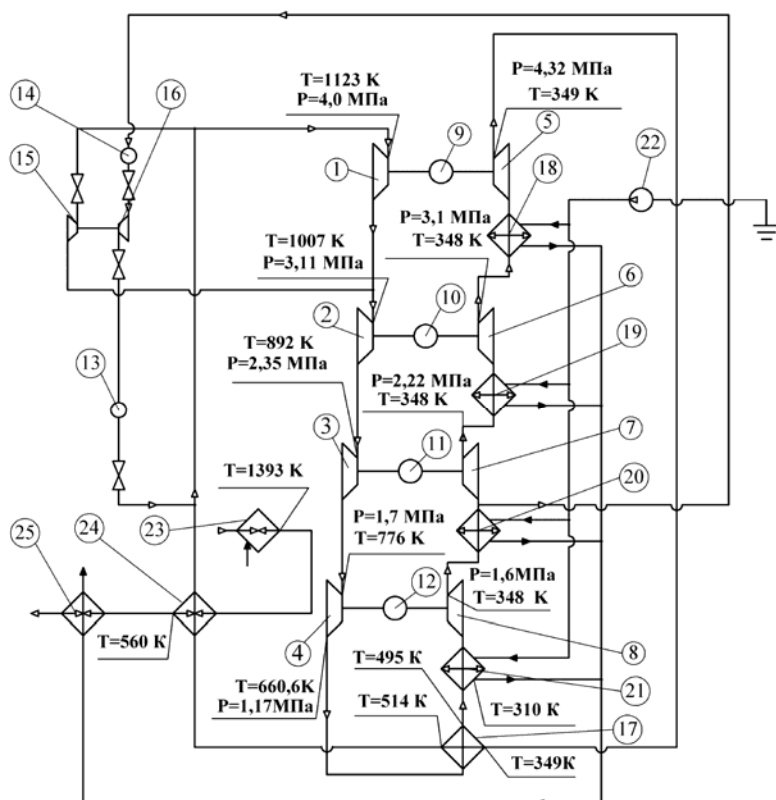


Рис. 2. Тепловая схема ГТУ замкнутого цикла: 1-4 турбины системы «двигатель-генератор»; 5-8-компрессоры системы «двигатель-генератор»; 9-12 -электрогенераторы; 15 -турбина системы регулирования; 16- компрессор системы регулирования; 17 -регенератор; 14- аккумулятор высокого давления; 13- аккумулятор низкого давления; 23 - газовый котел; 21 - концевой охладитель рабочего тела; 22- насос системы теплофикации; 25-котел-утилизатор

При противодавлении газа после турбины 1,17 МПа эффективная мощность установки достигает 1600 кВт, тепловая мощность установки 2800 кВт. Коэффициент использования тепла ГТУЗЦ может достигать 90%.

В качестве подшипников в каждой из четырех систем «двигатель- генератор» используются лепестковые газодинамические подшипники. Проектирование подшипников системы «двигатель-генератор» должно учитывать весь спектр статических и динамических нагрузок на радиальные и осевые подшипники. Так, в частности, должны быть определены область устойчивости ротора и допустимые амплитуды вынужденных колебаний ротора на радиальных подшипниках, рассчитаны осевые усилия от газодинамических сил со стороны турбины и компрессора. Профилирование их проточной части необходимо осуществить не только с точки зрения получения максимального внутреннего КПД турбины и адиабатного КПД компрессора, но и с целью уменьшения результирующего осевого усилия, действующего на осевой подшипник.

Кроме того, так как электрогенератор установлен на одном валу с турбиной и компрессором, то он в свою очередь также является источником вынужденных колебаний. Вынужденные колебания генератора вызываются воздействием высших гармоник электромагнитных сил и моментов от несинусоидальности тока и магнитного поля [3,4]. Этот фактор также следует учитывать при проектировании подшипников. Такой подход позволяет создать не только надежные конструкции подшипников системы «двигатель-генератор», но и уменьшить механические потери в них.

В качестве высокоскоростных генераторов для установки приняты в соответствии с рекомендациями [3,4] синхронные генераторы с возбуждением от современных постоянных магнитов Nd-Fe-B.

Генератор расположен между радиальным и радиальноосевым подшипниками. На валу располагаются полюсы и постоянные магниты, охваченные бандажом из высокопрочной немагнитной стали.

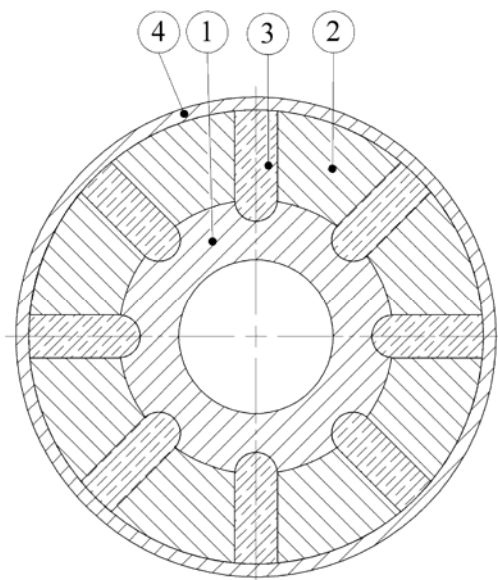


Рис. 3. Конструктивная схема ротора с тангенциальным намагничиванием; 1- немагнитный вал; 2-полюс; 3-магнит; 4- немагнитный бандаж.

Ротор генератора, представленный на рис. 3, служит индуктором. Из-за высокой частоты вращения диаметр ротора ограничен условиями механической прочности. Поэтому ограничен также радиальный размер призматических постоянных магнитов. В этих условиях предпочтительно тангенциальное намагничивание магнитов. Важной особенностью конструкции с тангенциальным намагничиванием является возможность

получения рабочих индукций в зазоре, превышающих индукцию на поверхности магнита. Полюса выполняются из магнитомягкой стали с большой магнитной проницаемостью. Они могут быть монолитными или шихтованными с учётом потерь от высших гармоник полей и переходных процессов.

Статор генератора имеет обычную пазовую конструкцию или беспазовую, если очень мал диаметр ротора. Для сердечника статора используется тонколистовая электротехническая сталь (толщиной 0,05 мм и менее), пригодная для работы в высокочастотных полях. Обмотка статора трёхфазная двухслойная петлевая, выполняемая из высокочастотного провода для уменьшения влияния эффекта вытеснения тока.

Постоянные магниты индуктора не позволяют регулировать поток возбуждения и поддерживать напряжение на нагрузке на заданном уровне. Используются иные способы регулирования и стабилизации напряжения генератора.

Высокоскоростные генераторы вырабатывают электроэнергию высокой частоты (килогерцы), а большинство потребителей рассчитано на переменное напряжение стандартной частоты 50 Гц или на напряжение постоянного тока.

Следовательно, с учётом необходимости стабилизации напряжения и понижения частоты генератор с возбуждением от постоянных магнитов необходимо дополнить управляемым преобразователем частоты и напряжения (на наш взгляд, со звеном постоянного тока). Автоматическое управление параметрами электроэнергии генератора и процессами газотурбинной установки целесообразно возложить на современный полупроводниковый контроллер. Соответствующим управлением можно минимизировать содержание высших гармоник в токе обмотки статора.

Управляемые преобразователи и промышленные контроллеры широко применяются в силовой технике. Некоторые затруднения могут возникнуть при реализации преобразователей при очень больших скоростях вращения и частотах генераторов. Но и в этих случаях можно подобрать для преобразователей подходящие IGBT-транзисторы.

Мощные генераторы рассчитываются на напряжение в несколько киловольт. Для согласования с допустимым напряжением силовых элементов выпрямителя необходим специальный трёхфазный высокочастотный трансформатор. Последний можно изготовить с навитым разъёмным сердечником и обмотками из такой же стали и такого же провода, как у генератора. При высокой частоте трансфор-

мотор имеет небольшие габариты. Между инвертором преобразователя и потребителем электроэнергии при необходимости можно использовать подходящий стандартный трансформатор. Основные характеристики синхронных магнитоэлектрических генераторов приведены в таблице 1. Все четыре генератора включаются параллельно на общие шины.

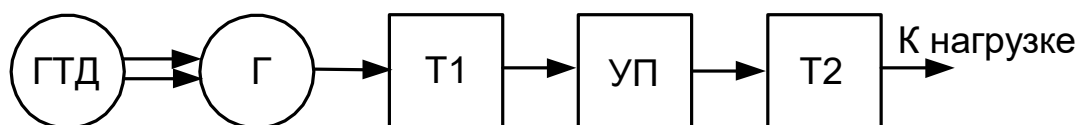


Рис.4. Общая функциональная схема электрической части ГТУЗЦ: ГТД – газотурбинный двигатель; Г – электрический генератор; Т1 - высокочастотный трансформатор; УП – управляемый преобразователь напряжения и частоты; Т2 – трансформатор промышленной частоты

Таблица 1. Основные характеристики синхронных магнитоэлектрических генераторов

Номер системы «двигатель-генератор»	Частота вращения ротора, мин ⁻¹	Мощность системы «двигатель-генератор», кВт	Частота генератора, Гц	Диаметр индуктора генератора, мм	КПД генератора	Длина активной части ротора, мм	Относительная масса индуктора, кг/кВт
1	54600	340	3640	0,112	0,977	228	0,046
2	50600	340	3373	0,120	0,977	229	0,0526
3	46600	340	3107	0,130	0,976	230	0,0618
4	41900	340	2793	0,142	0,975	232	0,0767

Число фаз $m=3$, номинальное фазное напряжение 690 В, соединение фаз – звезда. Линейная токовая нагрузка 40 000 А/м, плотность тока в обмотке 9 А/мм². Номинальный коэффициент мощности $\cos\varphi=0,85$. Число пар полюсов $p=4$. Магниты Nd-Fe-B марки 35 EH, $B_r=1,2$ Тл, $H_c=820\,000$ А/м. Пазовая конструкция сердечника статора.

Литература

1. Михайлов А.И., Борисов В.В., Калинин Э.К. Газотурбинные установки замкнутого цикла. – М.:Изд-во АН СССР, 1962.-147 с.
2. Розенберг Г.Ш. и др. Центростремительные турбины судовых установок/ Г.Ш. Розенберг, Н.М. Ткачев, В.Ф. Костыркин. - Л.: Судостроение, 1973.-216 с.
3. Балагуров В.А., Галтеев Ф.Ф. Электрические генераторы с постоянными магнитами. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 280 с.
4. Бут Д.А. Бесконтактные электрические машины.–М.:Высш.шк.,1990– 416с.

МЕТОДИКА УПРАВЛЕНИЯ РСА ТКР С ЦЕЛЬЮ ПОЛУЧЕНИЯ ТРЕБУЕМОЙ ВСХ АВТОМОБИЛЬНОГО ДИЗЕЛЬНОГО ДВИГАТЕЛЯ УДОВЛЕТВОРЯЮЩЕЙ СОВРЕМЕННЫМ ЭКОЛОГИЧЕСКИМ И ЭКОНОМИЧЕСКИМ ТРЕБОВАНИЯМ

Епифанов Д.В. (ОАО «ЗМЗ»)

Современный автомобильный дизельный двигатель, удовлетворяющий в со-

ставе автомобиля по Правилам R83 экологическим требованиям (Евро3, 4, 5), оснащен гибкой системой подачи воздуха (подача воздуха в цилиндры двигателя согласуется с цикловой подачей топлива необходимой для получения заданного крутящего момента и полного сгорания топлива на всех режимах работы двигателя). Данная система включает турбокомпрессор (ТКР) с регулируемым сопловым аппаратом турбины (РСА). Наддув воздуха турбокомпрессором, который приводится в действие отработавшими газами, находит наиболее широкое применение среди всех известных способов. Этот вариант даже на двигателях малого рабочего объема позволяет получить крутящий момент и мощность достаточной величины при высоком КПД.

Если раньше турбонаддув использовался, прежде всего, для повышения удельной мощности, то теперь он находит все большее применение для повышения величины максимального крутящего момента на низких и средних частотах вращения коленчатого вала.

В настоящее время опубликовано достаточное количество информации по применению ТКР с РСА, но отсутствует информация о методике (законе) управления РСА т.к. она является ноу-хау фирм-производителей.

ОАО «ЗМЗ» разработало свою методику управления ТКР с РСА, успешно опробованную на дизельном двигателе ЗМЗ-5143.10 с ТКР с РСА VNT15 фирмы Honeywell-Garrett и которая будет проиллюстрирована в данной статье.

Данная методика представляет собой последовательность нескольких этапов, последовательное выполнение которых, приводит к получению требуемого закона управления РСА для получения заданных показателей двигателя.

На первом этапе подбирается необходимый параметр «A/R» компрессорной ступени ТКР для получения требуемой величины крутящего момента и номинальной мощности по ВСХ. Параметр «A/R» турбинной ступени для двигателей рабочим объемом до 3 л равен 0,65. Для определения ВСХ двигателя ЗМЗ-5143.10 был выбран ТКР VNT15 с параметрами компрессорной ступени $A/R=0.33$, турбинной ступени $A/R=0.65$.

На втором этапе после того, как выбраны параметры «A/R» ТКР необходимо задать параметры, при достижении хотя бы одного из которых снятие нагрузочной характеристики прекращается. Таковыми являются параметры, определяющие надежность и экологические показатели работы двигателя. А именно:

- максимальное давление сгорания (для ЗМЗ-5143.10 величина P_z не должна превышать 140 Бар);
- температура ОГ перед или после ТКР (для ЗМЗ-5143.10 температура газов после ТКР не должна превышать 650 °С);
- дымность ОГ по Правилам R24 (Евро2) [$K_d = 4,0 \text{ FSN}$, при $n = 4000 \text{ мин}^{-1}$ $K_d = 4,5 \text{ FSN}$, при $n = 2000 \text{ мин}^{-1}$].

На третьем этапе снимается «m» серий нагрузочных характеристик двигателя с замерами дымности ОГ, CO, HC, NO_x и индицированием рабочего процесса. Каждая серия (аналог варианта с нерегулируемым ТКР) снимается со строго фиксированной площадью проходного сечения соплового аппарата задаваемой положением штока привода сопловых лопаток турбины $f_{\min} \leq f_i = \text{const} \leq f_{\max}$, где $i=1, 2, \dots, m$. Для определения теоретической внешней скоростной характеристики двигателя ЗМЗ-5143.10 и закона управления РСА ТКР VNT15 были сняты последовательно пять основных серий (ход штока $h = 0, 3, 6, 9, 12 \text{ мм}$) и две дополнительные серии (ход штока $h = 1.5, 7.5 \text{ мм}$) нагрузочных характеристик двигателя.

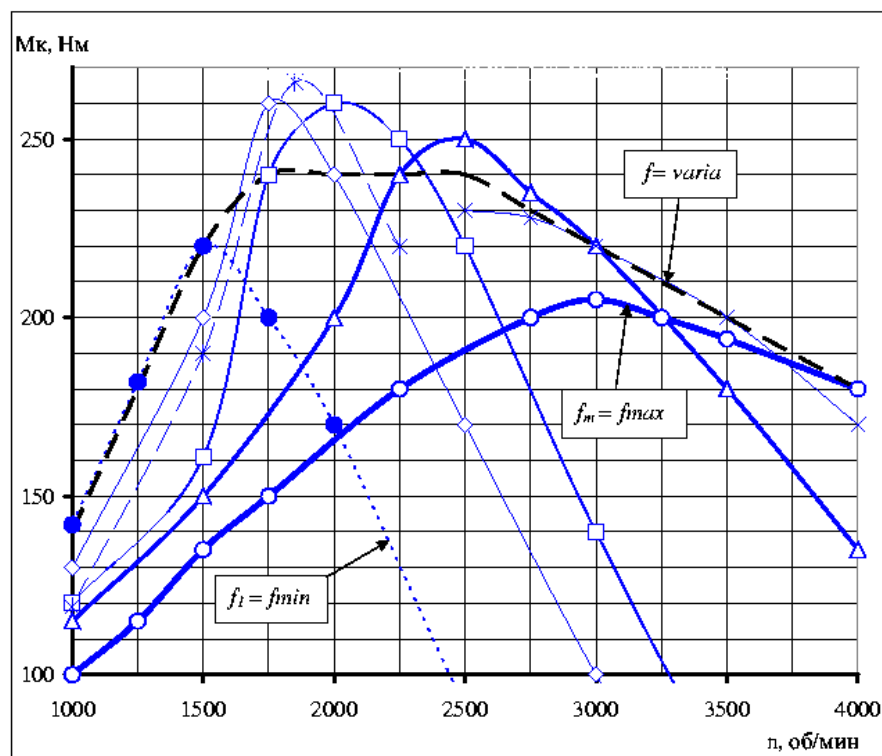


Рис.1. Внешние скоростные характеристики дизельного двигателя ЗМЗ-5143.10 с ТКР VNT15.

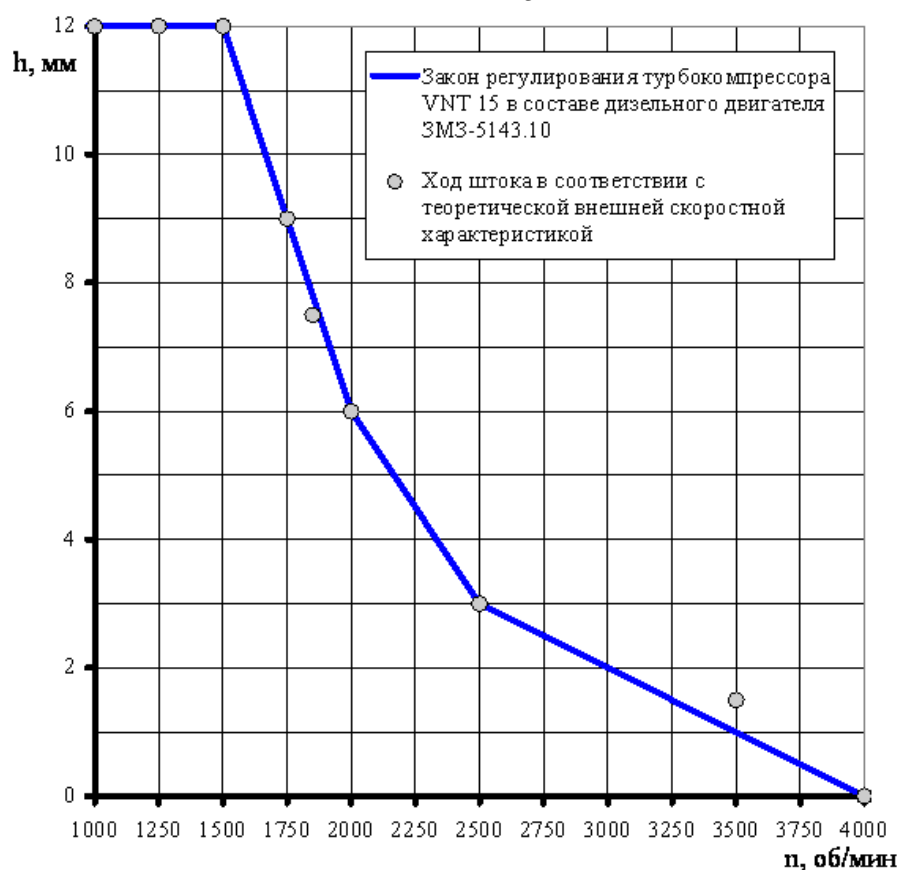


Рис.2. Закон управления штоком привода механизма поворота сопловых лопаток ТКР VNT15 в составе дизельного двигателя ЗМЗ-5143.10.

На четвертом этапе по результатам испытаний стоят «т» скоростных внешних характеристик для каждого варианта с нерегулируемым турбокомпрессором $f_i = const$, определяя значение M_k по соответствующим нагрузочным характеристикам.

И, наконец, на пятом этапе формируется ВСХ дизельного двигателя с регулируемым турбокомпрессором $f = \text{varia}$ (рис.1) и определяется закон регулирования соплового аппарата турбины (см. рис.2). Величина максимального крутящего момента дизельного двигателя ЗМЗ-5143.10 с ТКР VNT15 ограничена 240 Нм по требованию ОАО «УАЗ» с целью обеспечения надежности трансмиссии автомобилей.

Полученный закон управления РСА ТКР закладывается в ЭБУ управления двигателем и может быть реализован с помощью вакуумного сервопривода либо с помощью электромеханического сервопривода REA.

Данную методику можно применять к дизельным двигателям с топливной аппаратурой имеющей как механическое, так и электронное управление.

ИССЛЕДОВАНИЕ НЕРАВНОМЕРНОСТИ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХТАКТНОГО БЕНЗИНОВОГО ДВИГАТЕЛЯ С ПОМОЩЬЮ ТРЁХ-МЕРНОЙ ГАЗОДИНАМИЧЕСКОЙ МОДЕЛИ

Лобов Н.В., Кус Н.Н.

(Пермский государственный технический университет)

Широкое распространение в отечественной и мировой практике получили малогабаритные двухтактные бензиновые, двигатели с кривошипно-камерной продувкой. Они используются в качестве источника энергии на мотоциклах, лодочных моторах, снегоходах и в различном ручном бензиномоторном инструменте. Основными факторами, определяющими их выбор, являются: простота конструкции, невысокий вес изделия на 1 кВт снимаемой мощности. Однако, существенным недостатком двухтактных двигателей подобного типа остается неравномерность протекания рабочего процесса от цикла к циклу, вследствие чего имеются существенные потери топливной смеси при осуществлении процесса газообмена и неизменно высокий уровень эмиссии вредных веществ. В соответствии с международными нормами валовой выброс вредных веществ, например, ручным бензиномоторным инструментом не должен превышать в 2002 году 130-240 г/кВт·ч. К 2008 году эта норма еще больше ужесточается и должна составлять 50-72 г/кВт·ч [1]. Для достижения поставленной цели используются различные пути усовершенствования конструкции двигателя: впрыск топлива [1, 2], комбинированные системы подачи топлива [3, 4], расслоение заряда [2, 3], установка катализаторов и т.д. В настоящей статье представлены результаты разработки математической модели двигателя, позволяющей на этапе проектирования оценить равномерность протекания рабочего процесса двигателя.

В теории двигателей внутреннего сгорания различают неравномерность рабочего процесса, возникающую от цикла к циклу в каждом отдельном цилиндре двигателя и неравномерность циклов по цилиндрам двигателя. Действуя совокупно, неравномерности обеих видов определяют в целом характер работы двигателя. Поскольку двухтактные бензиновые двигатели на сегодняшний день используются в основном малогабаритные с одним или двумя цилиндрами, то основополагающим и определяющим характер работы двигателя в большинстве случаев являться первый вид неравномерности [5, 6].

Проведенные исследования двухтактного бензинового одноцилиндрового двигателя показали, что неравномерность рабочего процесса изменяется в зависимости от угла поворота дроссельной заслонки и от частоты вращения коленчатого вала. Увеличение степени дросселирования двигателя ведет к росту неравномер-

ности рабочего процесса. Определяющим фактором возникновения неустойчивости рабочего процесса в двухтактном двигателе является неустойчивость газодинамических процессов в системе впуска и системе топливоподачи и, как следствие, неоднородность состава смеси поступающей в цилиндр двигателя [7].

В качестве рабочего инструмента при решении данной проблемы планируется использовать пространственную газодинамическую модель двухтактного бензинового двигателя. Подробное описание трехмерной газодинамической модели двигателя, учитывающей в процессе расчета два компонента: продукты сгорания и свежую смесь, приведено в работе [8]. Основной отличительной особенностью данной математической модели двигателя является то, что двигатель рассматривается как единая система, в которой имеются системы впуска и выпуска, цилиндр с функциональными каналами и кривошипная камера. Для описания нестационарных газодинамических процессов во внутренних полостях двигателя был использован отечественный метод – метод крупных частиц. Расчетная схема двигателя представлена на рис. 1.

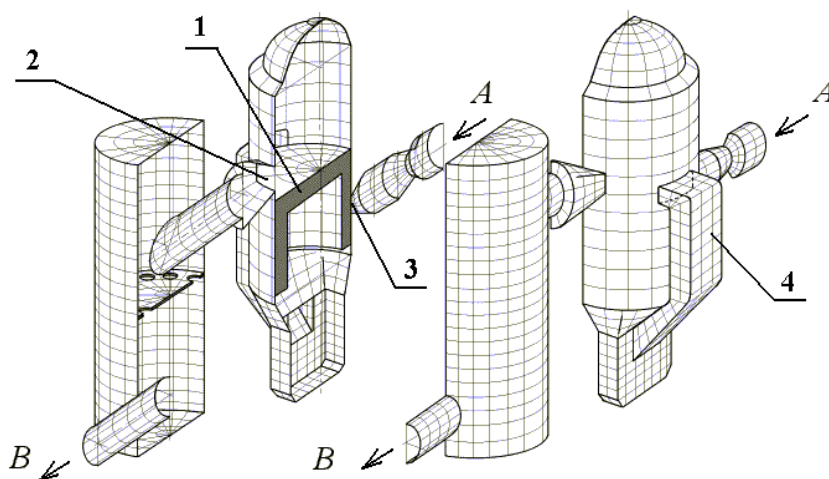


Рис.1. Объемное представление расчетной схемы одноцилиндрового двухтактного бензинового двигателя внутреннего сгорания: 1-поршень, 2-выпускной канал, 3-впускной канал, 4-продувочный канал, А,В направление движения заряда.

При разработке усовершенствованной математической модели двигателя исходили из того, что рабочий газ должен состоять из трёх компонентов – чистого воздуха, паров бензина и продуктов сгорания [9]. Состояние его характеризуется вектором $P = \varphi(\rho, b, bt, p, U, V, W, E)$, где ρ – плотность чистого воздуха, b – количество продуктов сгорания, bt – количество паров бензина, p – давление, U, V, W – соответственно, скорость движения газа вдоль оси X, Y, Z , E – полная удельная энергия. Согласно вышесказанному в исходную систему уравнений был введён новый компонент, который учитывает содержание топлива в каждой расчётной ячейке. С учетом этого, исходная газодинамическая система дифференциальных уравнений выглядит следующим образом: уравнение неразрывности (сохранения массы) (1); уравнения сохранения импульса по осям координат(2); уравнение сохранения полной удельной энергии (3) и уравнение неразрывности (сохранения массы) для продуктов сгорания (4), уравнение неразрывности (сохранения массы) для паров бензина (5). Для замыкания системы было использовано уравнение состояния для идеального газа (6).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho W) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \text{div}(\rho u W) + \frac{\partial p}{\partial x} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \text{div}(\rho v W) + \frac{\partial p}{\partial y} = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \text{div}(\rho w W) + \frac{\partial p}{\partial z} = 0$$

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \text{div}(\rho E W) + \text{div}(p W) = q_{cr} + q_{to} \quad (3)$$

$$\frac{\partial b}{\partial t} + \text{div}(b W) = b_i \quad (4)$$

$$\frac{\partial bt}{\partial t} + \text{div}(bt \cdot W) = bt_i \quad (5)$$

$$p = (\bar{k} - 1) \cdot \rho \cdot \left(E - \frac{W^2}{2} \right) \quad (6)$$

При разработке трёхмерной газодинамической модели двухтактного двигателя решались следующие задачи:

1. Визуализация нового компонента
2. Постановка начальных граничных условий
3. Постановка граничных условий в системе смесеобразования

Пример и визуализация результатов расчёта всех трёх компонентов газа представлены на рис. 2.

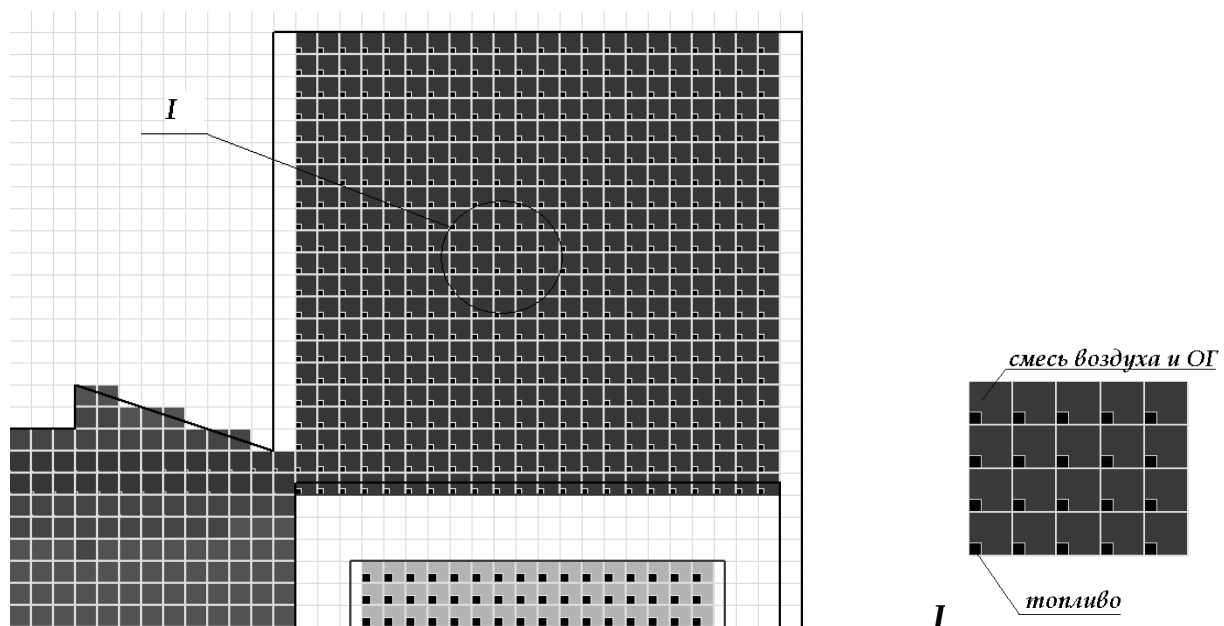


Рис. 2. Трёхмерная модель двухтактного одноцилиндрового двигателя с новым компонентом, характеризующим содержание топлива в каждой ячейке

В данный момент математическая модель двигателя и разработанная на ее основе программа находятся в стадии отладки и тестирования. Следующим этапом ее развития будет применение более совершенной модели горения смеси, позволяющей учитывать неоднородность состава смеси в камере сгорания.

Выводы:

1. Неравномерность рабочего процесса является одним из наиболее значимых факторов определяющих экономические, экологические и эксплуатационные характеристики двухтактных бензиновых двигателей. Появившиеся технические

условия позволяют исследовать данный процесс с более высокой степени достоверности. Именно такая попытка и была предпринята в данной работе.

2. Разработана математическая модель двигателя, позволяющая в трехмерной постановке исследовать неравномерность газодинамического процесса во внутренних полостях двигателя. Отличительной особенностью модели от известных является то, что в ней учитывается движение трех компонентов: чистого воздуха, паров бензина и продуктов сгорания. Разработана компьютерная программа.

3. В данный момент математическая модель двигателя и разработанная на ее основе программа находятся в стадии отладки и тестирования. Следующим этапом развития программы будет применение более совершенной модели горения смеси, позволяющей учитывать неоднородность состава смеси в камере сгорания.

Литература:

1. Entwicklung von emissionsreduzierten Zweitaktmotoren fuer handgefuerte Arbeitsgeraete/ W. Zahn, W. Vonderau, H. Roskamp, K. Geyer und and. // MTZ. – 2002. – №2. – S.106–113.

2. The Potential of Small Loop-Scavenged Spark-Ignition Single-cylinder Two-Stroke Engines/ By Franz J. Laimboeck. – Warrendale, Pa., 1991. – 73 p.

3. Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания / В.М. Кондрашов, Ю.С. Григорьев, В.В. Тупов и др. – М.: Машиностроение, 1990. – 271 с.

4. Blair G.P. Design and Simulation of Two-Stroke Engines. – Commonwealth Drive Warrendale: SAE, 1996. – 591 p.

5. Стечкин Б. С. Индикаторная диаграмма, динамика тепловыделения и рабочий цикл быстроходного поршневого двигателя. «Академия наук СССР», М., 1960.

6. Тупарев Ж.Н. Влияние неравномерности рабочего процесса на эффективные показатели дизеля// Сб. научных трудов ППИ. – Пермь, 1974. – С. 61–65.

7. Лобов Н. В., Кус Н. Н., Исследование межциклового неустойчивости у бензиновых двухтактных двигателей Труды междунар. науч. техн. конф.: "Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения", Южно-Урал. гос. ун-т, Челябинск, 2006.

8. Лобов Н.В. Моделирование рабочего процесса в двухтактном одноцилиндровом двигателе внутреннего сгорания. – Пермь: Изд-во ПермГТУ, 2003. – 81 с.

9. Двухтактные карбюраторные двигатели внутреннего сгорания / В.М. Кондрашов, Ю.С. Григорьев, В.В. Тупов и др. – М.: машиностроение, 1990. – 272 с.: ил.

РАСЧЕТНАЯ ОПТИМИЗАЦИЯ РАЗМЕРОВ ВЫПУСКНОГО ТРАКТА ПУВРД

Черноусов А.А. (Уфимский государственный авиационный технический университет)

Полезная работа пульсирующего воздушно-реактивного двигателя (ПуВРД) определяется произведением скорости полета на силу тяги P , в образовании которой большую роль играет нестационарное истечение продуктов сгорания (ПС), при исходно более высокой их температуре, чем в ВРД.

Для увеличения тяги ПуВРД используют эффект присоединенной массы в эжекторном усилителе тяги (ЭУТ), работающем в нестационарном режиме и превращающим выпускной тракт ПуВРД в эффективное расширительное устройство, в котором располагаемая работа ПС преобразуется в работу силы тяги. Предварительное сжатие свежего заряда (СЗ) способно повысить не только массовое напол-

нение рабочей камеры (РК), но и удельную тягу P/G_T – в том случае, когда выигрыш от увеличения работоспособности ПС в РК превысит затраты эксергии на осуществление наддува. Массовое наполнение РК, плотность, давление и температуру можно дополнительно увеличить, осуществив волновой наддув при соответствующей «настройке» впускного (из нагнетательного ресивера в РК) канала и согласовав фазы газообмена с волновыми процессами во всем газоздушном тракте (ГВТ). Указанные мероприятия приближают характеристики действительного цикла ПуВРД к теоретическому циклу двигателя с подводом теплоты при $V=const$ и продолженным расширением. Грамотная их реализация позволит сохранить высокие массогабаритные показатели ПуВРД и, возможно, превзойти воздушно-реактивные двигатели (со сгоранием при $p=const$) по экономическим показателям.

Цель работы состояла в теоретической оценке предельной величины тяги, создаваемой выпускной системой ПуВРД, при оптимальной волновой настройке всех каналов, начиная с впускного. Моделирование отбора энергии на привод компрессора составляет серьезную самостоятельную задачу и не является целью настоящего исследования. Поэтому найденное расчетом предельное значение удельной тяги оптимально настроенного ГВТ ПуВРД следует рассматривать недостижимое на практике.

Проанализируем влияние режимных и конструктивных факторов на модуль тяги P , создаваемой лишь выпускной системой неподвижного ПуВРД: размерность ПуВРД, задаваемая объемом РК V_{PK} или характерным размером $l_{PK} = V_{PK}^{1/3}$, частота циклов f , параметры воздуха во впускном ресивере p_k и T_k , атмосферное давление p_0 и большой ряд конструктивных параметров ГВТ, определяющих картину течения в нем при прочих равных условиях.

Искомymi показателями ПуВРД, помимо P , может быть поданная в РК в расчете на один цикл масса СЗ (воздуха) m'_u и цикловая масса в РК $m_u < m'_u$, а также удельный расход топлива $g_T = G_T / P$. В обобщенные функциональные связи указанные величины входят в обезразмеренном виде: отвлеченная тяга $\bar{P} = P / (p_k l_{PK}^2)$, коэффициент заполнения РК $\eta'_V = m_u / (\rho_k V_{PK})$ и коэффициент использования продувочного воздуха $\varphi_u = m_u / m'_u$. При фиксированных значениях интегральных характеристик рабочего процесса (H_u , α , l_0 , полнота сгорания x_z) и системы наддува ($\pi_k = p_k / p_0$, η_{ks}) тяга P для класса ПуВРД с геометрически подобными ГВТ описывается функциональной связью

$$P = P(l_{PK}, f, p_k, T_k, T_W, c_p, c_v, \mu, \lambda, D), \quad (1)$$

где c_p и c_v – удельные теплоемкости, μ , λ и D – коэффициенты молекулярного переноса для СЗ (воздуха), а T_W – температура стенки ГВТ в характерной точке (при подобии распределения температуры ГВТ). «Обезразмеривание» зависимости (1) дает следующее выражение:

$$\bar{P} = \frac{P}{p_k l_{PK}^2} = \frac{P}{p_k l_{PK}^2} \left(\frac{f l_{PK}}{\sqrt{c_p T_k}}, \frac{p_k f l_{PK}^2}{c_p T_k \mu}, \frac{T_W}{T_0}, \frac{c_p}{c_v}, \frac{\mu c_p}{\lambda}, \frac{\mu c_p T_k}{p_k D} \right), \quad (2)$$

где $k = c_p / c_v$ – отношение теплоемкостей, $Pr = \mu c_p / \lambda$ – число Прандтля и $\mu c_p T_k / (p_k D)$ – аналог числа Шмидта – параметры физических свойств СЗ, $T_W / T_0 = \theta$ – температурный фактор, обобщенно учитывающий влияние температуры стенок на теплоотдачу. Зафиксировав в качестве СЗ воздух ($k = idem$, $R = c_p - c_v = idem$

и т. д.), можно заменить в (2) $\sqrt{c_p T_K}$ на $c_K = \sqrt{kRT_K}$, а $c_p T_K$ – на c_K^2 , а также вывести три последних параметра (2) из числа определяющих переменных и записать

$$\bar{P} = \bar{P}(M', Re', \theta),$$

где $M' = fl_{PK} / c_K$ и $Re' = p_K fl_{PK}^2 / (\mu c_K^2)$ – аналоги чисел Маха и Ренольдса. Предполагая приближенно далее течение в ГВТ *автомодельным* как по Re' , так и по θ , можно привести критериальное уравнение к виду

$$\bar{P} = \bar{P}(M'), \quad (3)$$

упрощение которого далее уже невозможно, т.к. это противоречит физической картине волнового течения в «настроенном» ГВТ, для подобия которой в первую очередь важно соотношение частоты циклов и характерной собственной частоты колебаний газовой смеси в каналах ГВТ.



Рис.1. Параметризованная схема ГВТ ПуВРД с ЭУТ

Задача отыскания оптимального сочетания конструктивных размеров элементов ГВТ при сделанных допущениях сводится к поиску экстремума зависимости (3), в которую добавлены параметры размеров ГВТ принятой схемы. Так, имея в виду ГВТ, показанный на рис. 1, кроме уже учитываемых в (3) параметров f , l_{PK} , p_K и T_K , следует добавить в данное критериальное уравнение нижеследующие безразмерные переменные (симплексы и угловые величины).

Относительной длиной $\bar{L}_{en} = L_{en} / l_{PK}$ и диаметром $\bar{d}_{en} = d_{en} / l_{PK}$ задаются размеры впускного канала, размеры выпускного канала (до ЭУТ) – относительными длинами канала $\bar{L}_{byn} = L_{byn} / l_{PK}$, его цилиндрического участка $\bar{L}'_{byn} = L'_{byn} / l_{PK}$ и его диаметром $\bar{d}_{byn} = d_{byn} / l_{PK}$ на этом участке, а также углом раствора конуса α_{byn} . Подобные же параметры нужны для задания геометрии ЭУТ – $\bar{L}_{эж}$, $\bar{L}'_{эж}$, $\bar{d}_{эж}$, $\alpha_{эж}$, $\bar{L}_{ex}$, $\bar{L}'_{ex}$ и α_{ex} , см. рис. 1. Законы открытия газораспределительных органов (принятые здесь трапециевидными, с уклонами шириной в 20° поворота условного кривошипа) характеризуются лишь угловой продолжительностью их открытия $\Delta\varphi_{en}$ и $\Delta\varphi_{byn}$.

С учетом сказанного функциональная связь, в рамках приближенного подобия задающая зависимость тяги $\bar{P}$ от набора определяющих параметров – режимного (приведенной частоты циклов $M' = fl_{PK} / c_K$) и пятнадцати конструктивных, принимает вид

$$\bar{P} = \bar{P}(M', \bar{L}_{en}, \bar{d}_{en}, \bar{L}_{byn}, \bar{L}'_{byn}, \bar{d}_{byn}, \alpha_{byn}, \bar{L}_{эж}, \bar{L}'_{эж}, \bar{d}_{эж}, \alpha_{эж}, \bar{L}_{ex}, \bar{L}'_{ex}, \alpha_{ex}, \Delta\varphi_{en}, \Delta\varphi_{byn}) \quad (4)$$

Задача поиска экстремума зависимости (4) решалась при конкретных значениях некоторых базовых параметров ГВТ. Так, параметры во впускном ресивере бы-

ли равны $p_K = 320$ кПа и $T_K = 440,8$ К, что соответствует сжатию в компрессоре с $\pi_K = 3,2$ и $\eta_{Ks} = 0,84$ от атмосферных параметров $p_0 = 100$ кПа и $T_0 = 300$ К, а объем рабочей камеры для определенности принимался в расчетах равным $V_{PK} = 0,001$ м³, так что ее характерный размер составил $l_{PK} = 0,1$ м. Были заданы элементарный состав и свойства топлива – приняты для бензина среднего состава с $C = 0,855$, $H = 0,145$ – стехиометрическое соотношение $l_0 = 14,78$, низшая теплотворная способность $H_u = 43,9$ МДж/кг, применена модель внутреннего смесеобразования при коэффициенте избытка воздуха в камере $\alpha = 1,2$ и полноте сгорания $x_z = 0,98$.

Задача оптимизации ГВТ решалась как задача с ограничениями, в основном конструктивного характера. Так, накладывалось ограничение сверху на диаметры вып. и вп. каналов (и соответствующие им наибольшие номинальные сечения) газообменных органов: $\bar{d}_{byn\ max} = \bar{d}_{en\ max} = 0,9$. Трапецевидные законы открытия органов газообмена «вписывались» в период газообмена именно так, как изображено на рис. 1. Присутствие обобщенной частоты циклов $M' = f l_{PK} / c_K$ в списке оптимизируемых параметров обеспечило, с одной стороны, дополнительную степень свободы, с другой – потребовало связать длительность периода газообмена $(360^\circ - \Delta\varphi_{yz})$ с частотой циклов f для учета изменения угловой продолжительности сгорания $\Delta\varphi_{yz}$:

$$f = \frac{u_{T0} \Delta\varphi_{yz}}{360 l'_{PK}},$$

где принято: $u_{T0} = 30$ м/с – условная скорость фронта турбулентного пламени и $l'_{PK} = 0,108$ м (как для цилиндра с высотой, равной диаметру).

Углы раствора двух конусов, играющих в основном роль диффузоров, также были ограничены: $\alpha_{byn\ max} = \alpha_{en\ max} = 16^\circ$.

Процессы в ГВТ ПуВРД численно моделировались расчетной программой («солвером») системы имитационного моделирования (СИМ) «Альбея» [1], находящимся в стадии интенсивной разработки. Для численного расчета ГВТ представляется набором типовых элементов, таких как гладкие участки каналов и емкости, а также связи между ними, трактуемые как местные сопротивления (МС).

Модели, заложенные в расчетные модули, в основном основываются на подходах, описанных в [2]; решаемые модулями СИМ уравнения базируются на законах сохранения (ЗС) одномерной нестационарной динамики газовой смеси в трубопроводе (участки каналов) и на ЗС, описывающих термодинамические явления в емкостях. Кроме ЗС и их следствий, в модели входят зависимости эмпирического вида, служащие для учета действительных характеристик элементов ГВТ, таких, как зависимости для потерь полного давления на МС и характеристика продувки РК. Зависимости для потерь на МС, использованные для решения данной задачи, получены расчетами по методике [3] для условной упрощенной геометрии этих органов. Для моделирования потерь СЗ при продувке РК применялась двухзонная модель, замкнутая продувочной характеристикой, рассчитанная по методике [4]. Она соответствует картине течения, близкой к послойному вытеснению.

Многopараметрическая оптимизация ГВТ по критерию $\bar{P}$ проводилась с помощью генетического алгоритма поиска экстремума целевой функции (ЦФ). Генетические алгоритмы (ГА) обеспечивают ускоренный перебор точек пространства параметров ЦФ при постепенном тяготении к областям локальных, а затем и глобального минимума ЦФ, при дискретном (но сколь угодно подробном) пред-

ставлении уровней варьирования параметров. Поиск основан на улучшении «популяции» – набора реализаций оптимизируемого объекта. Свойства каждой реализации кодируются линейной структурой (в принципе, представленной нулями и единицами), образующей его «генотип» и используются при расчетной оценке «качества» экземпляра по величине ЦФ. Над структурой генотипа выполняются операции, имитирующие эволюцию (точнее, искусственно ускоряемую селекцию) – отбор и выбраковка, скрещивание (простое или родственное), мутации и др., что дает повышение «качества» экземпляров в поколениях. ГА удобны для нахождения оптимального сочетания параметров ГВТ. Для этого в программу встраивается пользовательская процедура оценки величины ЦФ, для расчета процессов в ГВТ вызывающая солвер СИМ. В данной работе была использована программа **genesis** [5], реализующая ГА.

Каждый из 16 определяющих параметров (4) варьировался на 16 уровнях; этого достаточно, чтобы примерно определить положение точки экстремума в условиях принятых диапазонов. Смоделирована эволюция «популяции» из 25 экземпляров в течение 400 поколений, т. е. сделано 10000 оценок целевой функции. Расчеты вариантов ГВТ проводились с шагом в 1° ПКВ до 80-го цикла, что заняло 18 часов времени ЦПУ AMD Sempron 3200+ с тактовой частотой 1,94 ГГц; при полном переборе потребовалось бы выполнить 16^{16} или около $1,84 \cdot 10^{19}$ расчетов.

В результате автоматического подбора параметров найдена точка, в которой на безразмерной частоте циклов $M' = 0,0229$ расчетная безразмерная тяга, создаваемая выпускной системой, достигла максимума $\bar{P} = 0,318$, удельный расход топлива составил $g_T = G_T / P = 0,086$ кг/(Н·ч), а интегральные параметры газообмена – $\eta'_V = 1,78$ (!) и $\varphi_u = 0,732$.

Оценена тяга входного устройства (ВУ компрессора): при числе Маха в ВУ $M_n = 0,7$ она составляет 73% тяги выпускной системы, и с учетом этого полученная расчетом *предельная тяга* класса ПуВРД рассмотренной схемы (при принятых ограничениях) выражается величиной $\bar{P} = 0,550$, а предельный удельный расход топлива – $g_T = G_T / P = 0,050$ кг/(Н·ч).

Конструктивные параметры ГВТ в оптимальной по $\bar{P}$ точке оказались следующими:

$$\bar{L}_{gn} = 4,44; \quad \bar{d}_{gn} = 0,88; \quad \bar{L}_{byn} = 10,6; \quad \bar{L}'_{byn} = 2,12; \quad \bar{d}_{byn} = 0,78; \quad \alpha_{byn} = 8,3^\circ; \quad \bar{L}_{эж} = 9,53; \\ \bar{L}'_{эж} = 2,95; \quad \bar{d}_{эж} = 3,62; \quad \alpha_{эж} = 16^\circ; \quad \bar{L}_{gx} = 3,90; \quad \bar{L}'_{gx} = 2,53; \quad \alpha_{gx} = 34^\circ; \quad \Delta\varphi_{gn} = 156^\circ; \quad \Delta\varphi_{byn} = 135^\circ.$$

Данным значениям примерно соответствуют пропорции схемы ГВТ на рис. 1.

Недостатком проведенного расчетного исследования является неучет отбора располагаемой работы на привод компрессора, который приведет на практике лишь к уменьшению как расхода воздуха через двигатель, так и тяги. Можно лишь предполагать, что наддув возможно организовать без снижения на много десятков процентов от уровня полученных *предельных* показателей ПуВРД.

Обработка результатов в обобщенных переменных позволяет применить полученные данные для ГВТ ПуВРД различной размерности. Все же опыт и здравый смысл подсказывают, что получаемые таким образом рекомендации могут использоваться лишь в качестве отправных точек при проведении проекторочных и доводочных работ.

Литература:

1. Горбачев В.Г., Загайко С.А., Рудая Н.В. и др. Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста. // Учебное пособие. – Уфа: УГАТУ, 1995. – 112 с.

2. Рудой Б.П. Прикладная нестационарная гидрогазодинамика. // Учебное пособие. – Уфа: УАИ, 1988. – 184 с.
3. Черноусов А.А. Определение гидравлических характеристик местных сопротивлений в газоздушных трактах ДВС вычислительным экспериментом. // Дисс. ... канд. техн. наук. Уфа: УГАТУ, 1998. – 164 с.
4. Рудой Б.П., Черноусов А.А. Определение продувочных характеристик рабочих камер двигателей внутреннего сгорания вычислительным экспериментом. // Тр. Межд. н.-техн. конф., 23-25 апреля 2003 г., Челябинск: Изд.-во ЮУрГУ, 2003. – с. 133-140.
5. <ftp://ftp.aic.nrl.navy.mil/pub/galist/src/genesis.tar.Z>.

РАСЧЕТ РАЗВЕТВЛЕНИЯ ТРУБОПРОВОДОВ

Гришин Ю.А. (МГТУ им.Н.Э. Баумана)

При моделировании газообмена многоцилиндровых двигателей с разветвляющимися впускными и выпускными трубопроводами (коллекторами) необходимо применять те или иные методики расчета взаимодействия нестационарного потока с разветвлениями. Созданием таких методик занимались многие отечественные [1-5] и зарубежные исследователи [6,7]. Для расчетов предлагалось использовать допущение о равенстве статических давлений в ответвлениях после взаимодействия, квазистационарные зависимости, и, наконец, наиболее точный подход на базе распада произвольного разрыва (РПР) с образованием ударных фронтов, сложным анализом получающихся волновых конфигураций и с учетом различного состава взаимодействующих газов. К сожалению, все методики являются исключительно громоздкими, например, для тройников необходимо с помощью итераций решать систему 6 сложных уравнений с 6 неизвестными и логическим анализом. Фактически это исключает возможность маршевого многовариантного расчета нестационарного газообмена ДВС с целью оптимизации его параметров.

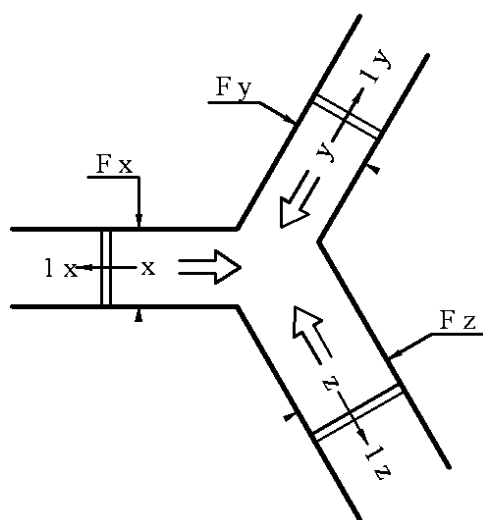


Рис.1. К расчету тройникового узла

направление течений. Пусть положительным будет направление к центру тройника. Тогда известные значения M , очевидно, задаются с соответствующими знаками.

При реальных для коллекторов ДВС градиентах температур числа M на контактных поверхностях после РПР различаются весьма незначительно, поэтому при

Применение нестационарных газодинамических функций (НГДФ) и определенные рациональные допущения позволяют резко упростить данную задачу. Пусть имеется тройник с известными проходными сечениями сходящихся ветвей F_x , F_y , F_z (рис.1). По результатам расчета на предыдущем шаге, например, методом распада разрыва (схема Годунова С.К.), известны газодинамические параметры, в частности, давления p_{1x} , p_{1y} , p_{1z} и числа Маха M_{1x} , M_{1y} , M_{1z} ($M = \sqrt{kRT}$) в зонах до прохода элементарных волн. Волны на рис.1 обозначены двойными линиями. Для расчета необходимо выбрать условно-положительное

рассмотрении волновых конфигураций эти поверхности можно не учитывать. Соответствующие соотношения для перепадов давления через газодинамические функции в самом общем виде могут быть записаны следующим образом:

$$\frac{p_{1x}}{p_{1y}} = \frac{p_{1x}}{p_x} \frac{p_x}{p_y} \frac{p_y}{p_{1y}} = \frac{\pi''(M_{1x})}{\pi''(M_x)} \frac{\sigma_x \pi(M_x)}{\sigma_y \pi(M_y)} \frac{\pi''(M_y)}{\pi''(M_{1y})}; \quad (1)$$

$$\frac{p_{1y}}{p_{1z}} = \frac{p_{1y}}{p_y} \frac{p_y}{p_z} \frac{p_z}{p_{1z}} = \frac{\pi''(M_{1y})}{\pi''(M_y)} \frac{\sigma_y \pi(M_y)}{\sigma_z \pi(M_z)} \frac{\pi''(M_z)}{\pi''(M_{1z})}; \quad (2)$$

$$\frac{p_{1z}}{p_{1x}} = \frac{p_{1z}}{p_z} \frac{p_z}{p_x} \frac{p_x}{p_{1x}} = \frac{\pi''(M_{1z})}{\pi''(M_z)} \frac{\sigma_z \pi(M_z)}{\sigma_x \pi(M_x)} \frac{\pi''(M_x)}{\pi''(M_{1x})}. \quad (3)$$

Здесь $\pi''(M) = 1/[1 + (k-1)M^2/2]^{2k/(k-1)}$ - НГДФ [9] для перепада давлений на фронтах элементарных волн после РПР, $\pi(M) = 1/[1 + (k-1)M^2/2]^{k/(k-1)}$ - «стационарная» ГДФ [10] для перепада давлений в зоне квазистационарного течения между волнами, σ - коэффициенты потерь полного давления при входе в соответствующие ветви тройника. Очевидно, что одно из этих соотношений может считаться лишним, т.к. получается из двух других.

С помощью ГДФ $q(M)$ можно в общем виде записать уравнение сохранения расходов по ветвям:

$$F_x \sigma_x q(M_x) + F_y \sigma_y q(M_y) + F_z \sigma_z q(M_z) = 0. \quad (4)$$

Обозначив $f_y = F_y/F_x$, $f_z = F_z/F_x$, для реальных в коллекторах ДВС значений чисел $M < 0,4$ вместо этого уравнения можно использовать

$$M_x = -M_y f_y \sigma_y / \sigma_x - M_z f_z \sigma_z / \sigma_x. \quad (5)$$

Раскрывая запись функций $\pi''(M)$ и $\pi(M)$ и, используя обозначения

$$Y = \left(\frac{p_{1y} \sigma_z}{p_{1z} \sigma_y} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \frac{1 + (k-1)M_{1y}/2}{1 + (k-1)M_{1z}/2} \sqrt{\frac{1 + (k-1)M_y^2/2}{1 + (k-1)M_z^2/2}}; \quad (6)$$

$$Z = \left(\frac{p_{1x} \sigma_z}{p_{1z} \sigma_x} \right)^{\frac{k-1}{2k}} \frac{1 + (k-1)M_{1x}/2}{1 + (k-1)M_{1z}/2} \sqrt{\frac{1 + (k-1)M_x^2/2}{1 + (k-1)M_z^2/2}}, \quad (7)$$

из первых трех уравнений получим:

$$Y = \frac{1 + (k-1)M_y/2}{1 + (k-1)M_z/2}; \quad (8)$$

$$Z = \frac{1 + (k-1)M_x/2}{1 + (k-1)M_z/2}. \quad (9)$$

Используя (5), с помощью уравнений (8) и (9) легко получить общий вид формул РПР для определения двух других чисел M :

$$M_y = \frac{2}{k-1} (Y-1) + Y M_z; \quad (10)$$

$$M_z = \frac{2}{k-1} \frac{1 - Z - (Y-1) f_y \sigma_y / \sigma_x}{Z + f_z \sigma_z / \sigma_x + Y f_y \sigma_y / \sigma_x}. \quad (11)$$

При расчете в первую очередь необходимо определить направления перетоков по ветвям после РПР, т.е. в зонах x , y и z . До определения этих направлений невозможно задать и потери, которыми будут сопровождаться перетоки. Анализ показал, что для определения направлений на первом этапе потери можно не учитывать, т.е. все $\sigma = 1$. Кроме того, значения радикалов в (6) и (7), мало отличающиеся от 1, при анализе направлений можно принять равными единице.

С учетом указанных допущений формулы (6), (7), далее, (11), (10) и (15) позволяют легко вычислять искомые неизвестные числа M со своими знаками, определяющими направления течений в ветвях за фронтами волн. Например, если получилось $M_x > 0$, $M_y > 0$ и $M_z < 0$, значит из ветвей x и y на расчетном шаге численного расчета Δt будет происходить втекание в z .

Теперь следует выполнить второй этап расчета. Потери полного давления σ задаются формулой $\sigma = 1 - k\zeta\lambda^2 / (k + 1)$ из [9], где λ – приведенная скорость, ζ – коэффициент гидравлических потерь, зависящий от углов пристыковки ветвей и соотношения расходов между ветвями. Его значения задаются либо с помощью предварительных экспериментальных продувок, либо по известным из литературы зависимостям, например из справочника [10]. Используя связь между M и λ [9], например, при определении потерь полного давления в зоне z в результате втекания туда потоков из x и y , запишем $\sigma_z = 1 - k\zeta_z M_z^2 \tau(M_z) / 2$ или

$$\sigma_z \approx 1 - k\zeta_z M_z^2 / 2. \quad (12)$$

Так как потоки из ветвей x и y вытекают, и отрывных зон там нет, в формулах (5), (6), (7) и (11) задаем $\sigma_x = \sigma_y = 1$. Кроме того, для уточнения расчета в (6) и (7) можно учесть несколько отличающиеся от единицы значения радикалов, используя для их определения соответствующие числа M , полученные на этапе определения направлений потоков.

Если первый этап расчета РПР показал, что потоки направляются из одной ветви в две другие, на втором этапе необходимо определять два значения σ для каждой из «принимающих» ветвей. Затем они подставляются в (5), (6), (7) и (11).

В качестве рекомендации для маршевого расчета отметим следующее. Если число M_x , M_y или M_z по результатам первого этапа по модулю оказалось меньше некоторого малого наперед заданного ε , его следует принять равным 0, чтобы на втором этапе не получить изменение направления соответствующего потока.

Отметим также, что полученные на первом этапе M_x , M_y и M_z можно считать окончательными, если места стыка ветвей внутри выполнены скругленными, и потерь при перетоках не будет. Такие коллектора, например, имеют место в тракторных дизелях Д-37Е, Д-144.

Можно отметить рекомендацию для ускорения расчетов, которая заключается в том, что вычислений с потерями вполне можно использовать значения σ предыдущего расчетного шага, принимая «старые» направления перетоков. Тогда расчет РПР можно делать в один этап.

После определения M_x , M_y и M_z по схеме С.К.Годунова с помощью НГДФ определяются параметры перетоков:

$$\begin{aligned} v_x &= M_x a_{1x} \alpha''(M_x) / \alpha''(M_{1x}); & v_y &= M_y a_{1y} \alpha''(M_y) / \alpha''(M_{1y}); \\ p_x &= p_{1x} \pi''(M_x) / \pi''(M_{1x}); & p_y &= p_{1y} \pi''(M_y) / \pi''(M_{1y}); \\ \rho_x &= p_{1x} \varepsilon''(M_x) / RT_{1x} \varepsilon''(M_{1x}); & \rho_y &= p_{1y} \varepsilon''(M_y) / RT_{1y} \varepsilon''(M_{1y}), \end{aligned}$$

а также значения массы, импульса и энергии

$$\begin{aligned} m_x &= F_x v_x \rho_x \Delta t; & m_y &= F_y v_y \rho_y \Delta t; \\ I_x &= (F_x p_x + m_x v_x) \Delta t; & I_y &= (F_y p_y + m_y v_y) \Delta t; \\ E_x &= m_x \left[\frac{p_x}{(k-1)\rho_x} + \frac{v_x^2}{2} \right] \Delta t; & E_y &= m_y \left[\frac{p_y}{(k-1)\rho_y} + \frac{v_y^2}{2} \right] \Delta t, \end{aligned}$$

Для выполнения балансового этапа расчетной схемы Годунова массы, импульсы и энергии в последних ячейках ветвей x и y при $M_x > 0$, $M_y > 0$ и $M_z < 0$,

необходимо уменьшить на соответствующие значения, а в последней ячейке ветви z, куда втекают потоки, увеличить на сумму этих величин.

Анализ результатов показал, что данная методика позволяет определять параметры РПР в тройниках с приемлемой ошибкой – менее 3%. Для расчета газообмена и оптимизации рабочего процесса ДВС это вполне достаточно.

Литература:

1. Красовский О.Г. Численное решение уравнений нестационарного течения для выпускных систем двигателей. – Тр. ЦНИДИ, 1968.- Вып. 57.- С.3-20.
2. Ивин В.И., Рындин В.В. Нестационарный поток в разветвлениях выпускных трубопроводов ДВС // Изв. вузов. Машиностроение, 1976.- N 9.- С.100-105.
3. Камкин С.В., Матвеев С.К., Кочерыженков Г.В. Численное моделирование течений в разветвленных выпускных системах судовых дизелей // Двигателестроение. - 1979.-N 6.- С.3-5.
4. Гришин Ю.А., Гусев А.В., Круглов М.Г. Методы расчета разветвленных систем газообмена ДВС // Двигателестроение. - 1981.-N 1.- С.10-12.
5. Рудой Б.П. Прикладная нестационарная газовая динамика.- Уфа: Изд-во УАИ, 1988.-184 с.
6. Benson R., Woollatt D., Woods W.A. Unsteady flow in simple branched systems //Proc. Inst. Mech. Eng.,- 1963 1964.- V.178.- P. 104 - 112.
7. Seifert H. Die Berechnung instationärer Strömungsvorgänge in den Rohrleitungssystemen von Mehrzylindermotoren //MTZ. - 1972.- Bd.33, № 11.-S.421 - 428.
8. Гришин Ю.А., Круглов М.Г., Рудой Б.П. Газодинамические функции для расчета нестационарных течений газа // Изв. вузов. Машиностроение, 1977.- N 3.- С. 52-58.
9. Абрамович Г.Н. Прикладная газовая динамика, В 2 ч. Ч. 1.- М.: Наука, 1991.- 600 с.
10. Кутателадзе С.С. Теплопередача и гидродинамическое сопротивление.- М.: Энергоатомиздат, 1990.-367 с.

ПРИМЕНЕНИЕ К-ε МОДЕЛИ ТУРБУЛЕНТНОСТИ ДЛЯ ИЗУЧЕНИЯ ГОРЕНИЯ В ДВС

Тишин С.А., Потапов С.А. (Тульский государственный университет)

При моделировании турбулентного горения в ДВС возникает необходимость в расчете полей коэффициентов турбулентного переноса. Широко используемой моделью турбулентности является k - ε модель, имеющая только две эмпирически определяемые константы [1]. Модель позволяет определить значения коэффициента турбулентного обмена ν_T с помощью двух транспортных уравнений - для кинетической энергии турбулентности k и скорости диссипации этой энергии ε :

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{k})}{\partial \tau} + \text{div}(\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{k}) - \text{div}(\bar{\rho} \nu_T \text{grad} \tilde{k}) = G_k - \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}; \quad (1)$$

$$\frac{\partial(\bar{\rho} \tilde{\varepsilon})}{\partial \tau} + \text{div}(\bar{\rho} \tilde{u} \tilde{\varepsilon}) - \text{div}(\bar{\rho} \nu_T \text{grad} \tilde{\varepsilon}) = (C_1 G_k - C_2 \bar{\rho} \tilde{\varepsilon}) \frac{\tilde{\varepsilon}}{\tilde{k}}; \quad (2)$$

$$\nu_T = C_\nu \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}}, \quad (3)$$

где: u – скорость; ρ - плотность; τ - время; G_k – источник турбулентности – сложная функция тензора напряжений; знак сверху "-" означает осреднение; знак

"~" – осреднение с учетом плотности по Фавру [1, 2]; $C_v=0,09$ - физическая константа; $C_1 = 1,45$ [3, 4] и $C_2 = 1,92$ [3, 5] - эмпирические константы. Отметим, что значение $C_2 = 0,161$, предлагаемое в [4, 6], не применимо для условий ДВС, поскольку может приводить к отрицательным значениям энергии турбулентности k , не имеющим физического смысла.

Программы двумерных задач химического тепломассообмена отличаются относительной простотой, их применение требует небольших затрат машинного времени. Поэтому пробное тестирование таких программ позволяет сравнительно быстро оценить роль различных физических эффектов и проверить основные допущения задачи. Тестирование проводится на примере перспективного двигателя с непосредственным впрыском топлива Mitsubishi Galant GDI. Камера сгорания этого двигателя, образованная сферической выемкой в поршне, форсунка и оба клапана расположены в диаметральной плоскости цилиндра, поэтому двумерная постановка задачи турбулентности имеет достаточные основания.

В работе [7] для однородных полей плотности продуктов сгорания в камере сгорания ДВС из уравнений (1- 3) получены следующие уравнения:

$$\begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial \tau} + \frac{\partial(uk)}{\partial x} + \frac{\partial(wk)}{\partial y} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu_T \frac{\partial k}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu_T \frac{\partial k}{\partial y} \right) - k(V_s + \rho_s) + 2\nu_T \left(V_s + \frac{1}{3} \rho_s \right) V_s - \varepsilon; \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial \varepsilon}{\partial \tau} + \frac{\partial(u\varepsilon)}{\partial x} + \frac{\partial(w\varepsilon)}{\partial y} = \\ = \frac{\partial}{\partial x} \left(\nu_T \frac{\partial \varepsilon}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\nu_T \frac{\partial \varepsilon}{\partial y} \right) + \varepsilon \left\{ C_1 V_s \left[\frac{2\nu_T}{k} \left(V_s + \frac{1}{3} \rho_s \right) - 1 \right] - C_2 k \frac{C_v}{\nu} - \rho_s \right\}, \end{aligned} \quad (5)$$

где: $\nu_T = C_v \frac{k^2}{\varepsilon}$; $\rho_s = \frac{\rho'}{\rho}$; $V_s = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} - \rho_s$; $C_v=0,09$; $C_1=1,45$; $C_2=1,92$; u ,

w – проекции скорости движения смеси; для кратности коэффициента турбулентного обмена имеем $N_T = \nu_T / \nu_{см}$.

Граничные условия: на поверхности стенки: $k = 0$, $d\varepsilon/dn=0$ или $\varepsilon = 0$; на выходе фронта горения для местного значения α : $k = k_F$, $\varepsilon = \varepsilon_F$. Начальные условия - в небольшой зоне вокруг точки зажигания задаются: $k = k_F$, $\varepsilon = \varepsilon_F$.

Параметры двигателя: диаметр цилиндра 0,08 м, рабочий объем $0,373 \cdot 10^{-3}$ м³, степень сжатия 12, опережение зажигания 18 °пкв (при 3000 об/мин). Примем, что задачу турбулентности в ДВС для однородного поля плотности продуктов сгорания можно решать отдельно от задачи химического тепломассообмена, используя только поле скорости для не реагирующей смеси, полученное с помощью программы GAS-2 проф. Дунаева В.А.[4]. Численное интегрирование уравнений (4),(5) проводилось методом расщепления шага по времени, внутри расщепления использовался метод прогонки.

При решении задачи турбулентности в диаметральной плоскости цилиндра получены поля кинетической энергии турбулентности k (КЭТ) и скорости диссипа-

ции энергии турбулентности ε (ДЭТ). Значения k и ε в каждой точке камеры сгорания позволяют определить поле коэффициента турбулентного обмена (КТО) $\nu_T = 0,09 k^2/\varepsilon$ и поле кратности увеличения КТО по сравнению с ламинарной вязкостью смеси $N_T = \nu_T/\nu_{см}$, где $\nu_{см} = 13,5 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$ для условий ДВС. После этого поля N_T можно использовать при решении задачи химического тепломассообмена для определения полей коэффициентов турбулентного переноса.

На фронте горения, в связи с отсутствием литературных данных по граничным условиям для k и ε , были заданы их ожидаемые значения в зависимости от скорости оттока от фронта V_{OT} : $k_F = 0,64 V_{OT}^2/2$, что соответствует пульсационной скорости

$$w' = 0,8 V_{OT} \quad \text{и} \quad \varepsilon_F = 0,09 k^2/\bar{\nu}_T,$$

где $\bar{\nu}_T$ - ожидаемое среднее значение КТО в поле решения. Как будет ясно из дальнейшего, приближенное задание граничных условий на фронте и поверхности стенки является оправданным, поскольку поле скорости, для которого необходимы точные условия, уже известно по данным программы GAS-2. Коэффициенты турбулентного переноса, необходимые для задачи химического тепломассообмена [7], необходимо точно вычислять в зоне развитой турбулентности, так как у стенок, в ламинарном подслое, они на 2 - 4 порядка меньше и равны известным ламинарным коэффициентам переноса.

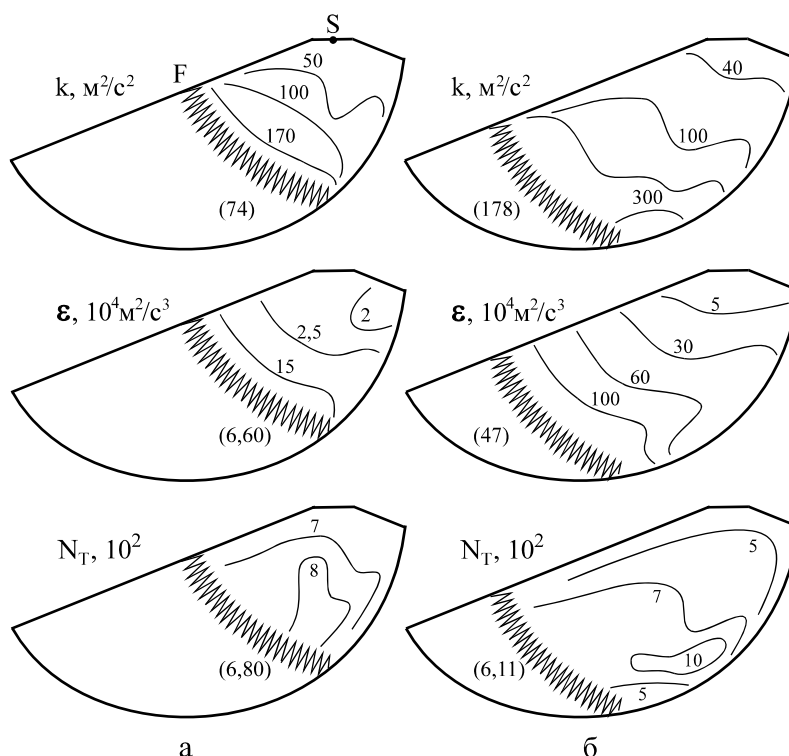


Рис. 1. Параметры турбулентности в камере сгорания ДВС "Mitsubishi":

а) $\tau = 0,4 \text{ мс}$; $\varphi = -1^\circ \text{нкв}$; б) $\tau = 0,8 \text{ мс}$; $\varphi = 6^\circ \text{нкв}$

На рис. 1 и 2, в течение периода горения, для характерных моментов времени $\tau = 0,4 / 0,8 / 1 \text{ мс}$ приведены поля параметров турбулентности. Здесь S - точка зажигания; в скобках указаны средние в границах поля значения, полученные при граничных условиях 2-го рода для скорости ДЭТ $\partial \varepsilon / \partial n = 0$ (адиабатически изолированная стенка). Для сравнения на рис. 2,б представлены данные, полученные при граничных условиях 1-го рода $\varepsilon = 0$ (стенка – сток ДЭТ бесконечной интенсивности). Ломаной линией изображен фронт горения F, знаком "x" – центр вихревой зоны.

Общий вид полей k и ε свидетельствует в пользу интенсивной диссипации КЭТ в объеме камеры сгорания, что ведет к сильному снижению уровня k по мере удаления от фронта горения. Максимальная кратность КТО N_T наблюдается вблизи вихревой зоны, которая является мощным генератором турбулентности. Использование для поля ε граничных условий 1-го рода $\varepsilon = 0$, (рис. 2,б) приводит к снижению скорости ДЭТ лишь вблизи стенки, изменения полей k и N_T незначительные, средний в пределах поля уровень кратности $\bar{N}_T$ увеличивается всего на 20 %. Такое увеличение, как показало решение задачи химического теплообмена, практически не влияет на содержание основных компонентов смеси.

Полученные результаты можно использовать для решения задачи догорания смеси за фронтом пламени и оценки токсичности отработавших газов.

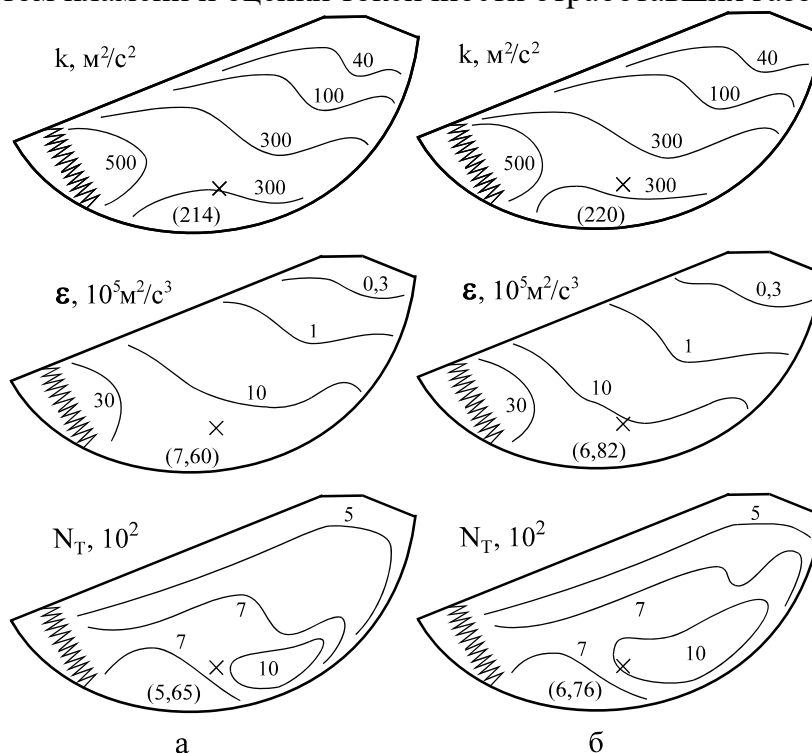


Рис. 2. Параметры турбулентности в камере сгорания ДВС "Mitsubishi" для различных граничных условий поля ε на стенке:
а) 2-го рода; б) 1-го рода ($\tau = 1$ мс; $\varphi = 16^\circ$ пкв)

Литература:

1. Варнатц Ю., Маас У., Диббл Р. Горение. Физические и химические аспекты, моделирование, эксперименты, образование загрязняющих веществ. – М.: Физматлит, 2003. – 352 с.
2. Иевлев В.М. Турбулентное движение высокотемпературных сплошных сред. - М.: Наука, 1975. – 278 с.
3. Андерсон Д., Таннехилл Дж., Плетчер Р. Вычислительная гидромеханика и теплообмен: В 2-х т. Т. 1: Пер. с англ. – М.: Мир, 1990. – 384 с.
4. Дунаев В.А., Акименко Т.А. Численное моделирование и визуализация многокомпонентного газового потока // Современные научно-технические проблемы гражданской авиации: Тезисы докладов международной НТК. - М.: МГТУ ГА, 1999. - С. 93 – 94.
5. Баев В.К., Головичев В.И., Третьяков П.К. Горение в сверхзвуковом потоке. – Новосибирск: Наука, 1984. – 415 с.

6. Течение газа с подводом тепла вблизи внешней поверхности тела / Обзор БНТИ ЦАГИ. – 1971. - № 347.

7. Чесноков С.А. Химический турбулентный тепломассообмен в ДВС. - Тула: Тульский гос. ун-т, 2005. – 466 с.

ИННОВАЦИОННАЯ МЕТОДИКА ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ КОМПРЕССОРА ТУРБОНАДДУВА ТРАНСПОРТНОГО ДИЗЕЛЯ

Боровиков А.В., Потемкина Т.В.

(Санкт-Петербургский государственный университет сервиса и экономики);

Симонов А.М.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

Сегодня самую многочисленную группу в номенклатуре выпускаемых двигателей внутреннего сгорания составляют транспортные дизели, к которым кроме автотранспортных, в связи с ужесточением требований по эффективности работы на нерасчетных режимах, относят тепловозные и судовые, устанавливаемые на маневровые агрегаты и суда нового поколения типа «река – море». Поэтому повышение эффективности работы транспортных дизелей является крупной хозяйственной проблемой.

Одним из основных направлений, позволяющих форсировать транспортные дизели, увеличить их удельную мощность, обеспечить комплексное повышение показателей технического уровня, таких как топливная экономичность, компактность, надежность, экологическая безопасность, является высокоэффективный турбонаддув, осуществляемый турбокомпрессором, конструктивно состоящим из компрессора и турбины. Особая роль в конструкции отводится компрессору, как агрегату, выполняющему главную функцию. Поэтому под повышением эффективности работы компрессора следует понимать, прежде всего, повышение его к.п.д., пологость протекания нагрузочных характеристик и обеспечение равномерности подачи воздуха в цилиндры дизеля.

Совершенствованием компрессоров турбонаддува занимаются многие ведущие предприятия и научные организации ряда отраслей. Однако, при больших достигнутых успехах многие задачи еще не решены, либо решены для конкретных моделей турбокомпрессоров и их элементов. По основным технико-экономическим характеристикам отечественные турбокомпрессоры наддува транспортных дизелей, так же как и характеристики самих дизелей [1] еще отстают от зарубежных аналогов. Рост давления наддува и к.п.д. ограничивается с одной стороны отсутствием современных технологий, с другой стороны малым числом глубоких научных работ, рекомендаций и обобщений. Имеющийся экспериментальный материал получен в постановке многопараметричности влияния без поэлементного исследования и анализа, что не позволяет сделать выводы о причинах повышения или снижения эффективности тех или иных элементов ступени. В глобальной постановке – отсутствует технология формирования проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля, позволяющая разрабатывать высокоэффективные агрегаты в широких диапазонах геометрических, газодинамических и режимных параметров.

В данном исследовании предлагается инновационная методика, включающая в себя несколько этапов:

1) параметрическая оптимизация ступени компрессора (входное и выходное устройство, осерадиальное полуоткрытое рабочее колесо, безлопаточный и лопаточный диффузоры) в условиях работы транспортного дизеля на номинальном режиме с учетом влияния числа Маха;

2) оптимизация характеристик лопаточного диффузора и ступени компрессора с учетом работы дизеля на нерасчетных режимах и нестационарности течения;

3) экспериментальная отработка ступени.

Оптимизацию параметров ступени компрессора турбонаддува в условиях работы дизеля на номинальном режиме можно условно разделить на два этапа:

1) газодинамический расчет и оптимизация основных геометрических и газодинамических параметров ступени;

2) профилирование и оптимизация форм лопаточных решеток. Оба этапа имеют важное значение для получения высокой эффективности проточной части.

Целью оптимизации является нахождение оптимального сочетания геометрических и газодинамических параметров ступени и ее элементов, обеспечивающего максимальный к.п.д. ступени на заданном расчетном режиме. В общем случае решение задачи оптимизации включает в себя совместное определение параметров ступени в основных характерных сечениях проточной части компрессора с нахождением оптимальной формы проточной части каждого элемента и определением его коэффициента потерь. Задаваемые на этапе газодинамического расчета параметры элементов ступени и величины коэффициентов потерь, характеризующие их эффективность, влияют на форму проточной части. Поэтому, значения коэффициентов потерь элементов сформированной проточной части, найденные с помощью расчетной модели, сравниваются с заданными. Для ступени компрессора турбонаддува транспортного дизеля, при условии автомодельности проточной части по числам Рейнольдса и заданном втулочном отношении рабочего колеса, определяющими газодинамическими параметрами, влияющими на эффективность элементов, являются: коэффициент теоретического напора ψ_T , условный коэффициент расхода Φ_p , диффузорности и числа Маха в сечениях. При этом полагается, что каждому сочетанию указанных параметров соответствует оптимальная форма лопаточной решетки, построение которой при фиксированном входе и выходе производится по задаваемому оптимальному распределению скоростей невязкого потока. Одновременно для всех элементов ступени с использованием методов расчета выполняется исследование с использованием программного комплекса STAR-CD, которое включает в себя следующие действия: для выполнения расчетов по задаваемым параметрам производится построение трехмерной модели проточной части, затем исследуемая область разбивается "сеткой". По определенным газодинамическим параметрам и граничным условиям осуществляется численное моделирование течения в элементах проточной части компрессора. Течение моделируется на основе решения системы пространственных стационарных уравнений Навье - Стокса для сжимаемого газа, турбулентные характеристики течения рассматриваются в рамках $K-\epsilon$ модели для больших чисел Рейнольдса. В свою очередь, расчетные модели базируются на уточненной физической модели течения, полученной в результате экспериментального исследования структуры потока и визуализацией низкоэнергетических зон на межлопаточных поверхностях элементов ступени компрессора, включая уточнение картины течения в осевом зазоре между колесом и корпусом.

Анализ исследований показывает, что эффективная работа на ненормальных режимах может быть обеспечена рациональным распределением нагрузки по ло-

паткам рабочего колеса: отсутствие пика скорости на задней стороне на входе и отсутствие участков с сильной местной диффузорностью, а также умеренной средней кривизной меридионального контура при относительной осевой длине проточной части $\bar{l}_z = 0,28 \dots 0,36$ ($\Phi_p = 0,06 \dots 0,1$). Для уменьшения стеснения потока и устранения участков с сильной местной диффузорностью на входе в колесо целесообразно несколько повышать нагрузку на входе по сравнению с нагрузкой на выходе; при этом на входном участке вращающегося направляющего аппарата длиной $\bar{l} = 0 \dots 0,15$ принимается нагрузка $\Delta \bar{w}_{\text{вх.н.а.}} = 0,28 \dots 0,3$; на выходе вращающегося направляющего аппарата $\Delta \bar{w}_{\text{вых.н.а.}} = 0,14 \dots 0,16$; на средней осесимметричной поверхности тока средняя нагрузка $\Delta \bar{w}_{\text{ср.н.а.}} = 0,2 \dots 0,25$; в радиальной части $\Delta \bar{w}_{\text{ср.рад.}} = 0,38 \dots 0,4$.

Для уменьшения потерь, связанных с отрывом потока на задней стороне лопаток на выходе, а также потерь на участке изменения осевого направления потока на радиальное следует снижать уровень скоростей в проточной части на участке длиной $\bar{l} = 0,8$. С этой целью на участке решетки $\bar{l} = 0 \dots 0,5$ необходимо ограничивать диффузорность потока на задних сторонах лопаток в пределах $1,2 \dots 1,3$, сохранять пониженный уровень скоростей до координаты $\bar{l} = 0,8$, после которой задавать изменение средней скорости до заданной путем уменьшения $\bar{b}(\bar{l})$.

Для лопаточного диффузора эффективная работа обеспечивается следующим распределением нагрузки по лопаткам: отсутствие или минимальный пик скорости на входе $\bar{l}_0 = 0,22 \dots 0,25$ задней стороны с последующим безотрывным замедлением и максимальным смещением точки отрыва на передней стороне к выходу, выбором густоты решетки в интервале $l/t = 2 \dots 2,3$, увеличением ширины диффузора на выходе до $b_4/b_3 = 1,1 \dots 1,3$, ограничением углов атаки на входе в диффузор значениями $i \leq 7 \dots 10^\circ$ для предотвращения сильных нестационарных возмущений и равномерной подачи воздуха в цилиндры дизеля.

Экспериментальная отработка компрессорной ступени с целью получения максимального к.п.д. и плавности характеристик в широком диапазоне режимных параметров включает в себя варьирование положением меридионального контура рабочего колеса и расположения неподвижных элементов и выполняется на этапе стендовых испытаний у заказчика.

Разработанная инновационная технология формирования проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля внедрена в производство в СКБТ и ПО «Пенздизельмаш» (Пенза) при модернизации турбокомпрессоров ряда ТК: ТК-21, ТК-23, ТК-26, ТК-30, ТК-34, ТК-35, ТК-41 на параметры: отношение давлений $\pi_k = 2 \dots 3,5$, производительность $m = 2,3 \dots 5,7$ кг/сек. для дизелей мощностью $1000 \dots 3000$ л.с. Сегодня данные турбокомпрессоры выпускаются серийно, их уровень соответствует мировому. В результате внедрения разработанной методики к.п.д. компрессоров повышен на $3 \dots 5\%$, удельный расход топлива дизелей снижен на $3 \dots 4$ г/кВт·час. Разработана конструкция проточной части компрессора нового турбокомпрессора ТК-35В-08с параметрами: $\pi = 2,66$; $m = 5,34$ кг/сек. Данный турбокомпрессор изготовлен, испытан, выпускается серийно и является на сегодняшний день одним из лучших российских наддувочных агрегатов по обеспечению параметров транспортного дизеля и эффективности ($\eta_k = 0,84$) [2]. Полученные результаты представляют интерес и для смежных отраслей компрессоростроения.

Выводы:

1) разработанная методика проектирования проточной части компрессора турбонаддува транспортного дизеля включает комплекс авторских методик расчета эффективности элементов проточной части, известных адаптированных методик расчета течений, авторский атлас экспериментальных характеристик модельных ступеней для чисел Маха $M_U = 0,8 \dots 0,9$ и реально используется для проектирования промышленных образцов до значений $M_U = 1,2 \dots 1,3$.

2) структура методики позволяет осуществлять ее постоянное совершенствование и расширение диапазона использования с учетом новых данных по физике движения воздушного потока и влияния критериев подобия (M, Re).

Литература:

1. Бондарь В.Н., Малоземов А.А. Технический уровень, состояние производства и перспективы развития дизельных двигателей для промышленных тракторов в Российской Федерации // Труды МНТК «Актуальные проблемы теории и практики современного двигателестроения» – Челябинск: ЮурГУ, 2003, С. 20-22.

2. Боровиков А.В., Симонов А.М., Гнездилов С.М. Влияние гидравлических потерь в компрессоре турбонаддува на характеристики транспортного дизеля // Двигателестроение, 2006. – № 3. – С.16–19.

РАСЧЁТ РАЦИОНАЛЬНЫХ ГЕОМЕТРИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ВПУСКНЫХ И ВЫПУСКНЫХ КАНАЛОВ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Адамия Р.Ш., Манджавидзе А.А., Натриашвили Т.М.
(Институт механики машин АН Грузии)

Одним из перспективных направлений улучшения технико-экономических и экологических показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является совершенствование газовоздушного тракта (ГВТ). Определяющими в формировании аэродинамических характеристик всего ГВТ являются впускные и выпускные каналы ДВС, так как именно на этих участках, сосредоточены основные газодинамические потери. Кроме того от структуры течения воздуха во впускном канале в большой мере зависит процесс смесеобразования в дизельных двигателях [1].

Создание адекватной математической модели, описывающей трёхмерное нестационарное движение газа, пригодной для численной оптимизации профилей впускных и выпускных каналов ДВС, является весьма сложной задачей.

Несмотря на возрастающие возможности вычислительной техники, проведение оптимизации путём непосредственного решения дифференциальных уравнений описывающих нестационарное трёхмерное течение, является проблематичным. В связи с этим в настоящей работе разработана эквивалентная одномерная математическая модель, которая учитывает основные особенности трёхмерного течения.

Система дифференциальных уравнений описывающих трёхмерное нестационарное течение трёхмерного газа имеет вид:

$$\begin{array}{ll} \text{Уравнение непрерывности} & \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + \operatorname{div}(\rho \cdot \vec{v}) = 0 \\ \text{Уравнение Эйлера} & \rho \frac{\partial \vec{v}}{\partial \tau} = \operatorname{grad} P \\ \text{Уравнение энергии} & \rho \frac{de^*}{d\tau} = \operatorname{div}(\rho \cdot \vec{v}) + \operatorname{div}(\vec{k} \cdot \operatorname{grad} T) \end{array} \quad (1)$$

где: $\vec{v}$ - вектор скорости; P-давление; T-температура; ρ -плотность; k- показатель адиабаты ; $e^* = \frac{\vec{v} \cdot \vec{v}}{2} + e$ - полная энергия единицы массы газа.

Учитывая небольшую протяжённость впускных и выпускных клапанов пренебрежение трением и теплообменом в трёхмерных уравнениях можно считать приемлемой, тем более, что эти параметры нами учитываются в эквивалентной однородной модели. Из за существенной кривизны стенок каналов, целесообразно преобразовать условия задачи в такую криволинейную систему координат в которой граничные поверхности описывались бы достаточно простыми соотношениями. Приведём полную систему уравнений к дивергентному виду [1]. После несложных преобразований систему уравнений (1), можно записать в криволинейных координатах в векторном виде:

$$\frac{\partial \bar{Q}}{\partial t} + \frac{\partial \bar{E}}{\partial \xi} + \frac{\partial \bar{F}}{\partial \eta} + \frac{\partial \bar{G}}{\partial \zeta} = 0 \quad (2)$$

где:

$$\bar{Q} = \begin{pmatrix} \rho \\ \rho \cdot u \\ \rho \cdot v \\ \rho \cdot w \\ \rho \cdot e^* \end{pmatrix}, \quad \bar{E} = \begin{pmatrix} \rho \cdot U \\ \rho \cdot u \cdot U + p \xi_x \\ \rho \cdot u \cdot U + p \xi_y \\ \rho \cdot v \cdot U + p \xi_z \\ (\rho \cdot e^* + p) \cdot U + \text{grad} T \cdot \text{grad} \xi \end{pmatrix}, \quad (3)$$

$$\bar{F} = \begin{pmatrix} \rho \cdot V \\ \rho \cdot u \cdot V + p \xi_x \\ \rho \cdot u \cdot V + p \xi_y \\ \rho \cdot v \cdot V + p \xi_z \\ (\rho \cdot e^* + p) \cdot V + \text{grad} T \cdot \text{grad} \eta \end{pmatrix}, \quad \bar{G} = \begin{pmatrix} \rho \cdot W \\ \rho \cdot u \cdot W + p \xi_x \\ \rho \cdot u \cdot W + p \xi_y \\ \rho \cdot v \cdot W + p \xi_z \\ (\rho \cdot e^* + p) \cdot W + \text{grad} T \cdot \text{grad} \zeta \end{pmatrix}, \quad (4)$$

Для конечно-разностной аппроксимации векторного уравнения (2) на интервале (τ_0, τ_N) вводим равномерную сетку по τ с шагом h_τ . Так как в задаче принимается $\tau = 0$, то для любого $n \tau_n = n h_\tau$. Для векторов в уравнении (3) вводится обозначение вида:

$$Q(P, \tau_n) = Q^n \quad (5)$$

С целью аппроксимации производных по τ на трёхточечном по τ шаблоне по методу Бица и Уорминга [2], вводя двухпараметрическое семейство по τ и опустив слагаемые второго порядка, для второго уравнения (2) получим конечно-разомкнутый аналог.

$$\begin{aligned} \Delta Q^n + \frac{\Theta \cdot h_\tau}{1 + \alpha} \left(\frac{\partial (\Delta \bar{E}^n)}{\partial \xi} + \frac{\partial (\Delta \bar{F}^n)}{\partial \eta} + \frac{\partial (\Delta \bar{G}^n)}{\partial \zeta} \right) = \\ = - \frac{h_\tau}{1 + \alpha} \left(\frac{\partial (\Delta \bar{E}^n)}{\partial \xi} + \frac{\partial (\Delta \bar{F}^n)}{\partial \eta} + \frac{\partial (\Delta \bar{G}^n)}{\partial \zeta} \right) + \Delta Q^{n-1} \end{aligned} \quad (6)$$

После линеаризации относительно вектора $\bar{Q}_n$, пренебрегая членами второго порядка, получим:

$$\Delta Q^n + \frac{\Theta \cdot h_\tau}{1 + \alpha} \left\{ \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\partial \bar{E}^n}{\partial \bar{Q}} \cdot \Delta \bar{Q}^n \right] + \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\frac{\partial \bar{F}^n}{\partial \bar{Q}} \cdot \Delta \bar{Q}^n \right] + \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[\frac{\partial \bar{G}^n}{\partial \bar{Q}} \cdot \Delta \bar{Q}^n \right] \right\} = \Phi^n, \quad (7)$$

где:

$$\bar{\Phi}^n = -\frac{h_\tau}{1+\alpha} \left(\frac{\partial \bar{E}^n}{\partial \xi} + \frac{\partial \bar{F}^n}{\partial \eta} + \frac{\partial \bar{G}^n}{\partial \zeta} \right) + \frac{\alpha}{1-\alpha} \Delta \bar{Q}^{n-1}, \quad (8)$$

Для решения системы уравнений (7) применяется приближённая факторизация системы по методу Н.Н. Яненко [3]. Отбросив слагаемые $o(h^2 \tau / h^2)$ и $o(h^3 \tau / h^3)$, что вполне обосновано при выборе достаточно мелкого шага по τ по сравнению с h , из системы (7) получим три расчленённые системы:

$$\Delta \tilde{\tilde{Q}}^n + \frac{\Theta \cdot h_\tau}{1+\alpha} \cdot \frac{\partial}{\partial \xi} \left[\frac{\partial \bar{E}^n}{\partial \bar{Q}} \cdot \Delta \tilde{\tilde{Q}}^n \right] = \bar{\Phi}^n, \quad (9)$$

$$\Delta \tilde{\tilde{Q}}^n + \frac{\Theta \cdot h_\tau}{1+\alpha} \cdot \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\frac{\partial \bar{F}^n}{\partial \bar{Q}} \cdot \Delta \tilde{\tilde{Q}}^n \right] = \Delta \tilde{\tilde{Q}}^n, \quad (10)$$

$$\Delta \bar{Q}^n + \frac{\Theta \cdot h_\tau}{1+\alpha} \cdot \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[\frac{\partial \bar{G}^n}{\partial \bar{Q}} \cdot \Delta \bar{Q}^n \right] = \Delta \tilde{\tilde{Q}}^n, \quad (11)$$

где:

$$\left\{ E + \frac{\Theta \cdot h_\tau}{1+\alpha} \cdot \frac{\partial}{\partial \eta} \left[\frac{\partial \bar{F}^n}{\partial \bar{Q}} \right] \right\} \cdot \left\{ E + \frac{\Theta \cdot h_\tau}{1+\alpha} \cdot \frac{\partial}{\partial \zeta} \left[\frac{\partial \bar{G}^n}{\partial \bar{Q}} \right] \right\} = \Delta \tilde{\tilde{Q}}^n \quad (12)$$

В начале решается система (9) и определяется вектор $\Delta \bar{Q}^n$. Затем решается система (10) и определяется вектор $\Delta \tilde{\tilde{Q}}^n$. И наконец из решения системы (11) определяется вектор $\Delta \bar{Q}^n$. Каждая из систем (9),(10),(11) содержит производные (причём первые) только по одной независимой переменной ξ, η, ζ .

Недостающее в этих уравнениях получаем из граничных условий. Для математического описания расчётной области занимаемой каналом, задаваемого с помощью одного параметра u , (принимаящего в области канала значение от 0 до 1),

в каждой точке осевой линии канала, проводится плоскость, ортогональная осевой линии и положение точки в каждой плоскости определяется двумя параметрами λ и v (Рис.1).

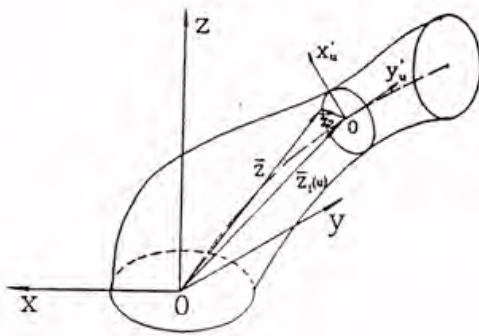


Рис.1. Схема для математического описания формы канала

Таким образом, радиус-вектор произвольной точки канала относительно неподвижной системы координат вычисляется в виде $z(u, v, \lambda) = z_1(u) + z_2(v(u), \lambda(u))$. Координаты x_u и y_u любой точки плоскости ортогональной осевой линии, задаются выражением

$$\begin{aligned} x_u &= a(u) \lambda^{1/2p} |\cos 2\pi v|^{1/p} \operatorname{sign}(\cos 2\pi v), \\ y_u &= a(u) \lambda^{1/2p} |\cos 2\pi v|^{1/q} \operatorname{sign}(\cos 2\pi v) \end{aligned} \quad (13)$$

При описанном выборе параметров в криволинейной системе координат, область интегрирования уравнений газодинамики представляет прямоугольный параллелепипед. Осевая линия определяется уравнениями в виде полинома третьей степени:

$$\bar{r} = \bar{r}(u) = \bar{a}_0 + \bar{a}_1 u + \bar{a}_2 u^2 + \bar{a}_3 u^3 \quad (14)$$

Где $Uv[0.1]$ безразмерный параметр, задающий положение осевой линии канала; a_i ; ($i=0\div3$)-векторные коэффициенты. Для приведения математической модели к эквивалентному одномерному аналогу, вычисляются усредненные во времени компоненты вектора скорости в каждой точке пространственной модели. Далее вычисляются длины каждой точки по формуле

$$l(X_2^0; X_3^0) = \frac{\sqrt{v_1^2 + v_2^2 + v_3^2}}{v_1} \Delta X = \frac{|V|}{v_1} \Delta X_1 \quad (15)$$

В каждой точке определяется направление скорости вдоль координаты η

$$W = \eta_x u + \eta_y v + \eta_z w \quad (16)$$

Площадь поперечного сечения потока, определяется как площадь части кольца со средним радиусом- $\rho_{cp} = a(u) \cdot f$ и толщиной $\delta = \frac{a(u)}{n}$ (где n количество участков разбиения от центра канала до границы) по формуле

$$S = \frac{2\pi}{n^2} a^2(u) \lambda \quad (17)$$

Суммарная длина линии тока принимается равной $l = l_{впер} + l_{наз}$ где $l_{впер} = \frac{\sum l_K}{NW}$; $l_{наз} = \frac{\sum l'_K}{NN}$ где NW и NN количества линий тока для течения вперед и назад.

Для суммарной линии тока площадь поперечного сечения и периметр определяется как усредненные величины при движении вперед и назад по формулам

$$S = \frac{S_f \cdot NW + S_b \cdot NN}{NW + NN}; \quad \Pi = \frac{\Pi_f \cdot NW + \Pi_b \cdot NN}{NW + NN} \quad (18)$$

Тогда система дифференциальных уравнений, описывающая эквивалентное одномерное нестационарное течение с учетом трения и теплообмена будет иметь следующий вид:

$$\begin{cases} \frac{\partial T}{\partial \tau} + W \cdot \frac{\partial T}{\partial X} + \frac{R \cdot T}{\mu \cdot F \cdot C_v} \left(F \frac{\partial W}{\partial X} + W \frac{\partial F}{\partial X} \right) = - \frac{\alpha \cdot \Pi \cdot R \cdot T}{\rho \cdot F \cdot C_v \cdot \mu} (T - T_{CT}) \\ \frac{\partial W}{\partial \tau} + W \frac{\partial W}{\partial X} + \frac{R \cdot T}{\mu \cdot \rho} \cdot \frac{\partial \rho}{\partial X} + \lambda_T \frac{W^2 \cdot \Pi}{2 \cdot F} = 0 \\ \frac{\partial \rho}{\partial \tau} + W \cdot \frac{\partial \rho}{\partial X} + \frac{\rho}{F} \cdot \left(\frac{\partial F}{\partial \tau} + W \cdot \frac{\partial F}{\partial X} \right) + \rho \cdot \frac{\partial W}{\partial X} + \frac{P \cdot R}{C_v \cdot F_\mu} \cdot W \cdot \frac{\partial F}{\partial X} = - \frac{R \cdot \Pi \cdot \alpha}{\mu \cdot F \cdot C_v} (T - T_W) \end{cases} \quad (19)$$

где R, μ, C_v соответственно газовая постоянная, молекулярная масса и теплоёмкость газа, λ_T ; j коэффициенты трения и теплопередачи между газом и каналом.

Система уравнений (19) решается методом конечных разностей (МКР), при этом учитываются основные характеристики многомерного течения, что позволяет провести численные эксперименты с целью оптимизации основных элементов ГВТ.

Используя описанную методику был оптимизирован впускной канал дизелей КамАЗ-740 и КАЗ-642. Из рис.2 видно, что по параметру u имеется весьма узкая область, где энергетические потери минимальны.

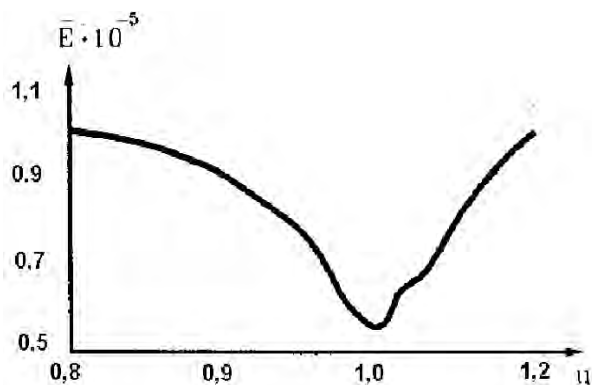


Рис.2. Зависимость энергетического критерия от геометрических параметров канала (u).

На рис.3 показаны газодинамические характеристики базового и улучшенного впускного канала.

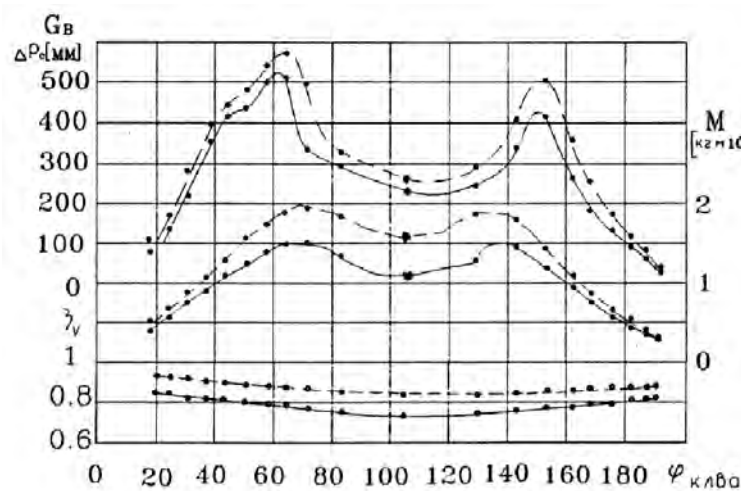


Рис. 3. Газодинамические характеристики базового (-----) и нового (—) впускного канала 8ч 12/12 и 8ч 12/12

Видно, что коэффициент расхода нового впускного канала на 15-20% выше чем у базового. Использование улучшенной формы впускного канала позволяет снизить расход топлива на 2-2,5% а дымность на 15-18%.

Аналогичные результаты были получены и для выпускного канала, хотя улучшение показателей двигателя несколько ниже.

Литература

1. Р.Ш Адамия, А.А. Манджавидзе. Основы рационального проектирования газозоудшного тракта дизеля. Тбилиси, Изд. "Мецниереба", 1993г. 164с.
2. Bim R., Worming P. Unexplicit factorized scheme of Navye-Stoks equation, for depressed gas flow. Reactive technique and astronautics - 1978 g.16. №4. p 154-156.
3. Covenca V., Ianenco N. Method of spitting in gas dynamics. Science. 1981. p. 309

МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ РАБОЧЕГО ЦИКЛА И ГАЗООБМЕНА ДЛЯ УСКОРЕНИЯ РАЗРАБОТКИ И СОВЕРШЕНСТВОВАНИЯ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВС

Киселёв Б.А. (ГНЦ РФ – ФГУП «НАМИ»)

Масштабность производства и автомобильного парка, многократное превышение их суммарной мощности таковой всех электростанций и расходование на их производство и эксплуатацию значительной части производимого металла, добываемой нефти, порождают проблемы по снижению вредных выбросов в атмосферу, расходованию металла, топлива, обуславливают актуальность ускорения разработки и совершенствования автомобильных ДВС. Их отрицательное воздействие на окружающую среду растёт (за 1990-2004 гг. выбросы отечественного автомобильного транспорта выросли на 20%). Это заставляет ужесточать экологические требования, обуславливающие рост затрат и трудностей в совершенствовании автомобильных ДВС, а они и так наиболее сложные и трудоёмкие для оптимизации технические объекты. Очистку ДВС от ОГ и наполнение его зарядом определя-

ют 10 параметров и необходим подбор их оптимального сочетания. Но и при трёх значениях каждого из них требуется $3 \cdot 10^7$ опытов. Теорией уменьшают их число, но и тогда их чрезмерно много. Так, фирма NSU по подбору параметров ГВТ одноцилиндрового гоночного двигателя провела 60 тыс. опытов.

В докладе приводятся методические основы ускоренной оптимизации показателей, схем и параметров газораспределения и ГВТ автомобильных ДВС; смешанная краевая задача систем уравнений в частных производных гиперболического типа о газообмене с учётом потоков в ГВТ; автоматизированная система НАМИ программ расчёта; оптимизация схем и параметров газораспределения и ГВТ автомобильных ДВС.

Настоящему состоянию проблемы предшествовало, начиная с В.И. Гриневецкого (1907г.), развитие способов расчёта рабочего цикла и газообмена без и с учётом течений в ГВТ ДВС балансовыми, инерционными, акустическо-резонансными методами. Начало расчётной оптимизации газораспределения и ГВТ ДВС положил Е.Дженни (1950 г.), разработавший одномерную модель течений в ГВТ ДВС и разностно-характеристический метод решения задачи. На их основе созданы комплексы программ рабочих процессов ДВС с учётом в ГВТ газо-, а в НАМИ (руководитель Б.А.Киселёв) и топливовоздушных потоков, ЦНИДИ (О.Г. Красовский), МВТУ (М.Г. Круглов), ЛМВУ (С.В. Камкин), УАИ (Б.П. Рудой), ХАИ (Д.А. Мунштуков), ХПИ (В.Г. Дьяченко); Г. Лист, Г. Рейл, Е. Дженни (Австрия); Р.С.Бенсон с сотрудниками (Англия); Е.Х.Райт, К.Ф. Гилл (США); Х. Зейферт, Х. Штромберг (ФРГ); Г. Феррари (Италия), которые ускоряли и снижали затраты за счёт выбора схем и параметров ещё при проектировании. Так, система BOOST фирмы AVL, демонстрировавшаяся на VI международной выставке НАМИ-ЭКСПО, позволила выбрать двухступенчатый турбонаддув с рециркуляцией ОГ.

Особенности, содержание и результаты работ автора и возглавляемого им коллектива: практическая направленность; ускоренная оптимизация показателей, схем и параметров газораспределения, ГВТ автомобильных ДВС всех типов; надёжность разработок, подтверждённая численно-физическими экспериментами; уменьшенное число и трудоёмкость подлежащих экспериментам вариантов. Средства обеспечения: системная разработка моделей, программ, систем расчёта и методики экспериментов; машинная генерация программ расчёта; численно-физические эксперименты; обобщённые параметры.

Постановка задачи, модели и программы расчёта совершенствовались. Но уже в первой программе 1966г. учитывалось влияние на рабочие процессы явлений в ГВТ использованием постоянных и переменных экспериментальных значений давлений и учётом прямых и обратных направлений течений в клапанах. А в первой общей задаче газообмен рассматривался как совокупность опорожнения цилиндров от ОГ и наполнения их зарядом (задача о цилиндре) и потоков в ГВТ (задача о трубопроводе) и решалась методами последовательных приближений – раздельного (поэтапного) и сквозного (на каждом временном слое) счёта. Так поставленная задача представляла шаг вперёд. Поэтапный и сквозной счёт обеспечили сходимость решения задачи на 3-4 и 1-3 расчётных циклах. Допустимость линейной теории в расчётах ДВС рассмотрена на примере течений воздуха за поршнем в трубе адиабатического сжатия: он мгновенно приобретает скорость u , и в некоторый момент также мгновенно останавливается. Такой закон позволил определить максимальные отклонения параметров потока и только так задача решается аналитически. Подсчитанные по нелинейной и линейной теориям значения p , ρ при скоростях 50 и 100 м/с разнятся на +2,12, -1,18 и +10,05 и -4,65%, т.е.

при $u > 50$ м/с линейная теория – грубое приближение. Расчёты по ней подтвердили волновой характер изменения давления и скорости потока, сходимость решения на резонансных режимах введением в уравнение движения диссипативного члена и учёта потерь при прямом направлении потока в открытом конце тракта. Точность оставалась низкой и эксперименты сопоставлялись с расчётами по нелинейным моделям. Оценка задач о цилиндре и трубопроводе и моделей элементов ГВТ проведена на дизеле и карбюраторном двигателе.

Действующие на наполнение факторы делятся на две группы (Б.Р.Ибрагимов): начальные условия в цилиндре не влияют на точность определения показателей наполнения и могут задаваться приближенно; колебания давления во впускном тракте, теплообмен газов в цилиндре, эффективная площадь клапанных щелей, – от точности их задания зависят расчётные результаты. При учёте этого квазистационарная модель процессов в цилиндре обеспечивает соответствие результатов расчёта и эксперимента и включена в общую задачу о газообмене. Новым в её последней модификации (В.М. Фомченко) являются: аппроксимация тепловыделения зависимостями скорости выгорания топлива с одним и двумя максимумами; определение теплоотдачи к поверхностям рабочего объёма законами Ньютона и Стефана-Больцмана; испарение топлива в цилиндре рассматривается в предположении сферической формы капель; учёт утечек рабочего тела и изменения направления течения в клапанных щелях во всех фазах газообмена; расчётное определение впрыска и дозирования топлива и смесеобразования во впускной системе; учёт изменения состава рабочего тела отношениями теплоёмкостей.

Базовая модель течений в линейно протяжённых каналах – дисперсно-кольцевое топливовоздушной смеси паров и капель бензина в ядре несущего потока и топливной плёнкой на стенках канала (В.И. Ибрагимов, А.С. Семёнова). Рассматривается оно в рамках механики многофазных сред и представлении гетерогенной смеси как совокупности трёх взаимопроникающих континуумов в одном и том же объёме, в любой точке которого определены параметры каждой фазы. Принимается, что пары и паровоздушная смесь – калорически совершенные газы, топливная плёнка и капли несжимаемы и испаряются при равенстве энтальпий испаряющихся масс и пара в состоянии насыщения. При этих условиях, с использованием трудов Х.А. Рахматулина, Р.И. Нигматулина., получена исходная система уравнений гиперболического типа. Замыкающие соотношения силового и теплового взаимодействия фаз, фазовых переходов выбраны наиболее соответствующими потокам и смесеобразованию во впускном тракте бензиновых автомобильных ДВС.

Из течений гетерогенной топливовоздушной смеси в дозирующих системах карбюратора в рамках общей задачи о газообмене рассмотрены (А.Г. Кривошеев, А.Н. Помилуйко) модели течения гомогенной несжимаемой, сжимаемой и неоднородной двухскоростной смеси, дозирование топлива на режимах глубокого дросселирования и определены условия обеспечения практической точности расчётов по ним.

Конструктивные элементы разбивают ГВТ на протяжённые по длине участки, по отношению к газовоздушным потокам в них, выполняющими роль граничных элементов, процессы в которых описываются в квазистационарном приближении. Они разделяются на местные сопротивления, ёмкости, разветвления и турбины и компрессоры, аппроксимируемые расходными характеристиками.

Общая задача о газообмене формируется исходя из того, что схемы ДВС – совокупность линейно протяжённых участков трубопроводов и граничных элемен-

тов. Общей моделью процессов в ГВТ является такое число систем уравнений в частных производных, сколько в нём участков труб, а в граничных элементах - дифференциальные и алгебраические уравнения, выполняющие роль граничных условий систем уравнений в частных производных. Решается набор таких систем итерационным разностно-характеристическим методом. Это обеспечило переход от объектового программирования для каждого ДВС к системам машинной генерации программ расчёта, основанным на сетовой структуре прямоугольной сеточной области решения, кодировании схемы ГВТ, управляющей программе и библиотеке моделей. Для получения расчётной схемы двигатель заменяется плоской - с элементами ГВТ - символами: участки трубопроводов - отрезками прямых, а остальные - точками. Затем она приводится на базовую прямую: участки трубопроводов изображаются параллельными, а граничные элементы - перпендикулярными отрезками или точками на ней. В результате для каждой трубы определены правая и левая границы и возможность перехода к кодированию схемы. Её элементы нумеруются в произвольном порядке, им присваиваются порядковые номера - числа IN1, типу модели - IN2, а номерам граничных элементов левого и правого концов участков труб - IN3, IN4. Для граничных элементов кроме IN1 и IN2 дополнительной информации не требуется и она используется для оценки правильности кодирования схемы. Известные способы кодирования Райта и Бенсона сложнее нашего.

Модели процессов в протяженных и граничных элементах реализуются на базе структуры двухслойных элементов и узлов, обеспечивающих построение программы расчёта газообмена автомобильных ДВС с любой схемой ГВТ. Для этого отдельные модели управляющей программой связываются в единую программу расчёта. Из известных подходов (пакеты программ, программы расчёта обобщённой схемы, автоматизированные системы интерпретирующего типа) в 1975г. разработана (В.Н.Тупикин,..) наиболее совершенная автоматизированная система компилирующего типа расчёта рабочих процессов ДВС, в 1980 и 1985 гг. она модернизировалась. Её особенности следующие: отсутствие необходимости в дополнительном программировании, что делает её доступною потребителю результатов; разделение во времени генерации программ и расчётных исследований; состоит из библиотеки моделей, подсистем её обслуживания, генерации программ, управления расчётными исследованиями; выдача программ, инструкций по их эксплуатации и результатов расчётов в цифровой и графической формах; различные линейные и временные шаги для каждого линейно протяжённого участка ГВТ; возможность использования на различных ЭВМ; сокращение времени получения программ расчёта газообмена с многих месяцев при объектовом программировании до 1-2 ч., что позволило расширить фронт работ, ускорить и углубить численные эксперименты и рекомендации. В 1982 г. система внедрена на АвтоВАЗе, поставлена в UVMV (ЧСФР). Несмотря на рост быстродействия ЭВМ снижение объёма оптимизационных экспериментов по-прежнему актуально и нами применены обобщённые параметры, учитывающие характерные для ГВТ автомобильных ДВС конструктивные элементы. Корректные постановка и решение задачи, позволили найти практические решения проблемы газодинамического наддува для всех типов автомобильных ДВС.

Газодинамический наддув карбюраторных и двигателей с впрыском бензина ГАЗ-24 и ГАЗ-14.

Вместо серийной впускной системы ГАЗ-24 (V-6) рекомендована двухсекционная, одноузловая с патрубками одинаковой длины и тремя цилиндрами ряда в

каждой секции. Оптимизация длины и диаметра патрубков, общих участков, входного и участков разветвления обеспечила $\eta_v = 0,85-0,92-0,85$ (2000-3600-5000 мин⁻¹) при коэффициентах расхода входного участка и узла разветвления $\mu=0,7$ и диаметре общих участков 60 мм, что существенно выше диаметра смесительных камер карбюратора. Проблема решена разбиением впускного тракта на две части размещением между воздушным каналом карбюратора и впускным трубопроводом камеры, охватывающей входные патрубки с насадками с гладкими кромками, обеспечивающими эффективное преобразование двигающихся по ветвям трубопровода волн разрежения в волны давления. Камера позволяет выбирать параметры впускного тракта исходя из требований газодинамического наддува. Колебания скорости и давления и потери в карбюраторе уменьшаются. Гомогенность смеси обеспечивается соплами - продолжениями смесительных камер, входящими в патрубки трубопровода, образуя кольцевые каналы. При неизменных габаритах и остальных систем двигателя мощность и крутящий момент по скоростной характеристике возросли на 6,5-9 и 6%, удельный расход топлива снизился на 4-12%, и на 10-60% содержание СО и суммарная токсичность ОГ на 7-15%. При меньших сопротивлениях навесных элементов впускной системы и большей продолжительности открытия клапанов были дополнительно улучшены показатели двигателя ГАЗ-24-14. Этот подход был реализован и на 4,24 л двигателе V-8: мощность повышена на 6-8%, удельный расход топлива по скоростной характеристике снижен в среднем на 6%, а содержание СО – на 30-50%. Разработка защищена авторским свидетельством.

Газодинамический наддув бензиновых двигателей с впрыском бензина облегчён отсутствием жёстких ограничений на сечение дроссельного участка. Расчётами обоснован переход от серийной более сложной и менее совершенной схемы впускной системы к одноресиверной, располагаемой в развале блока цилиндров. Обеспечение в двигателях ГАЗ-14, -24, -3101, ВАЗ-2103 с впрыском бензина $\eta_v = 0,9-1,0-0,8$ при 2000-3000-5000 мин⁻¹ зависит от величины коэффициента расхода входных участков впускных патрубков и воздушного фильтра. Рекомендации реализованы в трёх сериях систем впуска, позволивших существенно повысить мощность двигателей ГАЗ: V-8 5,5 и 4,25 и Р-4 2,45 л для легковых автомобилей Чайка и Волга-люкс: ГАЗ - мощность спортивной модели двигателя ГАЗ-24 с 95 до 125, а ЦНИТА - двигателя ГАЗ-14 с 220 до 250 л.с.

Турбогазодинамический наддув.

Разработана и защищена авторским свидетельством впускная система комбинированного наддува в V-образных дизелях и двигателях с впрыском бензина с турбонаддувом, высокой степенью равномерности наполнения цилиндров и безпомпажной работой компрессора на всех режимах.

По результатам расчётов выданы УМЗ рекомендации по форсированию на 20-25% бензинового 2-клапанного двигателя УМЗ-406.10 (2,3 л) при неизменной степени сжатия за счёт турбонаддува без промежуточного охлаждения воздуха.

Проанализирована правильность выбора в техническом проекте 100-сильного дизеля УМЗ-406 Д (2,45 л) на базе 2-клапанного бензинового УМЗ-406 схемы и параметров газораспределения, ГВТ, системы наддува с охлаждением воздуха как средств обеспечения требований ТЗ. Расчётами выбраны лучшие из исследованных варианты распредвала и фаз газораспределения, уточнены диаметр и длина заборного и впускных патрубков, степени наддува ($\pi_k = 1,6-1,7$) и охлаждения (0,7).

Управляемые газодинамический наддув и воздухоснабжение.

Расчётами исследованы 3- и 4-клапанные двигатели АЗЛК-21412 и –21416, конструкторская проработка которых была выполнена НАМИ-АЗЛК в 1987 г. Базовый 2-клапанный АЗЛК-21414 использовался для идентификации рабочего цикла, а результаты его расчёта – для сравнения с двигателями с управляемым воздухомоснабжением. Управление фазами и проходным сечением впускного канала в соответствии с механизмом газораспределения НАМИ осуществлялось угловым смещением впускного распредвала относительно выпускного и перекрытием одного из трёх впускных каналов и двух клапанов. Оптимизацией параметров неуправляемых моделей определён алгоритм ступенчатого углового смещения впускного распредвала управляемого АЗЛК-21416, обеспечивший 0-10% повышение энергетических показателей и уменьшение расхода топлива на 0-2%.

Расчётами 4-клапанного ЗМЗ-406.10 выполнено ТЗ базовой и дефорсированной модификаций (150 и 125 л.с. при 5200 и 4500 мин⁻¹): оптимизированы кулачки и левые ветви скоростных характеристик обоих двигателей за счёт углового сдвига распредвалов, уточнения фаз, подъёма клапанов, длины впускных патрубков. Двигатели с рекомендованными параметрами и алгоритмом ступенчатого изменения профилей впускных кулачков обеспечивают топливно-энергетические показатели на уровне лучших зарубежных аналогов. Дополнительно оптимизированы алгоритмы углового сдвига серийного впускного распредвала до 30° п.к.в. и изменения длины впускных патрубков, обеспечившие двигателю ЗМЗ-406.10 более высокие показатели, чем управляемого АЗЛК-21416. Рассмотренные разработки не потеряли актуальности и практической значимости для развития автомобильных ДВС.

ТЕХНИЧЕСКИЕ ВОЗМОЖНОСТИ СОВРЕМЕННЫХ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ С РАДИАЛЬНОЙ ТУРБИНОЙ

Клима Й., (ООО *PBS Turbo*, Велка Битеш, Чешская Республика)

Вавра Р., (АО *Alta*, Брно, Чешская Республика)

Введение. Развитие транспорта и децентрализация производства электроэнергии ведет к росту использования поршневых двигателей, преимущества и выгоды которых по сравнению с газовыми турбинами находят применение прежде всего при низких мощностях. Сильная конкуренция ведет к повышению удельных мощностей, что уже в течение многих лет у поршневых двигателей нельзя представить без наддува.

Долгие годы разработка турбокомпрессоров (в дальнейшем ТК) исходила из сведений в области газовых турбин и авиационных двигателей. Поэтому первые ТК имели аксиальные турбины. Последовательные разработки в области наддува все меньших двигателей и стремление к компактности конструкции вели к использованию ТК с радиальной турбиной. В настоящее время для автомобилей они производятся уже в массовом масштабе.

Развитие радиальных машин. Разработку в области ТК можно разделить на три главных области:

- развитие компрессора, который подчиняется прежде всего росту сжатия;
- требования к компактности конструкции, что вело к использованию радиально-аксиальной турбины;
- разработка посадки ротора.

Компрессор. Основной параметр, характеризующий ТК, - сжатие - тесно связан с разработкой двигателей. Здесь имеются два фактора:

рост удельной мощности, который в настоящее время характеризуется продажей двигателей со средним эффективным давлением 2,0 – 2,4 МПа;

пределы содержания вредных веществ в выхлопных газах, когда главным образом требования к NOx ведут к переходу на цикл Миллера или Атkinsona, что в дальнейшем значительно повышает требования к сжатию в компрессоре.

При использовании в автомобилях, кроме того, требуется достаточная ширина рабочего поля компрессора таким образом, чтобы были покрыты все оборотные режимы двигателя и не происходил помпаж.

Еще до недавнего времени использовались компрессоры с радиальным выходом, которые для сжатия требуют самых низких оборотов, и их характеристика была достаточно широкой. Их производство технологически не было слишком трудоемким. В настоящее время производятся почти исключительно компрессоры, имеющие загнутые назад лопатки (рис. 1). Выходной угол колеблется в пределах 50 – 70° к касательной. Использование современных проектных методов позволило изготовить компрессоры, достигающих сжатия 5 с КПД действия 80% и выше (рис. 4). Они производятся на фрезерных станках с пятью управляемыми осями.

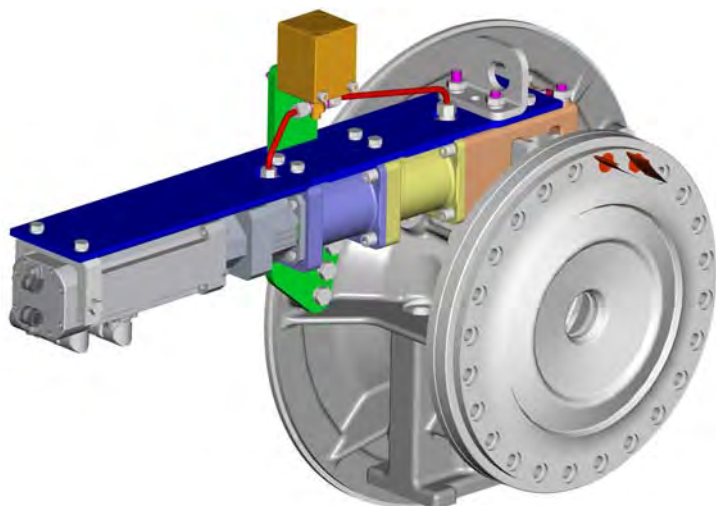
Турбина. Так же, как растет сжатие компрессора, растет и удельная работа турбины, хотя и несколько медленнее, благодаря улучшению КПД всех компонентов. Еще сегодня мы можем встретиться с ТК, где удельная работа турбины составляет около 100 кДж.кг⁻¹, но турбины ТК для современных двигателей уже справляются с удельной работой около 250 кДж.кг⁻¹. Современные проектные методы позволили достигнуть КПД турбинной ступени более 83%. Однако повышение КПД несет с собой еще одно требование к турбине - повышение ее пропускной способности. Необходимо сознавать, что, например, повышение КПД ТК с 57 до 62% означает необходимость увеличения пропускной способности турбины на 12%!



Рис. 1. Рабочие колеса турбокомпрессоров (слева: секционированное колесо с радиальным выходом, колесо с загнутыми назад лопатками, компрессор для высоких степеней сжатия)

ТК также подвержен сильному давлению в отношении достижения конкурентоспособной цены. По нашему мнению, это является одной из главных причин замены сложной в производственном отношении аксиальной турбины турбиной радиально-аксиальной. Выгодами, которыми нельзя пренебречь, являются более компактная конструкция и в большинстве случаев - снижение результирующей аксиальной силы. У ТК, производимых в массовом порядке, выгодой является также использование корпуса турбины без соплового аппарата, что в дальнейшем позволяет снизить расходы.

В последнее время у ТК возникает также требование к регулировке турбины. Конструкционное решение установилось на изменении сечения соплового аппарата – или путем поворачивания лопаток (напр., Borg Warner Turbo Systems),

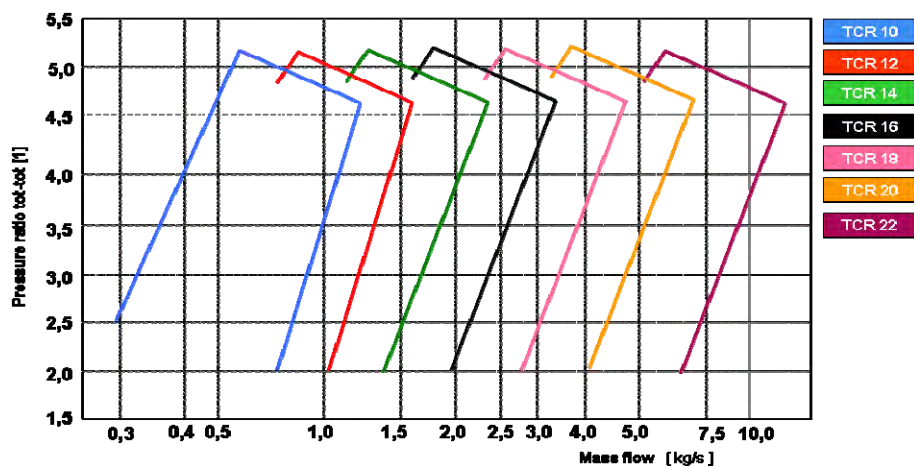


или изменения высоты лопаток путем передвижения диска (напр., Holset). Регулирование сечения соплового аппарата турбины подготовлено также у производителей крупных ТК, включая PBS Turbo, который предлагает не только собственный поворотный механизм, но и блок управления с электродвигателем (рис. 2).

Рис. 2. Поворотные лопатки соплового аппарата турбины нагнетателя TCR

Новая серия турбокомпрессоров PBS Turbo. В 2002 году фирмы MAN Diesel SE и PBS Turbo совместно начали разрабатывать новую серию ТК - TCR, которые ориентированы прежде всего на двигатели средних скоростей и мощностью от 280 до 6 000 кВт.

ТК подходят для различных типов применений. Рабочее поле отдельных типов серии представлено на рисунке 3. Для проектирования ТК был применен многолетний опыт обеих фирм в различных областях использования двигателей, а также самые современные инструменты для разработки проточных частей и их



структурного анализа. Большое внимание было уделено безопасности, для оценки которой разработаны и использованы новые расчетные инструменты.

Рис. 3. Рабочее поле турбокомпрессоров TCR

Рабочее поле ТК каждого размера покрывают два компрессора с различной геометрией лопаток таким образом, чтобы в соответствующей области достигались оптимальные параметры. В настоящее время мы работаем над разработкой компрессоров с еще более высокой степенью сжатия. Типичная характеристика компрессора изображена на рисунке 4. Конструкция колеса позволяет использовать алюминиевый сплав при сжатии, умеренно превышающем 5. Однако подшипники и вал рассчитаны также для колеса компрессора из титана, благодаря чему обеспечена возможность повышения степени сжатия в соответствии с потребностями заказчиков.

Большие усилия были приложены к разработке турбинной ступени, которая в целом была разработана с помощью CFD методов подобно компрессору. Проект был проверен в ходе множества испытаний, результаты которых дали возможность дальнейшей оптимизации.

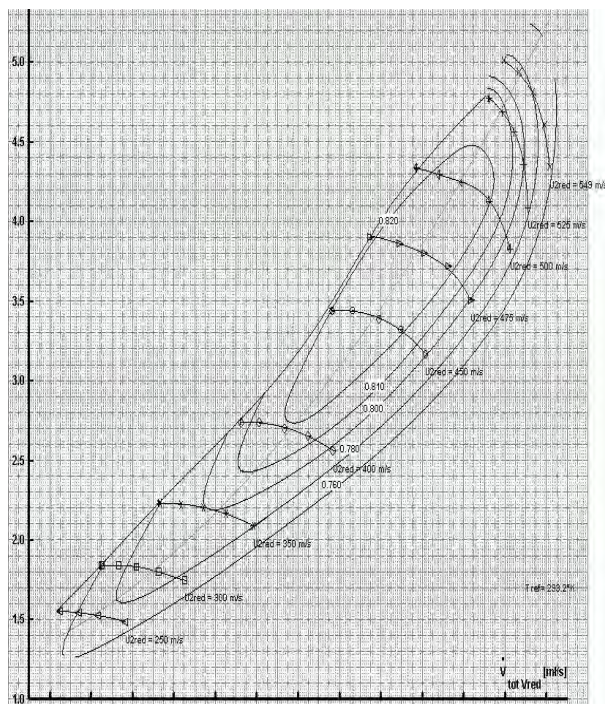


Рис. 4. Характеристика компрессора ТК TCR

Как видно из рис. 5, КПД современной радиально-аксиальной ступени выше по сравнению с предыдущим поколением нагнетателей, а также с аксиальной турбиной. Все три турбины, сравниваемые на рисунке, имеют практически одинаковую пропускную способность.

У новой турбинной ступени был достигнут значительный рост КПД в области низких степеней расширения. Это важно для двигателей, работающих во всем диапазоне мощностей (судна, тепловозы) - в прошлом при снижении мощности происходило

нарастание задымленности до видимого уровня. Повышение КПД при низких степенях расширения благоприятно сказывается при акселерации всей системы после скачкообразного нарастания нагрузки.

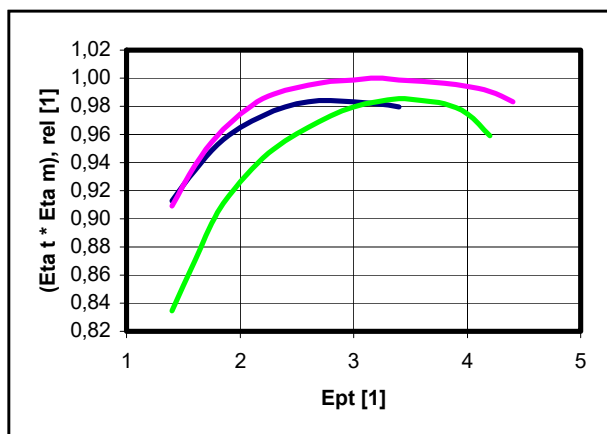


Рис. 5. КПД различных турбин ТК: зеленая кривая - старая радиальная турбина, оптимизованная для высоких степеней расширения, синяя-аксиальная турбина, красная-современная радиально-аксиальная турбина

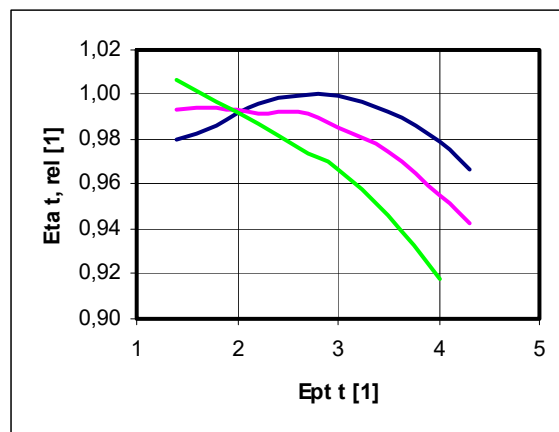


Рис. 6. Влияние реакции турбины на ее КПД (красным обозначен - проектная реакция, синим - реакция, сниженная на 10%, зеленым - реакция, повышенная на 9%)

Общеизвестна относительно высокая чувствительность радиально-аксиальной турбины к термодинамической реакции - см. рис. 6. Это свойство можно использовать для дальнейшей оптимизации поведения ТК в двигателе, когда мы можем оптимум КПД турбины сдвигать к более высоким или низким степеням расширения в соответствии с областью наиболее частой работы двигателя.

Использование турбокомпрессоров на двигателях. Как уже было отмечено в предыдущих абзацах, современные проектные методы вместе с экспериментами позволили у ТК с радиальной турбиной достигнуть очень высоких КПД в широком диапазоне. Кроме того, эта концепция дает возможность очень компактного конструкционного решения с минимальным количеством деталей. Это затем

проявляется относительно малым занятым пространством, высокой надежностью и простым техническим обслуживанием при эксплуатации. Последний упомянутый фактор становится все более важным, потому что заказчика сегодня интересуют не только термодинамические параметры и сумма начальных инвестиций. Заказчик хочет уже в самом начале знать, какими будут общие расходы на протяжении жизненного цикла изделия. Простота ТК TCR и легкая замена наиболее изнашиваемых деталей удерживают ремонтные расходы на очень низком уровне, что подтверждает и первый опыт эксплуатации.



Рис. 7. Турбокомпрессор TCR 16 в газовом двигателе ($P = 1050$ кВт $n = 1500$ мин⁻¹, топливо – природный газ)

Радиально-аксиальные турбины, таким образом, во все более широком объеме заменяют турбины аксиальные.

Выгоды радиально-аксиальной турбины используют и ТК вновь разработанной серии TCR, которые с самого начала задуманы как можно более универсальными. Их можно использовать для широкой шкалы жидких и газообразных видов топлива (напр., см. рис. 7). С этой точки зрения сконструированы уплотнения и выбраны материалы ключевых деталей. Выбрано простое, но очень жесткое крепление ТК к двигателю, в который интегрировано и распределение масла. Для двигателей с очень высокими температурами продуктов сгорания имеется в распоряжении охлаждаемый водой корпус подшипников. ТК могут быть поставлены с дальнейшими дополнениями, например, изоляцией корпуса турбины, очистителем воздуха, оборудованием для очистки компрессоров и турбины во время эксплуатации, датчиком оборотов, средствами для монтажа. Само собой разумеющимся является широкая техническая поддержка заказчиков.

Об универсальности использования свидетельствуют и исследования применения для тепловозного двигателя, когда с меньшими размерами колеса компрессора удалось достичь необходимого протока воздуха. Цель проекта – подготовить ТК с такими же присоединительными размерами (рис. 8). Само собой разумеющимся остается достижение высоких КПД и сохранение потенциала дальнейшего повышения степени сжатия. Расширение серии ТК TCR по направлению к меньшим протокам приносит для производителей двигателей также возможность решения с двумя меньшими ТК вместо одного большего.

В этом случае не только сокращается реакция группы наддува в случае изменения нагрузки, но и предлагается дальнейшая возможность регулирования, как, например, последовательный наддув или двухступенчатая наполняющая группа. Все можно комбинировать с регулированием клапанами, обтоком (By – pass) или использовать турбину с регулированием сечения соплового аппарата.

PBS Turbo и далее тщательно следит за шагами заказчика и готово включить их требования в свой план технического развития так, чтобы в максимальной степени помочь подготовить двигатели высшего качества, которые будут конкурентоспособны благодаря своим низким затратам, соответствуя одновременно имеющимся и предстоящим директивам.

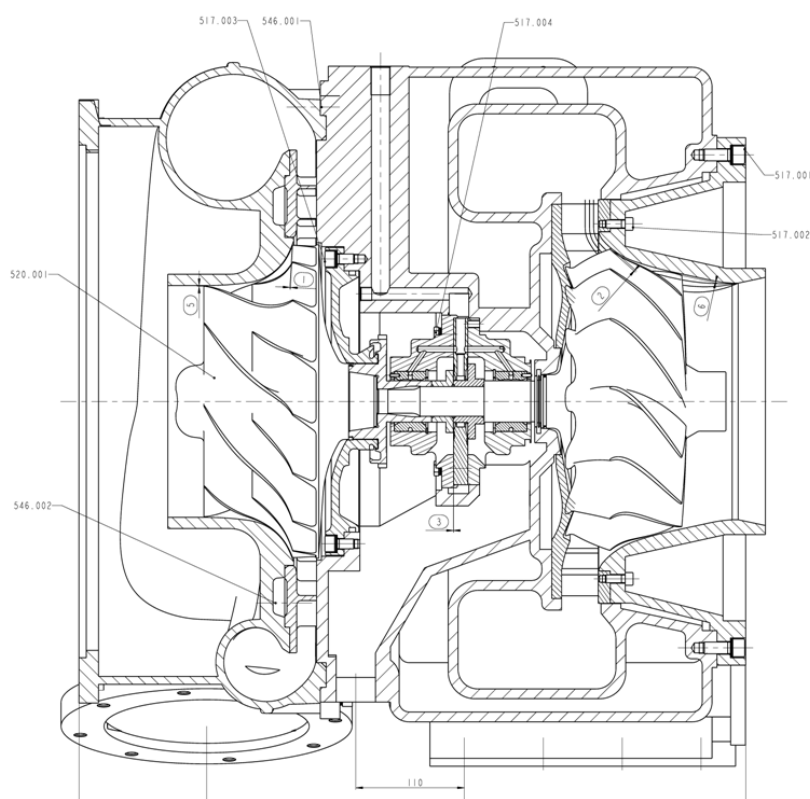


Рис. 8. Конструкционный проект ТК с радиально-аксиальной турбиной для тепловоза.

Заключение.

За последние пять лет MAN Diesel, составной частью которого является PBS Turbo, разработал новую серию ТК TCR с радиально-аксиальной турбиной с параметрами высшего кровеня, очень компактной конструкцией и легким техническим обслуживанием. Об-

ширная разработка предоставила возможность высокой нагрузки компрессорной и турбинной ступеней, что обеспечивает широкие возможности применения ТК в различных типах современных двигателей. В настоящее время завершается расширение серии по направлению к меньшим протокам при сохранении высоких коэффициентов полезного действия и других выгод, проверенных на большем количестве изделий серии и других типах. Это позволяет производителям двигателей думать о новых концепциях наддува и с опережением готовиться к новым требованиям рынка.

Благодарность. Авторы благодарят Министерство промышленности и торговли Чешской Республики, которое в рамках своих программ оказывает финансовую поддержку разработки ТК с радиальной турбиной (проекты FF-P2/109 и FI-IM3/213).

Литература:

1. Кадрножка, Я.: Лопаточные машины, CERM Брно, 2003
2. Кадрножка, Я.: Тепловые турбины и турбокомпрессоры, CERM Брно, 2004
3. Мацек, Я.; Климент, В.: Газовые турбины, Турбокомпрессоры и вентиляторы, ČVUT Прага, 2001
4. Moustapha, H.; Zalesky, M. F.; Baines, N.C.; Japikse, D.: Axial and Radial Turbines, Concepts NREC, 2003
5. Japikse, D.: Centrifugal Compressors – Design and Performance, Concepts ETI, 1996
6. Baines, N.C.: Fundamentals of Turbocharging, Concepts ETI, 2005
7. CIMAC Congress 2004, Kyoto
8. 5th Dessau Gas Engine Conference, Dessau, 2007
9. Отчёты о разработках PBS Turbo
10. Evolution, торгово-технический журнал SKF, AB SKF Göteborg, 2006

8. ДИАГНОСТИКА И ЭКСПЛУАТАЦИЯ

КЛАССИФИКАЦИЯ СИСТЕМ МОНИТОРИНГА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ОБОРУДОВАНИЯ

Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. (НПЦ «Динамика», г. Омск)

Современная эксплуатация машинного оборудования немыслима без использования специальных систем мониторинга технического состояния, с помощью которых осуществляют наблюдение за техническим состоянием агрегата (конструкции, машины, узла, механизма) для определения и предсказания момента его перехода в предельное состояние. Выбор необходимых технических средств систем мониторинга для конкретного вида оборудования является важной и актуальной задачей. Предлагаемая классификация систем мониторинга отвечает потребностям современных производств и основана на многолетнем опыте создания и внедрения систем мониторинга технического состояния машинного и технологического оборудования в реальном времени опасных производств химической, нефтехимической, нефтедобывающей, нефте- и газоперерабатывающей, горной и металлургической промышленности, железнодорожного транспорта, коммунального хозяйства.

Обобщенная структура системы мониторинга приведена на рис. 1 [1]. Сигналы с установленных на оборудовании датчиков (БД) сначала поступают на вход блока согласования (БС) где происходит их усиление и фильтрация, а затем на вход тракта распознавания (ТР), который включает в себя последовательно соединенные блоки анализатора сигналов (АС), блок формирования диагностических признаков (БФДП), блок принятия решения (БПР), блок оповещения и регистрации (БОР). Таким образом, на выходе системы по значениям диагностических признаков формируется набор диагностических сообщений, который доводится до персонала средствами оповещения.

Предлагается классификация систем мониторинга технического состояния по следующим факторам (Табл.1):

- количеству и виду используемых методов неразрушающего контроля (МНК);
- по типу экспертной системы;
- по объему выявляемых неисправностей; по величине статической ошибки распознавания состояния оборудования;
- по величине динамической ошибки распознавания состояния оборудования;
- по величине риска пропуска внезапного отказа;
- по числу измерительных каналов системы;
- по способу опроса датчиков;
- по архитектуре;
- по типу используемого анализатора сигналов;
- по типу индикатора состояния;
- по наличию и уровню диагностической сети;
- по типу управления.

По количеству и виду используемых МНК различают комплексные системы, использующие набор различных МНК и специализированные системы, использующие один из МНК.

Наиболее важным фактором классификации систем является тип используемой экспертной системы. По типу экспертной системы различают: системы

поддержки принятия решений (ЭСППР); диагностические (ЭСД); системы индикации состояния (СИС).

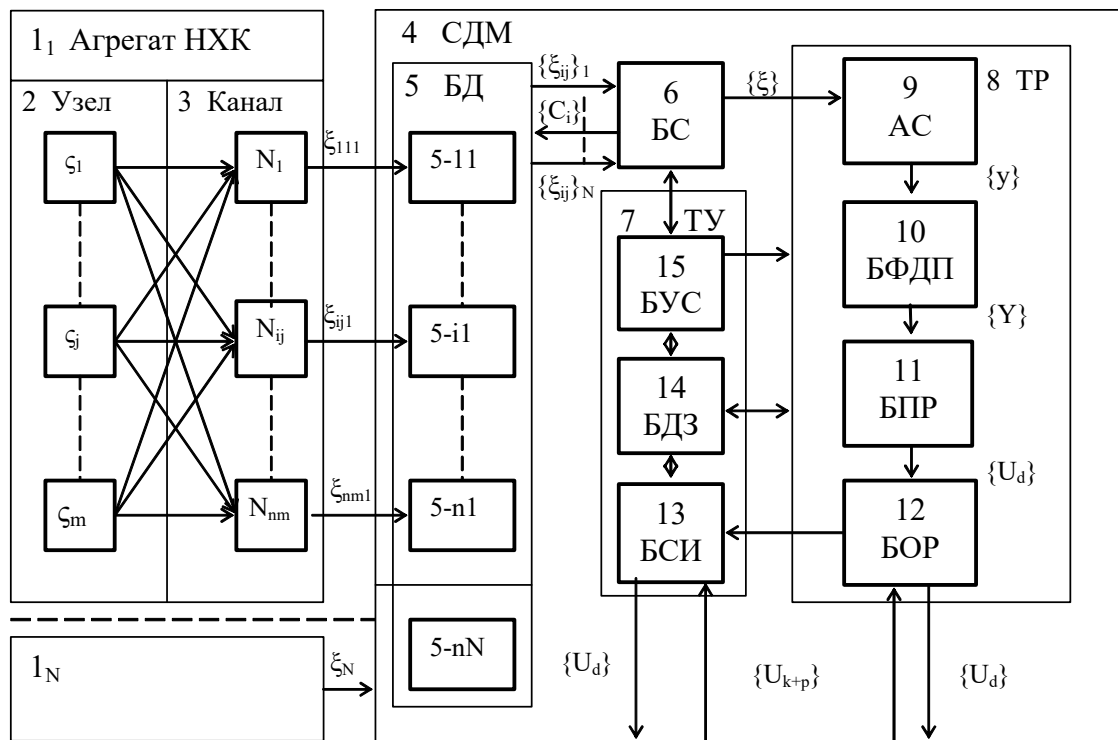


Рис. 1. Структура системы диагностики и мониторинга:

$1_1, \dots, 1_N$ – N агрегатов; 2_1-2_m – m диагностируемых узлов в агрегате; 3_1-3_n – каналы распространения сигналов от m узлов к n датчикам; 4 – система мониторинга (СДМ); 5 – блок датчиков (БД); 6 – блок согласования (БС); 7 – тракт управления (ТУ); 8 – тракт распознавания (ТР); 9 – анализатор (АС); 10 – блок формирования диагностических признаков (БФДП); 11 – блок принятия решения (БПР); 12 – блок оповещения, отображения и регистрации (БОР); 13 – блок сетевых интерфейсов (БСИ) (Intranet/Internet); 14 – информационные базы данных и знаний (конфигурации оборудования и СМ, архивы сигналов, событий, база знаний) (БДЗ); 15 – блок управления и синхронизации (БУС).

Системы индикации состояния осуществляют только определение технического состояния объекта, без указаний на вид неисправности. Диагностические системы наряду с определением технического состояния должны определять одну или несколько причин (вид) неисправного состояния объекта. Экспертные системы поддержки принятия решений включают свойства диагностических систем и должны автоматически выдавать целеуказующие предписания персоналу для предотвращения опасного состояния объекта и приведения его в нормальное состояние (Табл.2).

По объему выявляемых неисправностей различают: системы широкого класса, выявляющие неисправности различных узлов агрегата, а также неисправности в его работе по технологической схеме установки; системы узкого класса, выявляющие неисправности только одного узла агрегата, например подшипника.

Статическая ошибка распознавания есть пропуск своевременного распознавания опасного состояния оборудования, вызванный тем, что неисправное состояние оборудования система воспринимает (диагностирует) как исправное. По величине статической ошибки распознавания различают: системы низкой ошибки ($< 5\%$); системы средней ошибки ($5 - 30\%$); системы высокой ошибки ($> 30\%$).

Классификация по динамической ошибке распознавания аналогична классификации по статической ошибке, но здесь под ошибкой понимают пропуск

своевременного распознавания опасного состояния оборудования, вызванный тем, что период мониторинга (диагностирования) превышает интервал развития неисправности от момента ее обнаружения до предельного состояния оборудования. Период мониторинга может достигать нескольких секунд у стационарных систем и нескольких дней у переносных систем. Следует отметить, что быстродействие систем мониторинга не должно быть ниже скорости развития дефектов защищаемого оборудования.

Для оценки общей ошибки систем мониторинга вводится понятие риска пропуска опасного состояния оборудования - совокупность статической, динамической ошибок и влияния человеческого фактора, обусловленного несвоевременным выполнением персоналом предписаний системы мониторинга по устранению обнаруженного системой опасного состояния оборудования. По величине риска также различают: системы низкой ошибки ($< 5\%$); системы средней ошибки ($5 - 30\%$); системы высокой ошибки ($> 30\%$).

Важными факторами классификации являются параметры архитектуры систем. Здесь устанавливается разделение по числу измерительных каналов системы (одноканальные, многоканальные), по способу опроса датчиков (параллельно-последовательные, параллельные, последовательные), по архитектуре (распределенные, сосредоточенные).

Последовательные системы осуществляют поочередное измерение сигналов и их обработку. Последовательные измерения могут проводиться как автоматически, так и человеком-оператором (переносные системы). Универсальные (параллельно-последовательные) системы имеют смешанную структуру: устанавливаются группы каналов, внутри группы каналы измеряются последовательно, и затем осуществляется параллельная обработка выходных сигналов групп и/или наоборот. Параллельные системы осуществляют одновременное измерение сигналов и их последующую обработку. Вся аппаратура сосредоточенной системы (за исключением датчиков) размещается в одном месте, как правило, на удалении от объекта контроля. Аппаратура распределенной системы может размещаться непосредственно на объекте контроля.

По типу индикатора состояния объекта мониторинга различают комплексные, многоуровневые и простые системы. Простые индикаторы состояния имеют только функцию отображения состояния объекта. Многоуровневые индикаторы состояния наряду с отображением состояния объекта должны иметь функции отображения состояний и параметров различных его составных частей. Комплексные индикаторы состояния включают в себя функции многоуровневых индикаторов и должны отображать: даты пуска/останова систем и агрегатов, их наработки на разные виды ремонта, прогноз остаточного ресурса, а также выводят информацию по следующим каналам: звуковой вывод, печать протоколов, передача данных по сети (публикация на Web сервере).

По типу используемого анализатора сигналов различают скалярные и векторные системы. В скалярных системах результатом работы анализатора сигналов являются скалярные числа (общий уровень вибрации, температура, и т.д.). Векторные системы в результате обработки информации наряду со скалярными должны выдавать одномерные и многомерные массивы, производить спектральную, корреляционную, и др. математическую обработку.

По наличию и уровню диагностической сети различают следующие группы систем: автоматическая диагностическая сеть; ручная диагностическая сеть, интегрированная с переносными системами; ручная диагностическая сеть;

отсутствие диагностической сети. Автоматическая диагностическая сеть должна обеспечивать автоматическое представление на компьютерах удаленных пользователей полной информации о состоянии оборудования при одном обращении к сети, полученной как автоматическими стационарными системами, так и переносными (персональными) системами.

По типу управления системы разделяются на автоматические, автоматизированные и ручные. Ручные системы выполняют большинство функций мониторинга под управлением человека-оператора. Автоматизированные системы должны выполнять основные функции мониторинга автоматически, а вспомогательные - под управлением человека-оператора. Автоматические системы мониторинга должны выполнять все функции мониторинга автоматически. Человек в автоматических системах может использоваться как звено управления для выдачи управляющих воздействий на объект.

В таблице 1 приведены примеры расчета класса систем для различных конфигураций аппаратных и программных средств.

Таблица 1. Примеры расчета класса систем

№	Вид классификации	Параметры классификации	Система 1	Система 2	Система 3	Система 4
1	количеству и виду МНК	комплексные, специализированные (1,2)	1	1	1	2
2	По типу экспертной системы	ЭСППР, ЭСД, СИС (1,2,3)	1	2	2	3
3	По объему неисправностей	широкого класса, узкого (1,2)	1	2	2	2
4	По статической ошибке	низкой, средней, высокой (1,2,3)	1	1	1	1
5	По динамической ошибке	низкой, средней, высокой (1,2,3)	1	1	2	3
6	По риску пропуска внезапного а	низкий, средний, высокий (1,2,3)	1	2	3	3
7	По числу изм. каналов	многоканальные, одноканальные (1,2)	1	1	1	2
8	По способу опроса датчиков	универс, параллельн, послед. (1,2,3)	1	1	2	3
9	По архитектуре	распред, сосред (1,2)	1	1	1	2
10	По типу анализатора сигналов	векторный, скалярный (1,2)	1	1	1	1
11	По типу индикатора состояния	комплексные, многоуровнев, простые (1,2,3)	1	2	2	1
12	По наличию диагностической и	автоматические, ручные, нет (1,2,3,4)	1	2	2	1
13	По типу управления	автоматические, автоматизированные, руч-е (1,2,3)	1	1	2	2
		Произведение (П)	1	32	384	2160
		Log(П)+1	1,00	2,51	3,58	4,41
		Класс (К)	1	2	3	4

По каждому фактору устанавливается градация уровней классификации (от 2 до 4 уровней), по которым определяется комплексный показатель, определяющий класс системы по выражению:

$$K = \text{int}(1 + \log (\prod Ri)), \quad (1)$$

где К – комплексный показатель, определяющий класс системы; $\prod Ri$ - произведение значений номеров, соответствующих свойствам системы; Int – целая часть числа.

Для каждого класса системы устанавливаются границы применения при оснащении производственного оборудования. Классификация оборудования основана на матрице риска (рисунок 2), учитывающей вероятность возникнове-

ния отказа и его материальные и техногенные последствия. В первой ячейке матрицы помещается оборудование первой категории, занимающее ключевые позиции в технологическом процессе и *определяющее безопасность производства*, внезапный отказ которого может привести к *техногенной аварии (взрыву, пожару)* и/или существенному снижению технико-экономических показателей производства. Во второй ячейке помещается оборудование второй категории, занимающее второстепенные позиции в технологическом процессе и влияющее на безопасность производства, внезапный отказ которого может привести к снижению безопасности и технико-экономических показателей производства. В третьей и четвертой ячейках размещается оборудование третьей и четвертой категорий, решающее вспомогательные задачи. Оборудование четвертой категории может

эксплуатироваться до отказа.

Вероятность отказа оборудования	Потери вследствие пропуска отказа системой мониторинга		Техногенная опасность
высокая	I (80-90)% ТЭП	II (20-10)% ТЭП	Есть
низкая	III Небольшие (рост затрат на ремонт)	IV Незначительные (затраты на ремонт)	Нет

Рис. 2. Матрица рисков

Оценка величины последствий происшествия осуществляется относительно некоторых базовых величин – технико-экономических показателей (ТЭП), характеризующих работу опасного производственного объекта, на котором устанавливается система мониторинга.

Системы мониторинга 1 класса применяются для комплексного мониторинга всей технологической установки, включая объекты первой, второй и третьей категорий с возможностью автоматической блокировки опасных агрегатов и обеспечивают безопасную ресурсосберегающую эксплуатацию оборудования по фактическому техническому состоянию.

Системы 2 класса применяются для мониторинга оборудования второй и третьей категорий с возможностью автоматической блокировки опасных агрегатов и обеспечивают безопасную ресурсосберегающую эксплуатацию оборудования по фактическому техническому состоянию.

Системы 3 класса применяются для мониторинга оборудования третьей категории по фактическому техническому состоянию.

Системы 4-го и более низких классов носят вспомогательный характер.

Классификация включена в Стандарт Ассоциации Ростехэкспертиза «Системы мониторинга агрегатов опасных производственных объектов. Общие технические требования» (СА 03-002-05) [1], поддержанный также Ассоциацией нефтехимиков и нефтепереработчиков России и научно-промышленным союзом РИСКОМ, который рекомендован Ростехнадзором для применения экспертными, проектными организациями и промышленными предприятиями в качестве руководства по выбору и применению систем мониторинга технического состояния в реальном времени для предотвращения техногенных аварий и обеспечения

безопасной ресурсосберегающей эксплуатации оборудования по фактическому техническому состоянию.

Таблица 2 - Перечень автоматически указываемых неисправностей машин

№ п.п. Класса	Вид неисправности	№ п.п. Класса	Вид неисправности
1	подшипника: недостаток смазки перекос ослабление дефект внешней обоймы дефект внутренней обоймы дефект тел качения дефект сепаратора	5	поршневых компрессоров: клапанов кривошипно-шатунной группы ослабление гайки поршня коренных подшипников заброс конденсата
2	механизма: дефекты муфты дефекты зубчатых передач	6	Гидро-газодинамические: кавитация гидроудар прохват помпаж (предпомпажное состояние)
3	машины: дисбаланс ротора нарушения крепления дефекты рабочего колеса срез вала недопустимое биение ротора недопустимый осевой сдвиг	7	электрические: перегрузка по току перекос фаз дефекты статора дефекты ротора
4	агрегата: нарушение центровки валов нарушение крепления к фундаменту и присоединенным конструкциям	8	температурные: перегрев неравномерность нагрева
		9	прочие: состояние торцовых уплотнений

Литература

1. Стандарт Ассоциации Ростехэкспертиза «Системы мониторинга агрегатов опасных производственных объектов. Общие технические требования» (СА 03-002-05) Серия 03/ Колл. авт. – М.: Издательство «Компрессорная и химическая техника», 2005. – 42 с.

ОРТОГОНАЛЬНОСТЬ СИГНАЛОВ ВИБРОУСКОРЕНИЯ, ВИБРОСКОРОСТИ И ВИБРОПЕРЕМЕЩЕНИЯ В ЗАДАЧАХ ВИБРОДИАГНОСТИКИ

Костюков А.В., Костюков В.Н. (НПЦ «Динамика», г. Омск)

В практике вибродиагностики и виброконтроля сигналы виброускорения и виброперемещения часто не используют, считая их тесно связанными с сигналом виброскорости [2, 8], из-за того, что эти параметры связаны между собой дифференциально-интегральными соотношениями. Вместе с тем поиск и использование для оценки технического состояния машин ортогональных диагностических признаков представляет собой весьма актуальную задачу, поскольку существенно повышает достоверность диагностики. Результаты фундаментальных исследований вибрационных процессов в машинах и присоединенных конструкциях, выполненных под руководством и при непосредственном участии авторов показывают [3,4], что развитие различных неисправностей роторных машин приводит к тому, что параметры виброускорения, виброскорости и виброперемещения реагируют на эти неисправности по разному. Эти случаи указывают на значительное сужение диапазона диагностируемых неисправностей при использовании только одного из этих параметров.

Таким образом, возникает задача об оценке степени независимости сигналов виброускорения (А), виброскорости (V) и виброперемещения (S).

В общем случае вибрация машины описывается следующей матричной системой уравнений [1]:

$$[A]\{\ddot{q}\} + [B]\{\dot{q}\} + [C]\{q\} = \{h(q, \dot{q}, t)\} = \mu (\{\Gamma(t)\} + \{H(q, \dot{q}, t)\}), \quad (1)$$

где $[A]$, $[B]$, $[C]$ – квадратные матрицы с постоянными коэффициентами; $\{q\}$ – вектор обобщенных координат; $\{h\}$ – вектор нелинейных и параметрических членов $\{H(q, \dot{q}, t)\}$ и внешних возбуждающих сил $\{\Gamma(t)\}$; μ – малый параметр.

Уравнение (1) показывает, что возбуждаемый частотный состав вибросигнала проявляется и через виброускорение $\{A\} = \{\ddot{q}\}$, и через виброскорость $\{V\} = \{\dot{q}\}$, и через виброперемещение $\{S\} = \{q\}$. Виброускорение отражает инерционно-массовые силы взаимодействия деталей. Виброскорость отражает диссипативные силы трения деталей. Виброперемещение отражает изменение сил жесткости.

В мировой практике чаще всего измеряют виброскорость V , по отношению к которой параметр виброускорения A более чувствителен к высокочастотным составляющим спектра вибрации, а сигнал виброперемещения S – к низкочастотным:

$$A(\omega) = \omega \cdot V(\omega); S(\omega) = V(\omega) / \omega.$$

Измерение только одного параметра снижает чувствительность системы вибродиагностики к силам, отражаемым другими вибропараметрами. Необходимость же совместного использования для диагностики всех трех параметров позволяет наблюдать в спектре колебания всех частот, возбуждаемых в механизме – от инфранизких, начиная с единиц Герц, благодаря виброперемещению $S(\omega)$, до ультразвуковых, в десятки и сотни килогерц, благодаря виброускорению $A(\omega)$, и не пропустить неисправности и дефекты, которые адекватно отображаются каждым из этих параметров.

Амплитудно-частотный спектр колебаний определяется спектром возбуждающих сил $\Gamma(\omega)$, который существенно расширяется при деградации механизма вследствие роста нелинейных эффектов (удар, ограничение движения) и параметрического возбуждения из-за случайных изменений жесткости $[C(t)]$, вызванных, в частности, ослаблением крепления различных частей машины друг относительно друга, к фундаментам и прочей арматуре.

Рассматривая возбуждающие силы $\Gamma(\omega)$ и вибрацию машины как случайный нормальный процесс [2] можно показать, что случайный процесс (например виброскорость V) и его производная (т.е. виброускорение A) в совпадающие моменты времени некогерентны, а их взаимокорреляционная функция равна нулю [7]:

$$B_{VA}(\tau) = -\frac{1}{2\pi} \int_0^{\infty} \omega \cdot V(\omega) \cdot \sin(\omega\tau) d\omega, \quad (2)$$

$$\text{при } \tau = 0, \sin(\omega\tau) = 0 \text{ и } B_{VA}(0) = 0.$$

Аналогичный результат справедлив и для взаимокорреляционной функции сигналов виброперемещения S и виброскорости V : $B_{SV}(0) = 0$.

Эти вибропараметры ортогональны для случайных процессов зарождения и развития неисправностей. Физически это объясняется тем, что они отражают разные дефекты, которые порождаются различными причинами и преобладают в разных частотных диапазонах. Вибропараметры A , V , S тесно связаны лишь в простейшем случае, при синусоидальной возбуждающей силе, что наблюдается у агрегатов НХК достаточно редко лишь при возникновении дисбаланса (5–10 %

всех медленно развивающихся дефектов). И даже в этом случае, как будет показано далее, ортогональность A, V, S сохраняется в определенном диапазоне отношения сигнал/шум W_p . Ниже приведены результаты исследования ортогональности сигналов виброускорения, виброскорости, виброперемещения путем их аналитического и численного моделирования для различных классов неисправностей роторных машин, ширине полосы шумовой составляющей сигнала и различных отношениях мощностей сигнал/шум. Оценка степени ортогональности осуществлялась на основе максимума меры неопределенности Линдера L , численно равной квадрату коэффициента корреляции между сигналами R^2 [4]. Мера Линдера показывает долю изменения зависимой переменной от изменения независимой переменной во всем диапазоне ее изменения и позволяет количественно оценить долю информации, которая содержится в зависимом сигнале о сигнале считающемся независимым. Если, например, $L_{va}=0,1$, то это означает, что лишь 10% информации о дефекте, который содержится в виброускорении отражается в виброскорости. И наоборот – мера Линдера дуальна! Под степенью ортогональности нормированных диагностических признаков X и Y понимается близость угла a между регрессиями одного из признаков на другой: $Y=RX$; $X=Y/R$ к 90° . При этом дисперсия Dy (разброс) признака Y , которая определяется (связана с) дисперсией Dx (изменением) признака X определяется отношением: $Dy=R^2Dx=LDx$. В качестве критической границы степени независимости (ортогональности) диагностических признаков целесообразно использовать значение меры Линдера $L=10\%$. Это соответствует ситуации, когда 90% разброса признака Y вызвано дефектами отличными от тех, которые вызывают изменение признака X .

Система векторов евклидова пространства является ортогональной, если их скалярное произведение равно нулю, при этом косинус угла a между векторами X и Y $\cos(a)=0$, $a=90^\circ$, $R=0$. Если признаки X и Y функционально зависимы, т.е. $R=1$, $\cos(a)=1$, $a=0^\circ$, векторы X и Y коллинеарны. Поэтому для диагностики может использоваться только один из них – второй не несет никакой дополнительной информации о состоянии машины. Зависимость угла a от меры связи Линдера $L=R^2$ между диагностическими признаками приведена на Рис. 1 и определяется по выражению:

$$a = \arctg[(1-L)/2L^{0.5}]. \quad (3)$$

Рассмотрим виброакустический сигнал при дисбалансе ротора машины. В данном случае, виброакустический сигнал имеет синусоидальный вид. Модель сигнала представим в виде смеси периодической и шумовой составляющих [4]:

$$S(t) = P(t) + H(t), \quad (4)$$

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

Введем параметр W_p [4], определенный как отношение мощностей периодической компоненты сигнала P и шумовой H :

$$W_p = \frac{P}{H}. \quad (5)$$

Аналитическим путем получена зависимость меры неопределенности Линдера между сигналом синусоидального вида и его производной от параметра W_p [5]:

$$L_{VA}(\tau) = \frac{\left[-W_p \cdot \omega_p \cdot \sin(\omega_p \cdot \tau) + \frac{\cos(\omega_H \cdot \tau)}{\tau} - \frac{\sin(\omega_H \cdot \tau)}{\omega_H \cdot \tau^2} \right]^2}{(W_p + 1) \cdot \left(W_p \cdot \omega_p^2 + \frac{1}{3} \cdot \omega_H^2 \right)}, \quad (6)$$

где ω_p – круговая частота периодической составляющей; ω_H – верхняя граничная круговая частота шумовой составляющей.

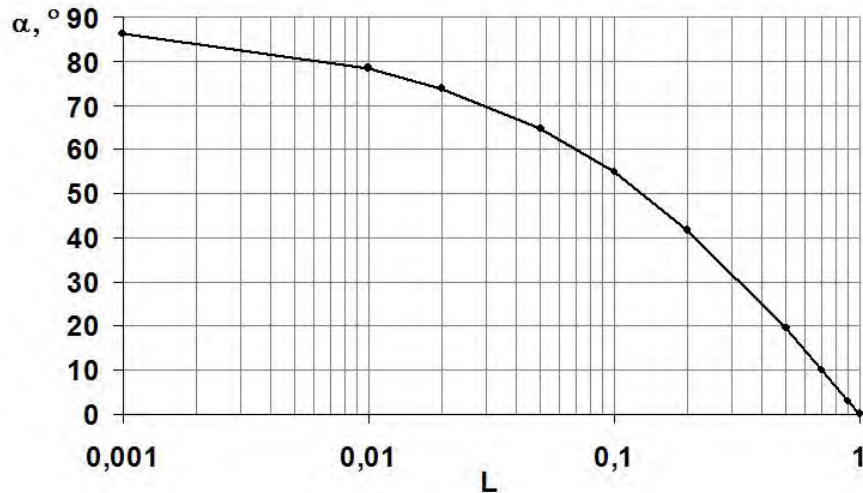


Рис.1. Зависимость угла α от меры связи Линдера $L=R^2$ между парами диагностических признаков

На рис. 2 показаны зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} от параметра W_p , построенные по выражениям (5) и (6) при частоте периодической составляющей $F_p = 50$ Гц (оборотная гармоника частоты вращения вала 3000 мин^{-1} при возникновении дисбаланса).

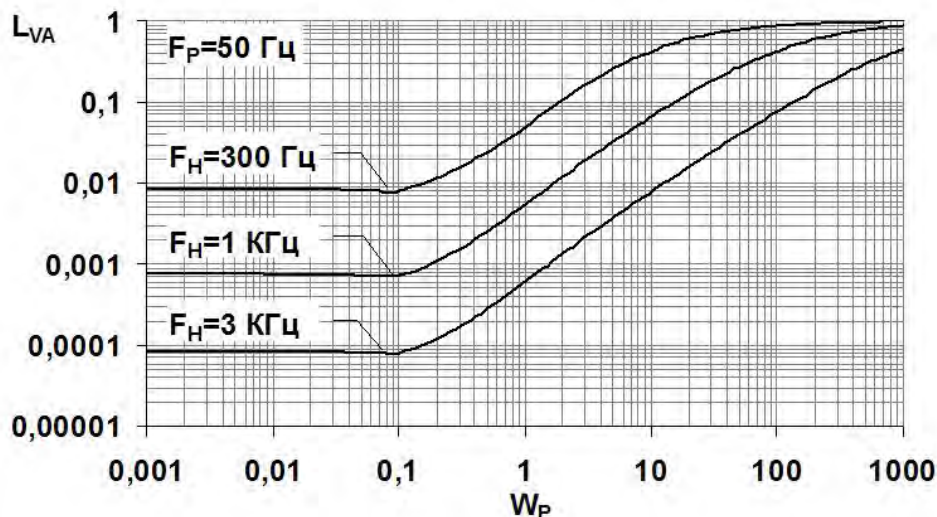


Рис. 2. Зависимость максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} вибросигнала синусоидального вида и его производной от параметра W_p .

Приведенные зависимости показывают, что максимум меры Линдера возрастает с ростом отношения сигнал/шум W_p и при сужении полосы частот шумовой составляющей f_H . При $W_p = 1$ мера Линдера не превышает 0,05 при полосе шума 300 Гц, а при шуме в полосе 3000 Гц мера Линдера не превышает 0,1 при отношении сигнал/шум $W_p=100$. Это подтверждает практическое отсутствие взаимозависимости между виброскоростью и виброускорением (виброперемещением и

виброскоростью) сигнала синусоидального вида в шуме и его производной, даже при отношении сигнал /шум 40 дБ!

При возникновении неисправности «нарушение соосности валов» в спектре вибрации появляются ярко выраженные первая и вторая оборотные гармоники в шуме. Получена зависимость меры неопределенности Линдера для этого случая между сигналом, представляющим собой смесь двух гармонических составляющих кратной частоты (1 и 2 гармоники) равной амплитуды с шумом, и его производной от параметра W_P :

$$L_{VA}(\tau) = \frac{\left[-\frac{W_P \cdot \omega_P}{2} \cdot (\sin(\omega_P \cdot \tau) + 2 \cdot \sin(2 \cdot \omega_P \cdot \tau)) + \frac{\cos(\omega_H \cdot \tau)}{\tau} - \frac{\sin(\omega_H \cdot \tau)}{\omega_H \cdot \tau^2} \right]^2}{(W_P + 1) \cdot \left(\frac{5}{2} \cdot W_P \cdot \omega_P^2 + \frac{1}{3} \cdot \omega_H^2 \right)}, \quad (7)$$

где ω_P – круговая частота 1-ой гармоники периодической составляющей.

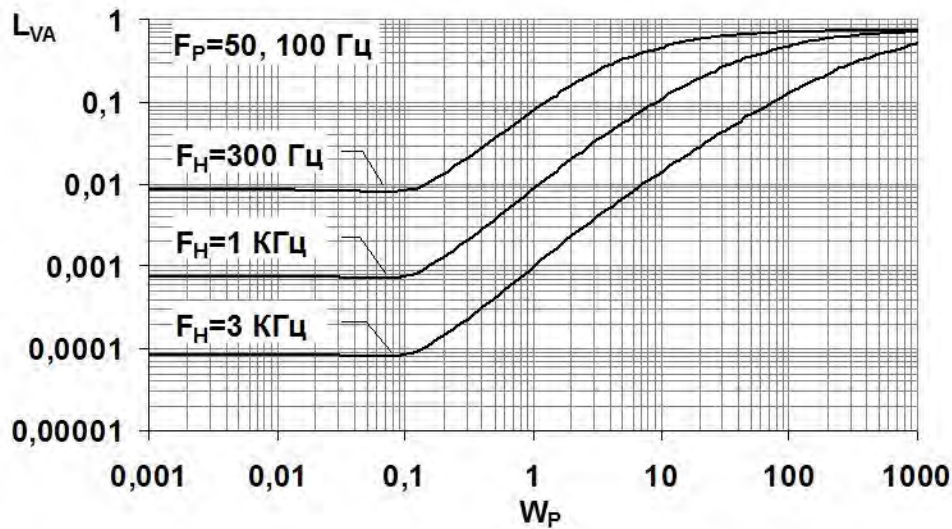


Рис. 3. Зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} сигнала в виде смеси двух гармонических и шумовой составляющих и его производной от параметра W_P .

На рис. 3 показаны зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} от параметра W_P при частоте 1-ой гармоники $F_P = 50$ Гц (2-ая – 100 Гц). При $W_P = 1$ мера Линдера не превышает 0,1 при полосе шума 300 Гц, а при шуме в полосе 3000 Гц мера Линдера не превышает 0,1 при отношении сигнал/шум $W_P=100$!

Помимо оборотных гармоник в спектре различных машин, в том числе двигателей внутреннего сгорания обычно присутствуют высшие гармоники (зубцовые, лопаточные, поршневые и т.п.) получим зависимость меры неопределенности Линдера между сигналом, представляющим собой смесь трех гармонических составляющих кратных частот (1, 2 и 8 гармоники) равной амплитуды и шума, и его производной от параметра W_P :

$$L_{VA}(\tau) = \frac{\left[-\frac{W_P \cdot \omega_P}{3} \cdot (\sin(\omega_P \cdot \tau) + 2 \cdot \sin(2 \cdot \omega_P \cdot \tau) + 8 \cdot \sin(8 \cdot \omega_P \cdot \tau)) + \frac{\cos(\omega_H \cdot \tau)}{\tau} - \frac{\sin(\omega_H \cdot \tau)}{\omega_H \cdot \tau^2} \right]^2}{(W_P + 1) \cdot \left(23 \cdot W_P \cdot \omega_P^2 + \frac{1}{3} \cdot \omega_H^2 \right)} \quad (8)$$

На рис. 4 показаны зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} от W_P при частоте 1-ой гармоники $F_P = 50$ Гц (2-ая – 100 Гц, 8-ая – 400 Гц).

При полосе шума 3000 Гц (типичная ситуация) мера Линдера не превышает 0,1 при отношении сигнал/шум $W_P=10$.

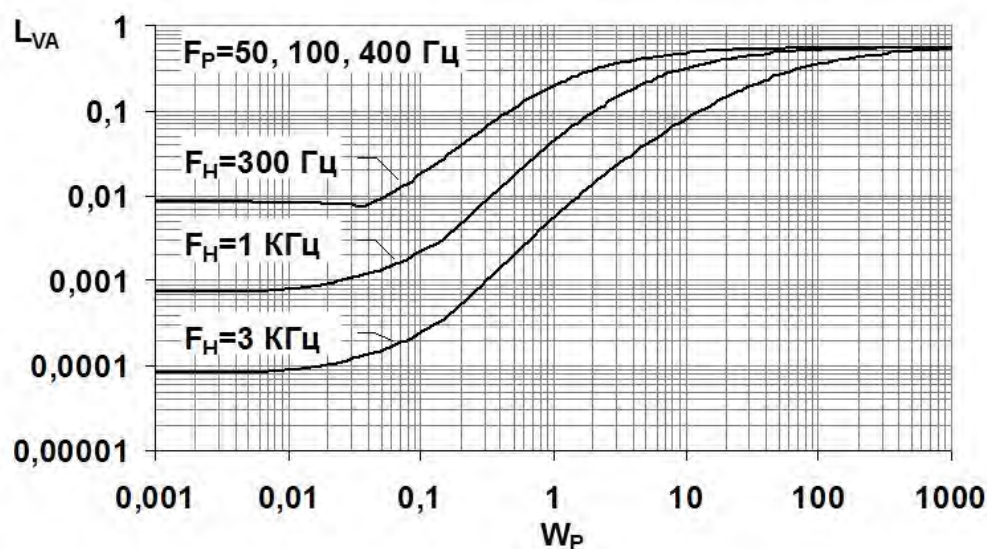


Рис. 4. Зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} сигнала в виде смеси трех гармонических и шумовой составляющих и его производной от параметра W_P .

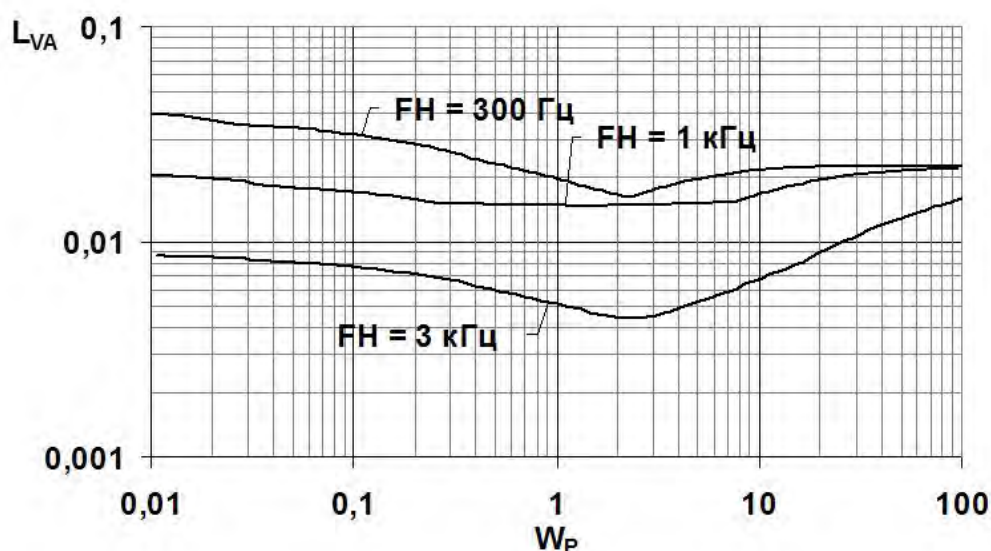


Рис. 5. Зависимости максимума меры неопределенности Линдера L_{VA} сигнала импульсного вида и его производной от параметра W_P .

Дефекты подшипников качения, задевания ротора, опор и др. приводят к возникновению ударных импульсов [2, 8]. Аналитическое выражение меры Линдера для сигнала импульсного вида и его производной осложняется нелинейностью импульсной составляющей, поэтому произведено численное моделирование этой зависимости [6] (см. рис. 5).

Максимум меры неопределенности Линдера в данном случае меньше 0,04 и практически не зависит от параметра W_P , что указывает на отсутствие взаимозависимости сигнала импульсного вида и его производной. Отсюда следует, что даже при почти полном отсутствии шумовой компоненты сигнал импульсного вида и его производная ортогональны.

Приведенные выше результаты исследования ортогональности сигналов виброускорения, виброскорости и виброперемещения дополняют фундаментальные

результаты теории случайных сигналов [7] в части распространения их на аддитивную смесь детерминированного сигнала и шума в широком диапазоне отношения «сигнал/шум».

Полученные результаты исследований устанавливают высокую степень ортогональности сигналов виброускорения, виброскорости, виброперемещения при диагностике машин, что хорошо согласуется с практикой [4] и объясняет целесообразность совместного использования этих вибропараметров в качестве независимых диагностических признаков в задачах диагностики.

Литература:

1. Автоматизированный расчет колебаний машин / Под ред. К.М. Рагульска. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1988. – 104 с.
2. Генкин М.Д., Соколова А.Г. Виброакустическая диагностика машин и механизмов. – М.: Машиностроение, 1987. – 288 с.
3. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУБЭР-КОМПАКС®). М.: Машиностроение, 1999.-163 с.
4. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002. – 224 с.
5. Костюков А.В. Формирование вектора независимых диагностических признаков технического состояния роторных агрегатов // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана. – Москва, 2005. – С. 26-29.
6. Костюков А.В. Контроль и мониторинг центробежного насосного агрегата по трендам вибропараметров. Канд. Дисс. Омск, 2006. – 203 с.
7. Левин Б.Р. Теоретические основы статистической радиотехники. - М.: Советское радио, 1974, т.1. - 550 с.; 1975, т.2. - 392 с.; 1976, т.3. - 288 с.
8. Неразрушающий контроль: Справочник: В 7 т. Под общ. ред. В.В. Клюева. Т. 7: В 2 кн. Кн. 2: Вибродиагностика / Ф.Я. Балицкий, А.В.Барков, Н.А.Баркова и др. – М.: Машиностроение, 2005. – 829 с.

ОЦЕНКА ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ПРИБОРОВ СИСТЕМЫ ПИТАНИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ С ВПРЫСКИВАНИЕМ БЕНЗИНА

Заяц Ю. А., Вереютин А.Ю. (Рязанский военный автомобильный институт)

Значительную часть тепловых двигателей парка автомобилей как в мире в целом, так и в нашей стране, составляют бензиновые двигатели, конструкция которых постоянно совершенствуется. Применение систем подачи горючей смеси в цилиндры двигателя с помощью карбюраторов уходит в прошлое, так как в этом случае проблематично обеспечить точную дозировку топлива по цилиндрам. Кроме того, слишком много топлива в виде тонкой пленки остается на стенках впускного коллектора. В дальнейшем эта пленка постепенно сносится потоком воздуха в сторону впускного клапана и периодически в цилиндр начинает поступать избыточное количество топлива. В результате в отработавших газах резко повышается содержание продуктов неполного сгорания: углеводородов и оксида углерода. Поэтому задача по выполнению жестких нормативных требований к содержанию вредных веществ в отработавших газах двигателей с карбюраторными системами является достаточно сложной.

Очередным шагом развития способов приготовления и подачи топливовоздушной смеси стало создание систем впрыска топлива во впускной коллектор, наиболее перспективной из которых является электронная система распределенного впрыскивания бензина. Применение электронных устройств в системе питания двигателя открывает широкие возможности в осуществлении любой технической задачи, связанной с автоматической оптимизацией протекающих в двигателе процессов и позволяет значительно увеличить мощность двигателя (до 20%), улучшить экономичность на переходных режимах и режимах полной мощности (до 10%), улучшить динамические качества автомобиля, характеризующие его ускорение и максимальную скорость (до 7%), повысить пусковые качества [1].

В настоящее время более 90 % автомобильных бензиновых двигателей оборудуются системами распределенного впрыскивания, широкое распространение которых обусловлено высокой точностью дозирования топлива как на установившихся, так и на переходных режимах. В основном, благодаря этому качеству, двигатели с распределенным впрыскиванием топлива, оснащенные нейтрализатором отработавших газов, удовлетворяют нормам токсичности EURO III, действующим сейчас в Европе, а также вводимым в перспективе нормам EURO IV.

Основной принцип функционирования современных систем распределенного впрыскивания топлива заключается в том, что топливо подается под постоянным средним давлением в накопительный объем – топливную рампу, и через электромагнитные форсунки, соединенные с рампой, впрыскивается во впускной трубопровод двигателя под контролем электронных устройств [2].

Электромагнитные форсунки являются исполнительным механизмом аппаратуры впрыскивания, дозирующим и распределяющим топливо по цилиндрам двигателя. Форсунка представляет собой гидравлический клапан с приводом от быстродействующего электромагнита. Клапан работает в импульсном режиме и имеет два устойчивых состояния – полностью закрытое и полностью открытое. Проходное сечение клапана в процессе дозирования можно считать постоянным, так как время перемещения клапана из одного положения в другое значительно меньше времени открытого состояния. Продолжительность открытого состояния клапана находится в непосредственной связи с длительностью управляющего импульса, подаваемого на обмотку электромагнита форсунки. Дозирование порций топлива электромагнитными форсунками основывается на изменении длительности открытого состояния управляемого электромагнитного клапана. Количество поданного форсункой топлива (цикловая подача) определяется интервалом времени истечения топлива через открытый клапан и перепадом давления на клапане, зависящем от давления топлива в системе и давления во впускном тракте двигателя. В современных системах впрыскивания бензина программирование топливоподачи ведется по давлению во впускном тракте (как одному из задающих параметров); его изменение учитывается автоматически. Требуемое давление в системе топливоподачи поддерживается редукционным клапаном, перепускающим избыток топлива в топливный бак. Чтобы не усложнять регулирование и в то же время обеспечить точность дозирования принимают постоянным давление топлива в системе или перепад давления на клапанах форсунки [3].

Таким образом, поток проходящего через форсунки топлива напрямую не контролируется, а оценка состояния системы топливоподачи сводится к измерению давления топлива в рампе с помощью манометра [4]. Подобный способ

несовершенен и не позволяет достоверно оценить работоспособность форсунок, регулятора давления топлива, герметичность трубопроводов и т.д.

В свою очередь, в результате вынужденных возмущений в системе возникают гидродинамические колебательные процессы волнового характера [3], по изменению которых в процессе регистрации можно судить с достаточной достоверностью о техническом состоянии приборов системы питания.

Рассмотрим систему топливоподачи как упругую напряженную систему, состоящую из ряда емкостей и трубопроводов, заполненных жидкостью под давлением. Импульсное открытие и закрытие клапана форсунки является возмущающей причиной, выводящей упругую систему из равновесия. Обычно нестационарное движение жидкости в системах с трубопроводами описывается известными дифференциальными уравнениями в частных производных. Приближенное решение уравнений нестационарного движения жидкости в системе топливоподачи аппаратуры впрыска может быть представлено системой уравнений в форме прямых и обратных волн, имеющей вид:

$$\begin{cases} p = p_0 + e^{-knt} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) - W\left(t + \frac{x}{a}\right) \right]; \\ u = u_0 + \frac{1}{\rho a} e^{-knt} \left[F\left(t - \frac{x}{a}\right) + W\left(t + \frac{x}{a}\right) \right], \end{cases}$$

где p , u – средние в сечении значения давления и скорости; p_0 , u_0 – средние в сечении значения давления и скорости до возмущения; a – скорость распространения волн возмущения; ρ – плотность топлива; x , t – координаты расстояния и времени; F , W – функции соответственно прямых и обратных волн давления аргументов $[t - (x/a)]$ и $[t + (x/a)]$; k_n – фактор гидравлического сопротивления, учитывающий противодействующие силы вязкостного трения и внутреннего трения в материале стенок трубопровода [3].

Таким образом, в результате вынужденных возмущений в системе возникают гидродинамические колебательные процессы волнового характера, по изменению которых в процессе регистрации можно судить с достаточной достоверностью о техническом состоянии элементов системы топливоподачи.

Определить практически параметры величины изменения давления топлива в нагнетательной магистрали и проверку электромагнитных форсунок возможно по величине и форме импульсов наведенных волн от колебаний топлива как сжатой жидкой среды при отсекании подачи топлива электромагнитными форсунками, фиксируемых индикаторным датчиком давления жидкости с токовым выводом с последующим отображением полученного сигнала в электронном блоке, сравнением сигнала с показаниями устройства согласования и выводом сигнала на устройство отображения без демонтажа приборов системы питания в процессе работы двигателя [5].

Для осуществления вышеизложенного предлагается использовать установку, схематично изображенную на рисунке 1, состоящую из индикаторного датчика давления жидкости с токовым выводом 3, электронного блока 6, устройства согласования 5 и устройства отображения 7 (индикаторный датчик давления жидкости с токовым выводом 3, электронный блок 6, устройство согласования 5 и устройство отображения 7 связаны между собой электрическими цепями 8, 9, 10). Установка подключается к штуцеру для контроля давления топлива 2, расположенному на топливной рампе 1.

При использовании данной установки возможна оценка параметров работы следующих приборов системы питания:

- электрического бензинового насоса;
- регулятора давления топлива;
- электромагнитных форсунок.

К примеру, оценка технического состояния электромагнитных форсунок осуществляется следующим образом. При работе двигателя топливо из топливной рампы 1 через поочередно открывающиеся электромагнитные форсунки 4 впрыскивается во впускной трубопровод. Каждое отсекание подачи топлива электромагнитными форсунками 4 сопровождается изменением величины импульса наведенной волны от колебаний топлива как сжатой жидкой среды. Индикаторный датчик давления жидкости с токовым выводом 3 фиксирует это изменение, подает сигнал на электронный блок 6, в котором сигнал преобразуется, передается в устройство согласования 5, сравнивается с массивом данных и выводится на устройство отображения 7.

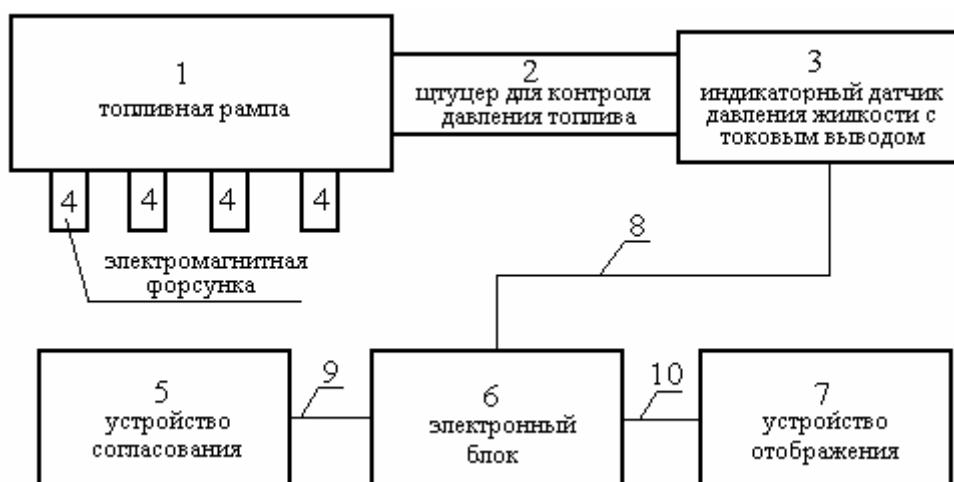


Рис. 1. Схема установки для оценки технического состояния топливной аппаратуры двигателя с впрыскиванием бензина

На рис. 2 приведена осциллограмма изменения давления в топливной рампе (зависимость величины падения напряжения в электрической цепи высокочувствительного датчика давления жидкости с линейной характеристикой работы от времени), снятая при работе двигателя ЗМЗ – 4062.10 с частотой вращения коленчатого вала $n = 900 \text{ мин}^{-1}$ в течение одного цикла при отключенном электрическом бензонасосе для исключения влияния волн, наводимых самим насосом и регулятором давления топлива. Вертикальными линиями показаны моменты начала и окончания подачи электрических импульсов на электромагнитные форсунки соответствующих цилиндров двигателя, работу которых характеризует представленная осциллограмма. Ввиду того, что на установившемся режиме работы двигателя длительность импульсов открытия для всех форсунок одинакова и относительно стабильна, амплитуда пульсаций давления топлива в этом случае зависит только от производительности форсунок. При изменении производительности форсунок соответствующим образом изменяется вид осциллограммы.

Таким образом, значения величин импульсов наведенных волн от колебаний топлива как сжатой жидкой среды (либо их постоянных составляющих), создаваемых в системе топливоподачи, дают информацию о качестве функционирования

системы топливоподачи и по абсолютной разности (при сравнении со значениями заведомо исправной системы) позволяют сделать вывод о техническом состоянии приборов системы питания двигателя, что значительно повышает контролепригодность и снижает трудозатраты процесса диагностирования.

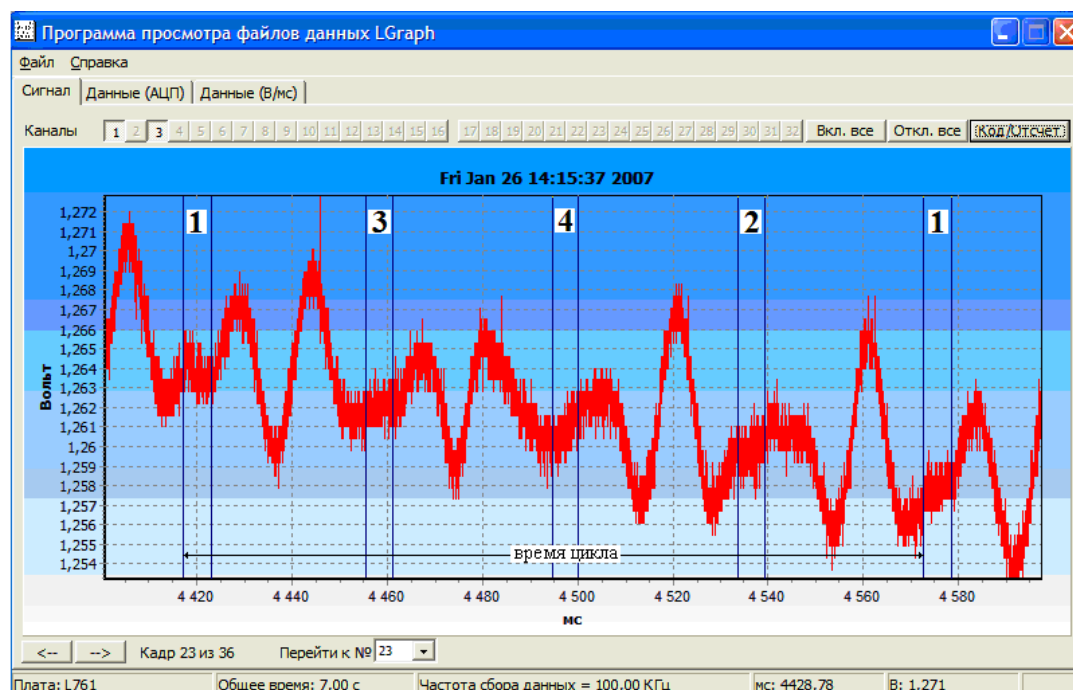


Рис. 2. Осциллограмма изменения давления топлива в топливной рампе системы питания двигателя с впрыскиванием бензина

Литература:

1. Филиппов А.З. Токсичность отработавших газов тепловых двигателей. – Киев: Вища школа. Головное изд-во, 1980. – 160 с.
2. Росс Твег. Системы впрыска бензина. Устройство, обслуживание, ремонт: Практич. пособ. – М.: Издательство «За рулем», 1999. – 144 с., ил.
3. Аппаратура впрыска легкого топлива автомобильных двигателей / Ю. И. Будыко, Ю. В. Духнин, В. Э. Коганер, К. М. Маскенсков; Под общ.ред. Ю. И. Будыко. — 2-е изд., перераб. и доп. — Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1982 — 144 с., ил
4. Ерохов В.И. Системы впрыска легковых автомобилей: эксплуатация, диагностика, техническое обслуживание и ремонт / В.И. Ерохов. – М.: ООО «Издательство Астрель»: ООО «Издательство АСТ»: ООО «Транзиткнига», 2003.–159с.
5. Патент на изобретение № 2291983 от 20.01.07 г.

РАНГОВЫЙ МЕТОД ДИАГНОСТИКИ КАЧЕСТВА МАШИН

Костюков В.Н., Костюков А.В. (НПЦ «Динамика», г. Омск)

В работе предлагается метод адаптивной безэталонной диагностики машин на основе анализа виброакустических и им подобных сигналов связанных с ненаблюдаемыми погрешностями машин и агрегатов возникающих при изготовлении и в эксплуатации, часть из которых не имеет адекватного представления в шкалах отношения и интервалов. Выведено каноническое уравнение связи между диагностическими признаками сигнала и структурными параметрами состояния машины, приведены результаты моделирования и экспериментов.

Использование методов виброакустической диагностики для оценки технического состояния машин позволяет управлять качеством эксплуатации выпускаемых и ремонтируемых машин путем целенаправленной доработки тех из них, которые имеют неблагоприятное сочетание допусков комплектующих деталей и дефектов возникающих в эксплуатации. Качество машины, с точки зрения динамики ее функционирования, характеризуется комплексным показателем, составленным из частных диагностических признаков, каждый из которых отражает состояние определенного узла машины и рассматривается как единичный показатель ее качества. Значение частного диагностического признака вычисляется как норма соответствующего блока спектральной матрицы сигнала [1], содержащего определенный “тип” составляющих. При виброакустической диагностике собственно погрешности деталей (структурные параметры) X недоступны для непосредственного наблюдения, а оценка этих погрешностей производится по результатам Y косвенных измерений наблюдаемых параметров вибрации, причем уравнение нелинейной регрессионной связи $y = f(x)$ и двумерная плотность совместного распределения $w_2(x,y)$, как правило, неизвестны. Задача диагностики машин, существенно упрощается, если ввести такие нелинейные преобразования ненаблюдаемых структурных параметров $u = F_x(x)$ и наблюдаемых диагностических признаков $v = F_y(y)$, которые обеспечивают линейную регрессионную связь между ними [2]. Упрощение при этом достигается за счет того, что отпадает необходимость восстановления регрессионной зависимости $y = f(x)$, а значения диагностируемых структурных параметров при необходимости могут быть найдены из решения уравнения $x = F_x^{-1}(u)$, где $F^{-1}(\dots)$ - символ обратной функции, причем комплексный показатель качества машины является несмещенной и состоятельной оценкой его обобщенной погрешности.

В общем случае связь между X и Y устанавливается двумерной плотностью совместного распределения $w_2(x,y)$. Рассмотрим функциональные преобразования X и Y

$$u = F_x(x) = P(X < x) = \int_{-\infty}^x w_1(x) dx \quad ; \quad v = F_y(y) = P(Y < y) = \int_{-\infty}^y w_1(y) dy \quad (1)$$

где $F_x(x)$, $u = F_y(y)$ - функции распределения соответственно X и Y ;

$w_1(x)$, $w_1(y)$ - соответствующие одномерные плотности распределения.

Распределение случайных величин u и v являются равномерными в интервале $[0,1]$. На основе исследования свойств плотности $w_2(u,v)$ преобразованных величин получим уравнение связи между ними:

$$u - v = \int_v^1 F_2(u/v) dv - \int_u^1 F_2(v/u) du = \Delta_1; \quad \Delta_2 = u - v = -\Delta_1. \quad (2)$$

Интересно отметить, что это уравнение симметрично относительно своих переменных u и v . В этой симметрии нашел отражение принцип равенства взаимной информации, которая содержится в каждой из переменных u , v о другой. Необходимо подчеркнуть, что уравнение (2) получено без каких-либо предположений о виде законов распределения $w_1(x)$, $w_1(y)$ и нелинейности стохастической зависимости $y = f(x)$ и носит, таким образом, общий характер. Наличие статистической связи между X и Y является не только необходимым, но и достаточным условием для оценки значения функции распределения погрешности $u = F_x(x)$, а следовательно и самого значения погрешности X , по значению функции распределения наблюдаемого вибропараметра $v = F_y(y)$.

Разность интегралов в (2) определяет ошибку оценки одной из величин $u(v)$ по известной другой $v(u)$. Учитывая, что плотность распределения ошибки есть четная функция, то все моменты нечетных порядков, в том числе математическое ожидание

ошибки $m(\Delta)$, равны нулю. Отсюда, регрессия функции распределения ненаблюдаемого структурного параметра u на функцию распределения наблюдаемого диагностического признака v совпадает с биссектрисой первого координатного угла информационной плоскости:

$$\bar{u} = v_0, \quad (3)$$

где $\bar{u}$ - условное среднее при измеренном и зафиксированном v_0 .

Значение функции распределения ненаблюдаемого структурного параметра, реализованного в результате сборки машины или возникшего в эксплуатации, u , может быть достаточно точно определено при многократных измерениях значений функции распределения соответствующего диагностического признака v : $u_0 = m(v)$. Дисперсия ошибки $D(\Delta)$ определяется через коэффициент корреляции ρ_{uv} , показывающий степень связи между случайными величинами u и v , а последний совпадает с коэффициентом ранговой корреляции Спирмена ρ_s :

$$D(\Delta) = (1 - \rho_s)/6 \quad (4)$$

Оценка максимального значения ошибки Δ , т.е. зоны разброса u при зафиксированном v_0 в первом приближении с доверительной вероятностью Q определяется путем разложения плотности в ряд Тейлора и путем дальнейших несложных преобразований получим:

$$|u - v| = |\Delta| \leq Q/2\Delta w_2(v_0/v_0), \quad |\Delta| = |u - v| \leq Q\sqrt{(1 - \rho_s)/2} \quad (5)$$

При жесткой связи, когда $\rho_s = 1$, ошибка оценки u по значению v равна нулю. Рассмотрим пример, когда $w_2(x, y)$ представляет собой двумерную нормальную функцию распределения. Преобразуя $w_2(x, y)$ в $w_2(u, v)$, получим совместное распределение функций u и v , которое при $u = v$ имеет вид:

$$w_2(v/v) = \frac{\exp\left\{r[F^{-1}(v)]^2/(1+r)\right\}}{\sqrt{1-r^2}} \quad (6)$$

где r – коэффициент корреляции между X и Y ; $F^{-1}(\dots)$ -функция обратная функции нормального распределения.

Как показывает уравнение (6), при жесткой функциональной связи между X и Y , когда $r = 1$, $w_2(v/v) = \infty$, а ошибка Δ в (5) равна нулю и мы имеем строгое равенство $u=v$. Если связь между X и Y отсутствует, $r = 0$, $w_2(v/v) = 1$, ошибка в (5) достигает максимального значения и по наблюдениям Y нельзя судить об X .

На рис.1 и 2 приведены графики связи между u и v при различных коэффициентах корреляции r и доверительных вероятностях Q построенные по выражениям (7) и (8). Результаты моделирования позволяют сделать следующие выводы. Наибольшая неопределенность оценки неизвестной погрешности машины u наблюдается при значении диагностического признака сигнала $v = 0,5$ что связано с соответствующим свойством энтропии. В практически важных случаях, когда $v > 0,8$ (машины с наибольшими погрешностями и значительными неисправностями) и $v < 0,2$ (машины с минимальными погрешностями изготовления и сборки) погрешность оценки u не превышает 0.2 даже при относительно слабой стохастической связи ($r = 0.7$) между структурными параметрами X и диагностическими признаками Y . Это исключает необходимость обучения систем диагностики по машинам-эталонам с известными погрешностями и значительно сокращает затраты и сроки внедрения диагностических систем в производстве.

Комплексный показатель качества машины целесообразно представить в виде процентного ранга средневзвешенной суммы функций распределения вибрацион-

ных, температурных, расходно-весовых др. параметров машины. При этом важно, чтобы параметр, характеризующий качество машины, изменялся согласованно с остальными при изменении характеристики качества в сторону улучшения или ухудшения. При таком подходе снимаются проблемы разнообразия шкал и размерности физических величин, характеризующих качество машины. Возможно также использование качественных, балльных, оценок. Единственным условием при этом является согласованное монотонное изменение всех показателей. Если какой-либо из показателей меняется в обратном направлении, то для включения в обобщенную оценку можно взять его отрицательную или обратную величину, что инвариантно для рангового преобразования.

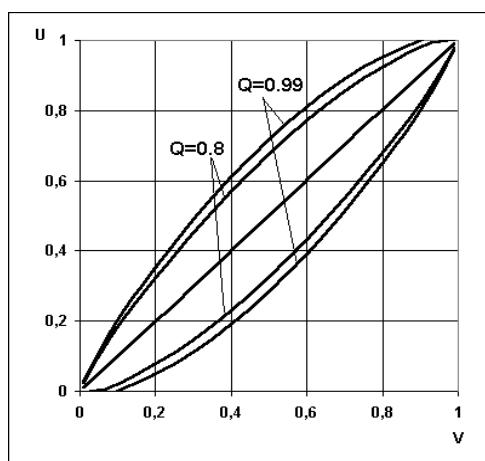


Рис.1

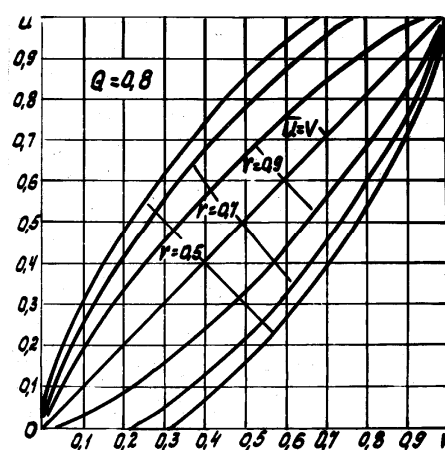


Рис.2

Рассматривая функции распределения (ФР) структурных параметров объекта (погрешностей его деталей и их взаимного сопряжения при сборке) как частные показатели качества, каждый из которых имеет равновероятное распределение и изменяется в диапазоне от 0 до 1, за характеристику качества объекта в целом примем его обобщенный структурный параметр, выраженный через взвешенную сумму функций распределения частных параметров.

$$R_u = \sum_{j=1}^m \alpha_j u_j, \quad \sum_{j=1}^m \alpha_j = 1, \quad |\alpha_j| < 1. \quad (7)$$

Весовые коэффициенты α_j пропорциональны влиянию j -й погрешности на прогнозируемую характеристику объекта, например его ресурс. Если все погрешности максимальны $u_j \rightarrow 1$, то $R_u \rightarrow 1$ и такой объект имеет наихудшее качество и малый, при прочих равных условиях, потенциальный ресурс. Если все погрешности минимальны $u_j \rightarrow 0$, то $R_u \rightarrow 0$ и такой объект обладает наивысшим качеством, а его потенциальный ресурс наибольший. Среди этих крайних точек располагается вся масса выпускаемых объектов (машин, агрегатов, двигателей и т.д.). Очевидно, что аналогичная закономерность справедлива и для обобщенного диагностического признака, вычисляемого через взвешенную сумму ФР частных диагностических признаков.

$$R_v = \sum_{i=1}^n \beta_i v_i, \quad \sum_{i=1}^n \beta_i = 1, \quad |\beta_i| < 1. \quad (8)$$

Необходимо иметь в виду, что изменения u_j и v_j в соотношениях (7), (8) должны быть согласованы. Законы распределения R_u и R_v являются композициями законов распределения слагаемых u_j и v_j соответственно, поэтому выводы, полученные в предыдущих пунктах, к ним непосредственно не применимы. Чтобы обойти эту

трудность, перейдем к рассмотрению их функций распределения $P_u=F_u(R_u)$, выражающей обобщенную погрешность машины, и $P_v=F_v(R_v)$, являющейся комплексным виброакустическим показателем ее качества. Для них справедливо соотношение (3), согласно которому комплексный показатель качества P_v является несмещенной и равномерно распределенной в интервале $[0, 1]$ оценкой обобщенной погрешности насоса.

На практике значения P_u , P_v находят из эмпирических функций распределения $F_{uэ}(R_u)$, $F_{vэ}(R_v)$, которые являются несмещенными и состоятельными оценками теоретических функций распределения $F_u(\bullet)$, $F_v(\bullet)$ соответственно.

Для упрощения терминологии значения P_u , P_v будем называть «процентным рангом». Ошибка Δ_p оценки P_u по измеренному P_v , а следовательно и ошибка прогнозирования ресурса, зависят от согласованности изменения R_u и R_v , то есть от выбора весовых коэффициентов α_j и β_i , который осуществляется экспериментально. В силу монотонности ранговых преобразований Δ_p тем меньше, чем меньше ошибка Δ_R оценки R_u по R_v :

$$\Delta_R = R_u - R_v = R_u - \sum_{i=1}^n \beta_i \Delta_i,$$

где Δ_i – ошибка оценки обобщенного структурного параметра по частному диагностическому признаку v_i . Можно показать, что дисперсия ошибки Δ_R , а следовательно и Δ_p , уменьшается с увеличением числа независимых диагностических признаков, используемых для диагностики, и стремится к нулю при $n \rightarrow \infty$, так как Δ_i имеет ограниченный диапазон измерения. Таким образом, комплексный виброакустический показатель качества насоса P_v , вычисляемый как процентный ранг средневзвешенной суммы функций распределения вибропараметров является несмещенной и состоятельной оценкой обобщенной погрешности машины P_u , является комплексным показателем ее качества и имеет нормированный диапазон изменения от 0 до 1. Каждый частный показатель качества также имеет нормированный диапазон изменения от 0 до 1 и не зависит от параметров законов распределения диагностических признаков. Численные значения частных показателей и ранга имеют смысл вероятностей. Для реализации метода разработано методическое и программно-аппаратное обеспечение [3-5]. Процедура диагностики качества объекта легко может быть сделана самообучающейся, если в процессе диагностирования в памяти ЭВМ будет сохраняться информации о K последних продиагностированных объектах. При поступлении нового объекта его параметры запоминаются, а параметры наиболее «старого», из хранящихся в памяти ЭВМ, стираются.

Для экспериментальной проверки использовались вибропараметры 100 произвольно выбранных на приемосдаточных испытаниях шестеренных топливных насосов. В эту совокупность включены насосы с заведомо известными погрешностями изготовления и сборки. Измерены их вибропараметры и проведена оценка их положения в общей выборке путем ранжирования. Количественной характеристикой связи между погрешностями насоса и его вибропараметрами является коэффициент ранговой корреляции Спирмена, который вычислялся по формуле:

$$\rho_s = 1 - \frac{6}{n-1/n} \sum_{i=1}^n (v_i - u_i)^2, \quad (9)$$

где v_i , u_i - ранги по вибропараметрам и погрешностям соответственно; n - число насосов.

Во всех случаях ρ_s значим на 5%-ном уровне (для $n=23$ граничное значение $\rho_s=0,35$). Для проверки гипотезы о линейности экспериментально полученной регрессионной зависимости (3) были исследованы параметры А и В линейной зависимости $V_{ij} = A_j + B_i u_{ij}$, $i = 1, \dots, 23$; $j = 1, \dots, 10$, рассчитанной методом наименьших квадратов и определены оценки среднеквадратического отклонения коэффициентов регрессии S_A и S_B . Отклонения коэффициентов А и В от 0 и 1 соответственно оказались незначимы. На рис.3 приведена регрессия третьего порядка уровня зубцовых гармоник вибросигнала шестеренного насоса на среднюю разность шагов в зацеплении шестерен, полученной для этой совокупности насосов. Разброс точек около кривой регрессии отражает стохастический характер зависимости вибрации от погрешности. Зависимость вибросигнала от максимальной разности шагов в зацеплении имеет другой вид, но также нелинейна и стохастична. Каноническая же зависимость, приведенная на рис. 4 между рангами по вибрации и рангами по погрешностям имеет стандартный красивый и строгий вид. Разброс точек около прямой не выходит за пределы указанные в (4), определяемые коэффициентом ранговой корреляции Спирмена.

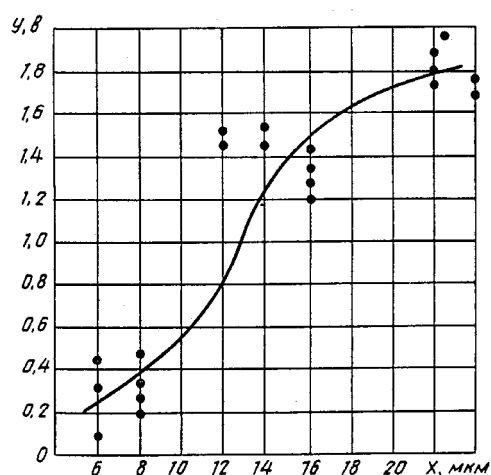


Рис.3

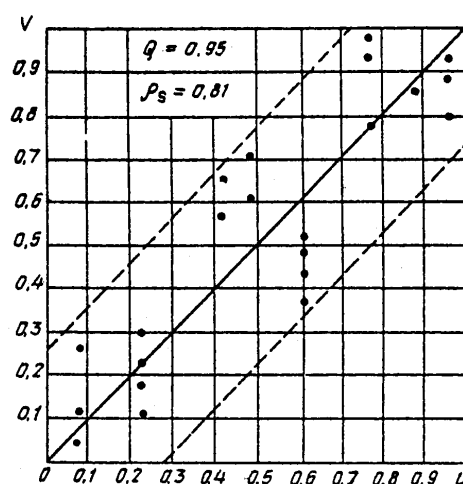


Рис.4

Как показано выше процентный ранг P_u средневзвешенной суммы функций распределения погрешностей изготовления насоса R_u должен соответствовать процентному рангу P_v средневзвешенной суммы функций распределения его вибропараметров R_v .

Для проверки этого положения был проведен микрообмер деталей шести шестеренных насосов с различными уровнями виброактивности, выбранными на приемосдаточных испытаниях. Для обработки по ранговому методу были взяты верхние значения результатов микрообмера. Оценивались следующие погрешности: разноразмерность роликов подшипников, зазор по роликоподшипникам, конусность и овальность цапф шестерен, обойм и стаканов, зазор по лыскам обойм и стаканов, взаимное биение цапф шестерен, биение торцов шестерен относительно цапф, биение наружных торцов обойм и стаканов, неперпендикулярность расточек корпуса плоскости разъема, неперпендикулярность расточек относительно дна корпуса, перекрещивание осей шестерен от разноразмерности обойм, стаканов и зазора в роликоподшипниках, средняя разность шагов в зацеплении шестерен. По ним был вычислен средневзвешенный ранг 12 погрешностей изготовления насоса. При этом весовой коэффициент средней разности шагов в зацеплении шестерен $\alpha=4/15$, а

остальных погрешностей $\alpha_1 = \dots = \alpha_{11} = 1/15$. Был также определен среднеарифметический ранг R_v системы из 26 виброакустических показателей на приемосдаточных испытаниях, по выборке, содержащей 100 насосов, до разборки микрообмеряемых насосов. Весовые коэффициенты $\beta_1 = \dots = \beta_{11} = 1/26$. На рис. 5 приведена регрессия процентного ранга по погрешностям P_u на процентный ранг по вибропараметрам P_v . Там же указано значение коэффициента ранговой корреляции ρ_s , подсчитанного для $n=6$ по формуле (9), и приведены границы разброса (пунктир), определенные по (5), для доверительной вероятности $Q=0,95$. Высокое значение коэффициента $\rho_s = 0,94$ ($>0,77$ - граничное значение для $\alpha=0,05$) свидетельствует о достаточно полном совпадении качества насоса, характеризуемого рангом по вибропараметрам с истинным качеством, характеризуемым рангом по погрешностям.

Согласно ранее выдвинутому положению о том, что насос, имеющий меньшие погрешности изготовления, обладает более высоким качеством, которое должно проявляться в виде увеличения его надежности и долговечности, ряд насосов, отобранных на контрольно-сдаточных испытаниях, был поставлен на ускоренные испытания. Насосы испытывались до разрушения подшипников. Результаты этого эксперимента - регрессия ресурса на комплексный виброакустический показатель качества насоса - приведены на рис. 6. Средняя наработка насосов с малой виброактивностью ($P_v < 0,3$) $T_M=1180$ ч, а с большой ($P_v > 0,9$) $T_6=350$ ч, то есть в три с лишним раза меньше. Коэффициент ранговой корреляции Спирмена $\rho_s = -0,75$ и значим на 5%-ном уровне.

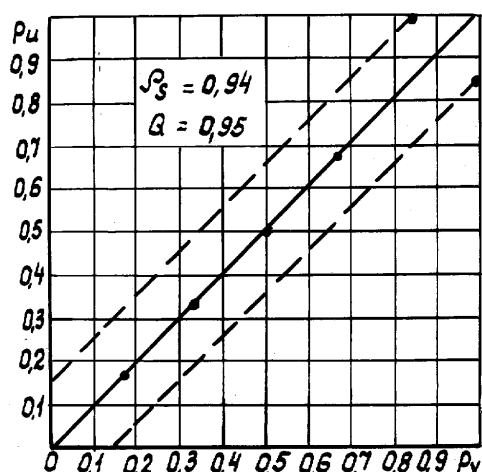


Рис.5

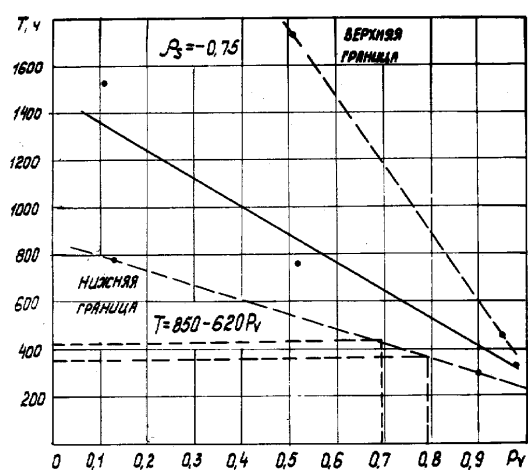


Рис.6

Результаты данного эксперимента подтверждают наличие значимой связи между качеством насоса, которое характеризуется виброакустическим показателем качества P_v и его ресурсом T .

Ранговые системы безэталонной адаптивной диагностики и мониторинга комплексов оборудования обеспечивают быстрое внедрение за счет резкого снижения времени необходимого на адаптацию к диагностируемому оборудованию и повышение рентабельности предприятий всех отраслей народного хозяйства на основе ресурсосберегающей безопасности [6] путем снижения аварий, ремонтов и потерь при переводе оборудования на эксплуатацию по фактическому техническому состоянию.

Выводы:

1. Разработана модель рангового метода безэталонной диагностики объектов, устанавливающая линейную регрессионную связь между функциями распределения

диагностических признаков и структурных погрешностей, совпадающую с биссектрисой первого координатного угла информационной плоскости.

2. Получена оценка ошибки диагностики, обусловленной стохастической связью диагностических признаков со структурными параметрами, которая обратно пропорциональна коэффициенту ранговой корреляции Спирмена между ними.

3. Предложено оценивать и прогнозировать качество машины через ее обобщенную погрешность, которую определяют как процентный ранг средневзвешенной суммы функций распределения частных погрешностей.

4. Разработана модель комплексной оценки качества машин, в которой комплексный показатель качества вычисляется как процентный ранг средневзвешенной суммы функций распределения диагностических признаков (вибропараметров) и является несмещенной и состоятельной оценкой обобщенной погрешности насоса.

5. Разработаны способы диагностики и прогнозирования, программно-аппаратные средства и методическое обеспечение самообучающихся ранговых процедур безэталонной вибродиагностики машин на приемосдаточных испытаниях.

6. Экспериментально подтверждено наличие нелинейной стохастической связи между структурными параметрами машины, погрешностями ее деталей и погрешностями их сборки в машине, с диагностическими признаками виброакустического сигнала.

7. Показано, что связь между рангами погрешностей и вибропараметрами является линейной. Коэффициент ранговой корреляции Спирмена между процентными рангами по погрешностям и вибропараметрами равен 0,94. Это позволяет считать процентный ранг по вибропараметрам достаточно полной характеристикой обобщенной погрешности машины и использовать его как комплексный показатель ее качества в серийном производстве.

8. Подтверждена возможность прогнозирования ресурса машин по величине комплексного виброакустического показателя качества, определяемого на приемосдаточных испытаниях.

Литература

1 Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. М.: Машиностроение, 2002.-224 С.

2 Костюков В.Н. Ранговый метод виброакустической диагностики и оценки качества машин // Гидропривод и системы управления строительных, тяговых и дорожных машин. Омск, 1986, с. 113 – 124.

3 А.С. СССР № 1359692, кл. G 01М 7/00. Способ диагностики машин и устройство для его осуществления / Костюков В.Н., Морозов С.А., Гетманская Г.А. Заявл. 30.03.84; Оpubл. 15.12.87; Бюл.- № 46.

4 Патент РФ № 1647323, кл. G 01М 7/00. Устройство для диагностики машин / Костюков В.Н. Заявл. 05.12.88; Оpubл. 22.11.94; Бюл.- № 17.

5 Патент РФ 1519350, МКИ G01М15/00. Способ диагностики и прогнозирования технического состояния машин / В.Н. Костюков (РФ); Заявл. 30.06.87; Оpubл. 22.11.94; Бюл.- № 40.

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

ИССЛЕДОВАНИЕ ВИБРОАКУСТИЧЕСКИХ ПАРАМЕТРОВ ПОРШНЕВЫХ МАШИН

Науменко А.П. (НПЦ «Динамика», г. Омск)

Одной из важнейших задач диагностирования и мониторинга состояния поршневых машин (ПМ) является исследование, выбор и обоснование набора диагностических признаков (ДП), соответствующих видам технического состояния (ТС) и основным неисправностям ПМ, создание и исследование нормативно-методической базы ДП.

Теоретические и экспериментальные исследования по определению основных дефектов и неисправностей ПМ путем анализа параметров виброакустического (ВА) сигнала достаточно широко проводились различными научными школами в 60-х – 80-х годах прошлого века. Эти работы, как правило, основывались на стендовом моделировании различных неисправностей и дефектов отдельных деталей узлов и механизмов и выявлении закономерностей изменения ВА сигнала ДВС [2, 11, 12, 13].

С начала 90-х годов исследования в области диагностирования ПМ нефтегазохимического комплекса (НХК) в нашей стране, ближнем и дальнем зарубежье проводятся путем широкомасштабной промышленной эксплуатации стационарных систем мониторинга состояния динамического оборудования КОМПАКС® [7, 8]. Теоретический и практический опыт по анализу ВА сигналов [4 – 9], а также разработки программно-аппаратных средств [5 – 8], позволили разработать методологию диагностирования динамического оборудования, которая дает возможность накапливать опыт диагностирования и ПМ [7, 8, 9].

Основные способы обработки и анализа ВА сигнала ПМ можно разделить на три группы (рис. 1): дисперсионный анализ ВА сигнала в различных частотных полосах, например, виброускорение, виброскорость, виброперемещение (среднее квадратичное значение (СКЗ), амплитуда); амплитудно-фазовый анализ, т.е. выделение по времени (углу поворота вала) и анализ параметров ВА сигнала в пределах выделенного интервала; выделение сигнала в характерной для данного элемента механизма области частот и анализ параметров выделенного ВА сигнала.

Из приведенных способов наиболее развитым и исследованным является выделение сигнала во временной области по углу поворота вала. При этом сигнал предварительно выделяется в определенной области частот и детектируется. Однако, информация о спектральном анализе огибающей ВА сигнала в [2, 11, 12, 13] отсутствует. Сегодня анализ огибающей во временной и частотной областях является одним из основных методов диагностики элементов механизмов ПМ в системах КОМПАКС® [7, 8].

Поршневая машина представляет собой сложную газо-механическую систему и является мощным и многофакторным источником ВА сигналов. Проведенный анализ результатов теоретических и практических исследований показывает, что источниками ВА активности машин и механизмов являются различные силовые, чаще всего, статистически независимые воздействия, которые с достаточной степенью условности можно разделить на импульсные (ударные) вынуждающие воздействия F_s (например, взаимодействие зубчатых пар, открытие и закрытие клапана), полигармонические вынуждающие воздействия F_g (например, момент несбалансированных масс) и шум F_n , возникающий вследствие трения контактирующих деталей или газогидродинамики [10]. Нелинейные взаимовлияния в

механической системе взаимодействующих элементов приводят к перемножению и суперпозиции всех силовых взаимодействий F_g, F_s, F_n с весовыми функциями в виде импульсных характеристик h_g^s, h_s^n, h_n^g , соответствующих каждой паре силовых воздействий.

С учетом импульсной характеристики канала преобразования, усиления $h_{tr}(t)$ получено выражение, описывающее электрический сигнал на выходе датчика, который может быть представлен как смесь шумовых и периодических составляющих (ШПС) [7, 8] ВА сигнала:

$$\|U_{\Sigma}(t)\| = \|h_{tr}(t)\| \cdot \|S_{\Sigma}(t)\| = \begin{vmatrix} h_{str}(t) & 0 & 0 \\ 0 & h_{gtr}(t) & 0 \\ 0 & 0 & h_{ntr}(t) \end{vmatrix} \times \begin{vmatrix} S_s(t)h_s(t) \cdot [0,5 + S_n^s(t)] & S_s(t)h_s(t) \cdot [0,5 + S_g^s(t)] \\ S_g(t)h_g(t) \cdot [0,5 + S_n^g(t)] & S_g(t)h_g(t) \cdot [0,5 + S_s^g(t)] \\ S_n(t)h_n(t) \cdot [0,5 + S_s^n(t)] & S_n(t)h_n(t) \cdot [0,5 + S_g^n(t)] \end{vmatrix}$$

где $h_{str}(t), h_{gtr}(t), h_{ntr}(t)$ - импульсные характеристики канала от места приема ВА сигнала до преобразования его в электрический сигнал для свободных затухающих, вынужденных незатухающих, широкополосных и случайных узкополосных колебаний ВА канала соответственно; $h_s(t), h_g(t), h_n(t)$ - импульсные характеристики канала от места возникновения сигнала до места приема; $S_n^s = S_n h_n^s$; $S_g^s = S_g h_g^s$; $S_n^g = S_n h_n^g$; $S_s^g = S_s h_s^g$; $S_s^n = S_s h_s^n$; $S_g^n = S_g h_g^n$ при этом импульсная характеристика h_g^s определяет степень взаимовлияния S_g и S_s , h_s^n - степень взаимовлияния S_s и S_n , h_n^g - степень взаимовлияния S_n и S_g и т.д.

На основе предложенной модели, а также с учетом известных исследований в области ВА диагностики [7, 8] можно констатировать:

1. В целом ВА колебания могут быть представлены в виде ШПС [7, 8];
2. Виброакустический сигнал на выходе датчика представляет собой суперпозицию колебаний соответствующих силовых воздействий и их взаимомодулированные компоненты;
3. Такие параметры ВА колебаний, как ускорение, скорость, перемещение, а также их изменение во времени при диагностике, являются ортогональными диагностическими признаками неисправностей, что доказано в работах В.Н. Костюкова [7, 8] и его учеников.

Поршневая машина имеет множество ТС, поэтому методология формирования ДП дефектов и неисправностей основывается на том, что фактически при диагностировании это множество разделяется на конечное число распознаваемых классов состояний. В каждом классе состояний объединяются дефекты и неисправности, обладающие одинаковой физической природой. На основании статистического анализа отказов объекта диагностирования для каждого класса ТС формируются усредненные для данного класса значения диагностических признаков.

Многолетний опыт мониторинга и диагностики ПМ показывает, что в качестве основных диагностических признаков неисправностей ПМ целесообразно выбрать СКЗ ускорения, скорости и перемещения ВА колебаний, оценки при заданном уровне вероятности амплитуд ускорения и перемещения вибросигнала как за полный цикл работы ПМ, так и в заданные моменты по углу поворота коленчатого вала. Для повышения глубины диагностирования целесообразно проводить анализ огибающей ВА сигнала, выделенного в характерной области частот. При этом основными параметрами огибающей является оценка математи-

ческого ожидания амплитуды выделенного в соответствии с циклограммой работы ПМ ВА импульса, его длительности, положения во временной области, а также спектральная оценка периодических и шумовых составляющих огибающей. Опыт показывает, что в зависимости от места получения ВА информации указанные оценки адекватно характеризуют состояние соответствующего узла, например, клапанов поршневого компрессора (ПК) или состояние деталей цилиндропоршневой группы.

Теория ортогональности параметров ВА колебаний, сформулированная и обоснованная в работах В.Н. Костюкова и его учеников для широкого класса динамического оборудования, подтверждается и для ПМ. Приведенные тренды показывают различную реакцию виброускорения и виброскорости (рис. 2), виброускорения и виброперемещения (рис. 3) на различные состояния ПК. Особенно характерны тренды (рис. 2) при накоплении конденсата и последующем гидроударе – виброускорение, как параметр, реагирующий на газоакустические процессы, адекватно отражает процесс накопления конденсата в цилиндре и возникновение гидроудара. В тоже время виброскорость, параметр, отражающий энергию колебательных процессов, отреагировала только на изменения условий компримирования в виде уменьшения объема камеры сжатия. Тренды виброускорения и виброперемещения с датчика, установленного над ползуном крейцкопфа (рис. 3), не оставляют никаких надежд на выявление взаимосвязи между двумя этими вибропараметрами.

Важнейшей задачей диагностики и мониторинга состояния ПМ является формирование нормативных параметров ДП. Существующий нормативно-методический документ в области контроля вибрации ПМ [1] не позволяет диагностировать узлы и детали цилиндров, кривошипно-шатунного механизма. Нормирование ВА колебаний только по ускорению и скорости подшипников [3] также не обеспечивает достаточной глубины и достоверности диагностики ПМ.

Многолетние исследования и контроль состояния ПМ с помощью систем КОМПАКС® [4, – 8] позволили определить места установки датчиков вибрации, которые обеспечивают максимальную глубину диагностирования при минимально необходимом количестве датчиков (рис. 4): 1 – на крышке цилиндра; 2 – в зоне клапанов; 3 – на клапанах (устанавливаются при необходимости детальной диагностики клапанов); 4 – над штоком; 5 – над ползуном крейцкопфа; 6 – датчики на коренных подшипниках; 7 – датчик углового положения вала; 8 – на подшипнике двигателя.

Статистический анализ ВА сигналов с датчиков, установленных на крышки цилиндров, выявил, что функции распределения амплитудных значений ускорения (Рис. 5), скорости, перемещения изменяют свои параметры в зависимости от состояния субъекта.

Анализ статистической взаимосвязи СКЗ и амплитудных значений вибропараметров показывает, что СКЗ и амплитуда ускорения коррелированы, а СКЗ и амплитуда скорости и перемещения – некоррелированы (табл. 1).

Обработка вибропараметров сигналов и их трендов, полученных с различных узлов различных типов ПМ, показала, что функции распределения амплитуд ускорения, скорости, перемещения имеют перегиб в точке по уровню вероятности 99% для субъектов в состоянии ДОПУСТИМО («Д»). Функцию распределения амплитуд параметров ВА сигналов для субъектов в состоянии «Д» в диапазоне вероятностей от 82% до 99% можно аппроксимировать прямой линией с $R^2 \geq 0,9$.

Таблица 1 – Мера Линдера между амплитудой
с вероятностью Р и СКЗ параметров ВА сигнала

Вибропараметр	СКЗ виброускорения	СКЗ виброскорости	СКЗ виброперемещения
Амплитуда, Р=100%	0.77	0.24	0.11
Амплитуда, Р=99%	0.90	0.16	0.09
Амплитуда, Р=98%	0.94	0.15	0.14
Амплитуда, Р=97%	0.96	0.14	0.17
Амплитуда, Р=96%	0.98	0.14	0.20
Амплитуда, Р=95%	0.98	0.14	0.24

При изменении состояния субъектов точка перегиба функций распределения параметров ВА сигнала смещается в сторону меньших значений – с 99% до 93%. Поэтому для повышения достоверности показаний систем мониторинга и диагностики и защиты от субъективных факторов при проведении измерений амплитуды вибропараметров целесообразно уровень вероятности выбирать в пределах от 96% до 98%.

Статистический анализ сигналов и трендов виброускорения с датчиков, установленных на крышки цилиндров ПК итальянской фирмы Nuovo Pignone типа 4HF/2 серии HF и ПК типа 4ГМ16М-45/17-37 (г. Сумы), показывает, что среднее значение СКЗ ускорения составляет $9,7 \text{ м/с}^2$, амплитуды – 71 м/с^2 (рис. 6). Учитывая характер гистограммы амплитуд (наличие двух мод и выбросов) можно констатировать превышение уровня амплитуд по ускорению значения 70 м/с^2 . По используемым нормам 71 м/с^2 – уровень НЕДОПУСТИМО («НДП»). Таким образом, компрессоры по амплитуде ускорения неоднократно работали с превышением уровня «НДП». Гистограмма СКЗ ускорения также имеет две моды, но выраженную не так ярко как гистограмма амплитуд.

Значения СКЗ виброускорения около 10 м/с^2 соответствует медиане (рис. 6). Учитывая двухмодовость гистограмм целесообразно выбрать величину СКЗ 14 м/с^2 в качестве уровня ТРЕБУЕТ ПРИНЯТИЯ МЕР («ТПМ»). Величину СКЗ «НДП» можно выбрать на уровне 28 м/с^2 (Таблица 2).

Таблица 2 – Экспериментальные данные по СКЗ вибропараметров ПК

Субъект	Состояние	A, м/с^2	V, мм/с	S, мкм
Радиальное направление поршня Клапан нагнетательный, впускной	Д	11,2	2,8	7,1
	ТПМ	18	3,6	11,2
	НДП	36	7,1	23
Осевое направление	Д	7,1	4,5	9
	ТПМ	14	6,3	14
	НДП	28	14	28
Крейцкопф	Д	4,5	3,6	7,1
	ТПМ	6,3	4,5	14
	НДП	11,2	8,7	36
Коренной подшипник	Д	2,8	4,5	7,1
	ТПМ	3,6	5,6	11,2
	НДП	7,1	11,2	24

Статистика параметров виброскорости показывает (рис. 7), что среднее значение СКЗ виброскорости составляет $1,14 \text{ мм/с}$, а амплитуды – $4,9 \text{ мм/с}$. Величина

СКЗ 1,15 мм/с соответствует медиане. Уровень «ТПМ» СКЗ составляет 6,3 мм/с, а величина «НДП» - 14 мм/с (Таблица 2).

Статистическая обработка параметров трендов (рис. 8) выявила, что для компрессора 4HF/2 (Nuovo Pignone) среднее значение СКЗ 40-суточных трендов виброперемещения составляет 13 мкм, для ПК 4ГМ16 – 4,7 мкм, совместно для обоих типов компрессоров – 8,8 мкм.

Обработка сигналов, значений виброперемещения и полученная статистика (Рис. 8) для всех типов компрессоров позволяют определить, что среднее значение СКЗ составляет 5,3 мкм, а амплитуды – 15,5 мкм, что соответствует уровню вероятности 50% и 60% соответственно. С учетом функций распределения и технического состояния компрессоров значение «ТПМ» будет составлять 14 мкм, уровень «НДП» – 28 мкм (Таблица 2).

Анализ циклограммы работы ПМ, в частности, ПК НХК, исследование значений измеренных параметров ВА сигнала по углу поворота вала, т.е. частотно-временная селекция сигналов, выделение огибающей ВА сигнала с датчиков, установленных в различных точках ПМ, позволяют наглядно представлять процессы, происходящие в машине, и повысить точность постановки диагноза [4–10]. Особенно эффективно применение огибающей при ее синхронизации с угловым положением коленчатого вала. Для выделения огибающей используются специально разработанные алгоритмы, позволяющие получать сигнал, несущий максимально возможную информацию о состоянии узлов и деталей ПМ. Разработаны нормы и предельные значения, в частности, для виброускорения [4, 5, 6], которые также имеют градации «Д», «ТПМ» и «НДП». Частотно-временная селекция сигналов и синхронная обработка существенно помогают обнаружить фундаментальные причины отказов и неисправностей.

Исследования спектральных составляющих огибающей ВА сигналов, полученных с различных узлов ПМ, позволили сформировать критерии оценки состояния узлов и протекания технологического режима эксплуатации ПМ, возникающих как по отдельности, так и совместно [7–10], основанные на соотношении спектральных составляющих гармоник частоты вращения вала.

В конце 2006 г. система КОМПАКС® осуществляла мониторинг технического состояния более 35 ПК на нефтегазоперерабатывающих заводах в городах Ангарске, Астрахани, Ачинске, Бургасе, Волгограде, Омске, Саратове, Сызрани и др. Под контролем системы эксплуатируются как компрессоры отечественного производства – на оппозитной базе марок: 4М16М-45/35-55, 4ГМ16М-45/17-37, 2ГМ16-20/42-60, 2М10-11/42-60; 5Г-600/42-60; 205ВП-16/70; 305ВП-16/70 и др., так и импортные – ВДСВ-30/30/20/20 (Worthington), 4HF/2 серии HF (Nuovo Pignone), 2TV2 (Neuman & Esser).

В результате проведенных исследований параметров ВА сигналов и их трендов определены нормативные значения СКЗ и амплитуд вибропараметров при заданном уровне вероятности для различных мест установки датчиков, в которых контролируется состояние различных узлов компрессора. Разработаны алгоритмы выделения огибающей ВА сигналов, их анализа во временной и частотной областях, сформированы критерии оценки состояния узлов и протекания технологического режима работы ПМ.

Литература:

1. ISO 10816-6:1995 Mechanical vibration. Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts. Part 6. Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.

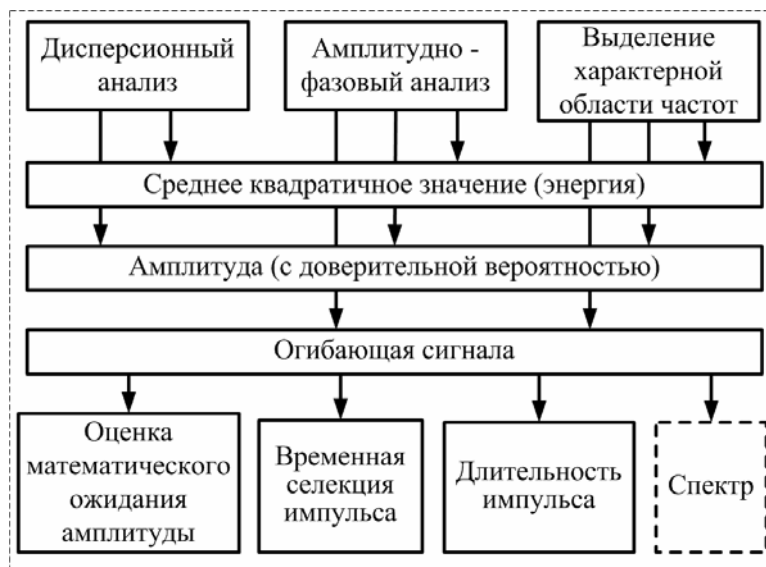


Рис. 1. Методы анализа ВА сигнала

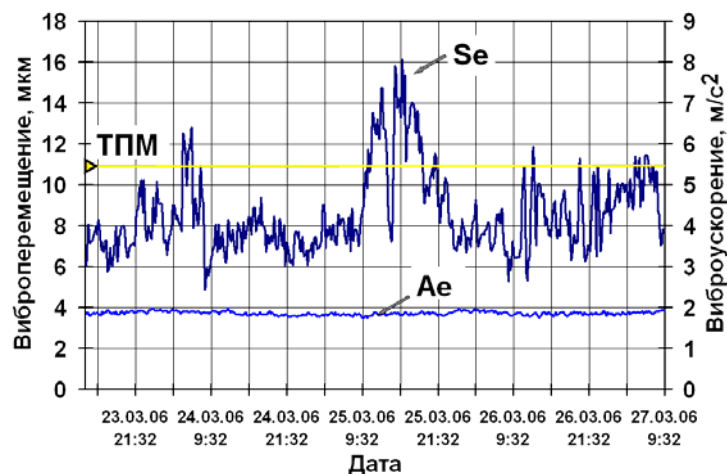


Рис. 3. Тренды виброускорения и виброперемещения подтверждают их ортогональность

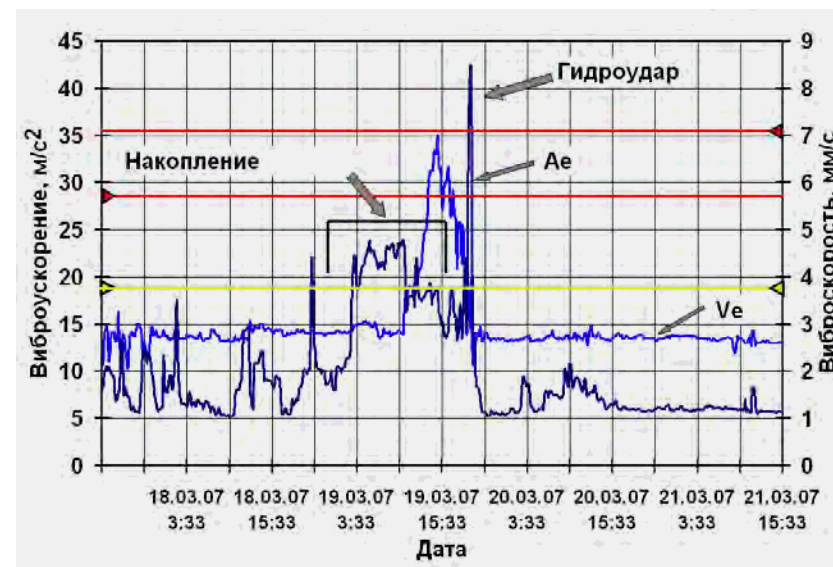


Рис. 2. Тренды вибропараметров, отражающие их ортогональность

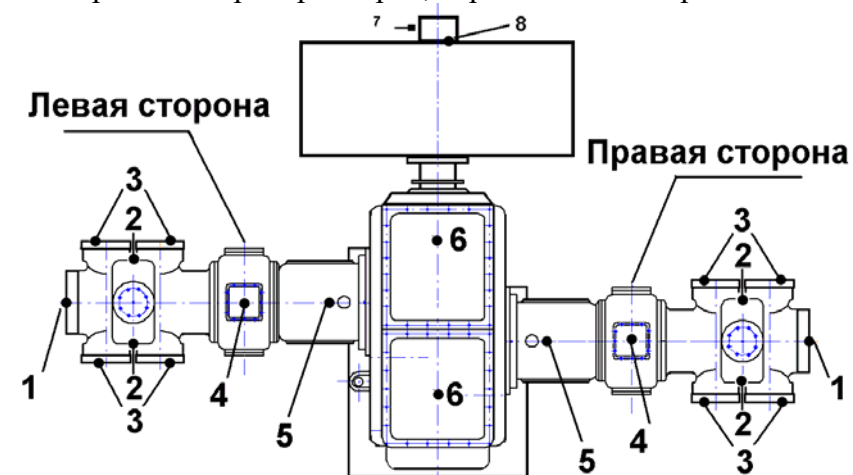


Рис. 4. Места установки датчиков

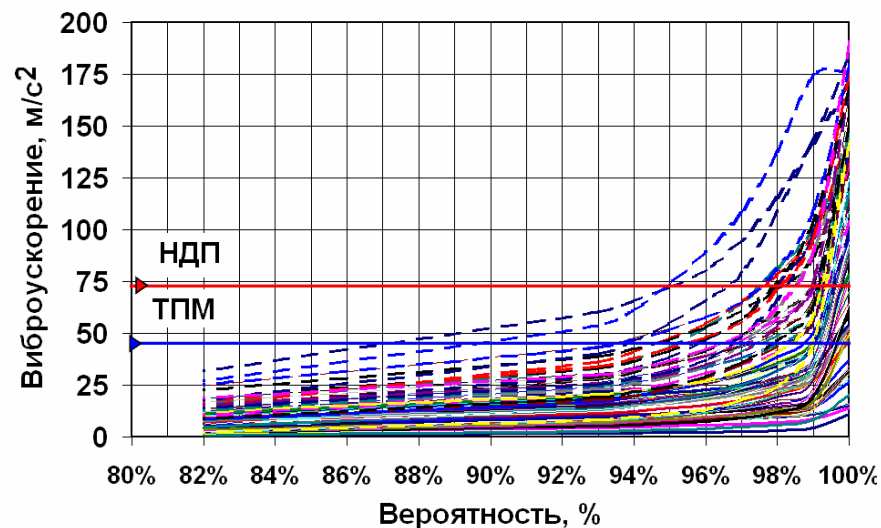


Рис. 5. – Функция распределения значений виброускорения

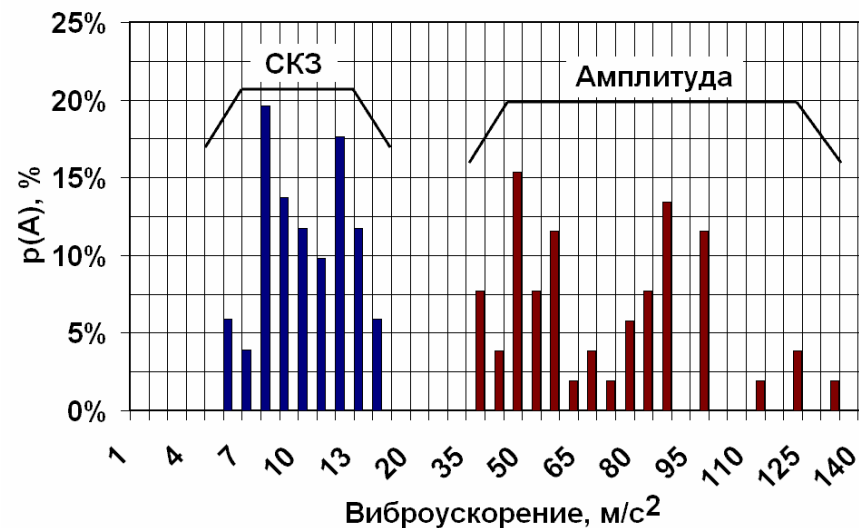


Рис. 6. – Гистограмма значений виброускорения

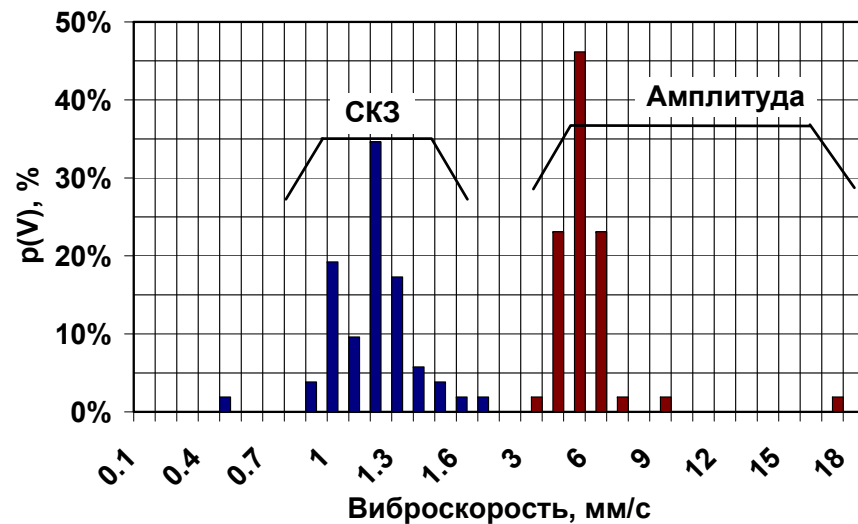


Рис. 7. – Гистограмма значений виброскорости

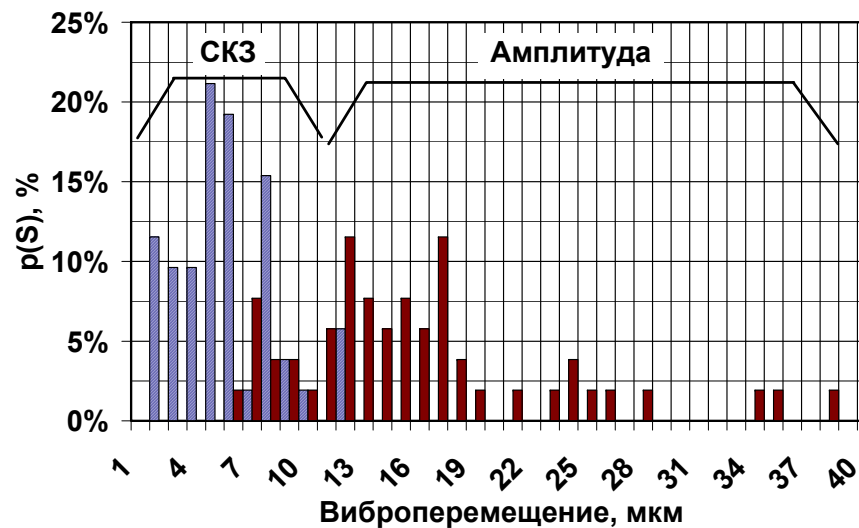


Рис. 8. – Гистограмма значений виброперемещения

2. Диагностика автотракторных двигателей. / Под ред. Н.С. Ждановского. Изд. 2-е, перераб. и доп. - Л.: Колос, 1977. – 264 с.
3. ДСТУ 3162-95 Компрессорное оборудование. Определение вибрационных характеристик малых и средних поршневых компрессоров и нормы вибрации.
4. Костюков В.Н., Науменко А.П. Нормативно-методическое обеспечение мониторинга технического состояния поршневых компрессоров // Контроль. Диагностика. – №11 - 2005 г. – С. 20-23
5. Костюков В.Н., Науменко А.П. Система контроля технического состояния машин возвратно-поступательного действия // Контроль. Диагностика. - № 3, 2007 г. – С. 50-59
6. Костюков В.Н., Науменко А.П. Система мониторинга технического состояния поршневых компрессоров нефтеперерабатывающих производств // Нефтепереработка и нефтехимия. Научно-технические достижения и передовой опыт. - №10. – 2006. – С. 38-48.
7. Костюков В.Н. Мониторинг безопасности производства. – М.: Машиностроение, 2002. – С. 93-103.
8. Костюков В.Н., Бойченко С.Н., Костюков А.В. Автоматизированные системы управления безопасной ресурсосберегающей эксплуатацией оборудования нефтеперерабатывающих и нефтехимических производств (АСУ БЭР - КОМПАКС®) / Под ред. В.Н. Костюкова. - М.: Машиностроение, 1999. - 163 с.
9. Костюков В.Н., Науменко А.П. Практика виброакустической диагностики поршневых машин (статья) // Сборник научных трудов по проблемам двигателестроения, посвященный 175-летию МГТУ им. Н.Э. Баумана // Под редакцией Н.А. Иващенко, Л.В. Грехова. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005. – С. 30-35
10. 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.
11. Луканин В.Н. Шум автотракторных двигателей внутреннего сгорания. – М.: Машиностроение, 1971. – 272 с.
12. Павлов Б.В. Акустическая диагностика механизмов. - М.: Машиностроение, 1971. - 224 с.
13. Техническая эксплуатация машинно-тракторного парка / В.А. Аллилуев, Д.А. Ананьин, В.М. Михлин. – М.: Агропромиздат, 1991. – 367с.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ ГАЗОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНОГО МЕХАНИЗМА МАЛООБОРОТНОГО ДИЗЕЛЯ

Соболенко А.Н., Корнейчук Ю.А. (Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет)

Кинематической погрешностью цепной передачи $\varepsilon_{к.ц.п.}$ называют разность между действительным и теоретическим перемещениями ведомой звездочки передачи по дуге делительной окружности

$$\varepsilon_{к.ц.п.} = (\varphi_2 - \varphi_1) \cdot r, \quad (1)$$

где: r - радиус делительной окружности ведомого колеса, м; φ_2 – действительный угол поворота ведомого колеса, рад; φ_1 – номинальный угол поворота ведомого колеса, рад. Кинематическую погрешность цепной передачи двухтактного дизельного двигателя можно упрощенно представить угловыми смещениями ведомого вала по отношению к равномерно вращающемуся ведущему валу.

$$\varepsilon_{\text{к.ц.п}} = \varphi_2 r_2 - \varphi_1 r_1 \quad (2)$$

где: $\varphi_2 \times r_2$ – перемещение шарнира цепи ведомой звездочки; $\varphi_1 \times r_1$ – перемещение шарнира цепи ведущей звездочки.

Эти смещения вызваны дискретностью процесса зацепления и наличием погрешностей всех элементов привода. Процессы регламентируемой перетяжки цепей и оценки кинематической погрешности совмещены. Суммарная (накопленная) погрешность от дефектных звеньев, биений звездочек и валов, неравномерного участков цепей по длине регистрируется в виде деформации пружины натяжного устройства с учетом поправки пересчета.

Так как для цепных приводов газораспределительного механизма (ГРМ) судовых дизелей $r_2 = r_1$, то оценку кинематической погрешности передачи можно перевести к погрешности настройки фаз газораспределения $\Delta\varphi = \varphi_2 - \varphi_1$.

Наибольшая кинематическая погрешность передачи определяется наибольшей алгебраической разностью значений кинематической погрешности передачи за полный оборот цепи в контуре. Измерения проводят индикатором часового типа при натяжении цепи во время технического обслуживания (ТО) или ремонта.

На рис.1 показано крепление индикатора часового типа на струбцине с магнитной опорой. Индикатор опирается измерительной ножкой на кронштейн натяжного устройства.

Натяжение цепей привода распределительного вала судового дизеля производится в два этапа. Первое натяжение призвано устранить слабины и провисание цепи под нижней звездочкой коленчатого вала. Усилие второго затяга пружины на цепь не передается из-за установленного ограничителя хода натяжного устройства в виде гайки 1 (рис.2).

Критерием достаточности натяжения для выборки всех слабых цепей может служить отсутствие перемещения штока натяжного устройства, фиксируемое индикатором часового типа. При записи кинематической погрешности натяжение измерения связано с выбором слабых отдельных участков цепи. При реверсе вращения цепи валоповоротным устройством перемещение штока натяжного устройства от перебега слабых не должно превышать 0,4 мм.

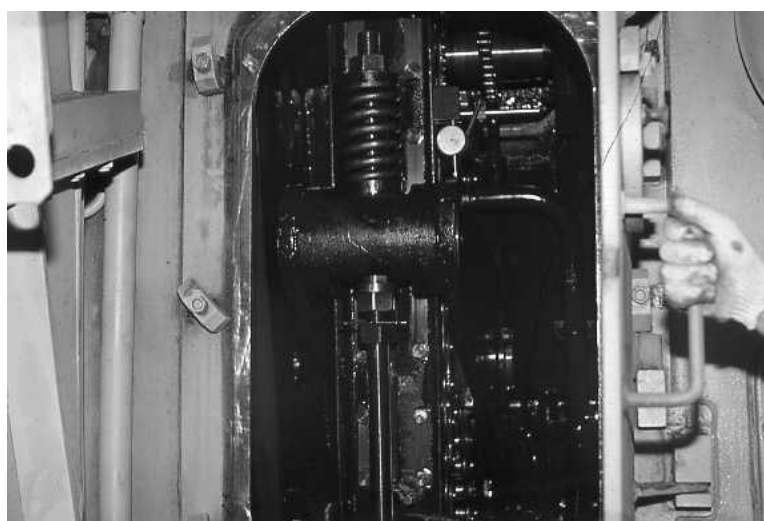
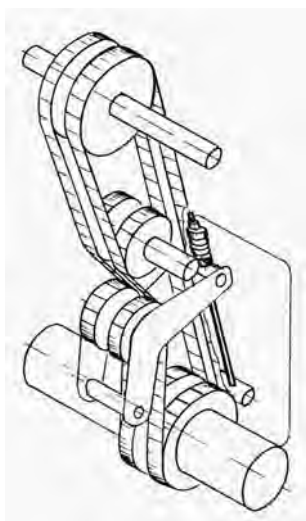


Рис.1. Измерение кинематической погрешности цепного привода дизеля MAN B&W

В натяжном устройстве, рис.2, пружина служит в качестве устройства измерения усилия натяжения цепи. В процессе демпфирования колебаний она не

участвует, так как прижата гайками 1 и 5 к втулке 4 и опорной конструкции. Поэтому запись кинематической погрешности производится при первом натяжении. Колебания штока натяжного устройства измеряются при воздействии вращающихся деталей привода.

При измерении кинематической погрешности привода коленчатый вал медленно проворачивается валоповоротным устройством с постоянной скоростью. Взаимодействия звеньев цепи со звездочками приводят к изменениям активной длины цепного контура и, следовательно, к колебаниям наименее жесткой детали в приводе - пружины натяжного устройства, непосредственно связанной с натяжным штоком.

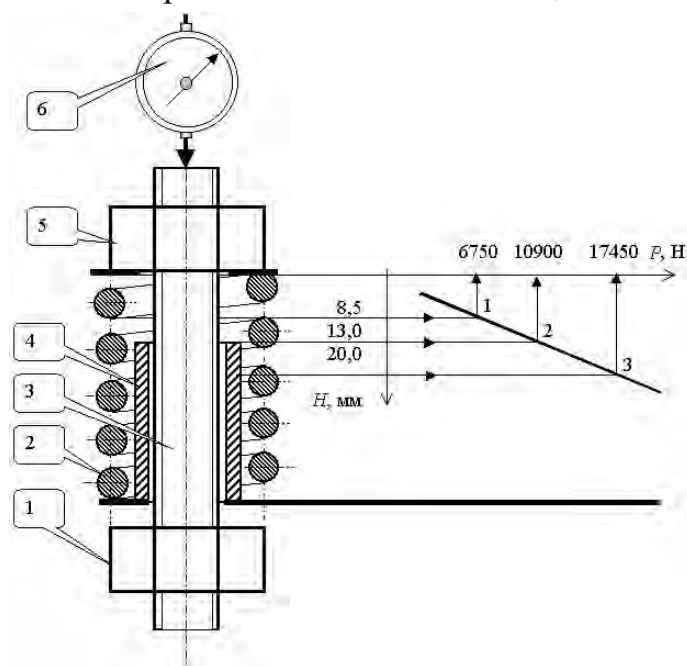
Таким образом, величина и форма колебаний штока натяжного устройства дают обобщенную интегральную оценку технического состояния цепного привода. Для локализации дефекта необходимо производить гармонический анализ записанной кривой. Выделяются амплитуды возмущений от различных дефектов с учетом переводного коэффициента, отражающего конструкционные особенности привода. Замкнутый цепной контур содержит детали вращения, погрешности которых оказывают периодические воздействия на его работу. Для выделения основных источников неравномерности зацепления можно отслеживать плавность работы цепного привода в виде периодического сигнала $f(\tau)$ и представить его рядом по тригонометрическим функциям.

$$f(\tau) = c_0 + \sum_{k=1}^{\infty} c_k \cos(2\pi k\nu_0 - \varphi_k). \quad (3)$$

Величина c_0 выражает среднее значение функции за период T . Она называется постоянной составляющей и вычисляется по формуле

$$c_0 = \frac{1}{T} \int_{\tau_1}^{\tau_1+T} f(\tau) d\tau = \frac{1}{T} \sum_{k=1}^{\infty} \Delta y_w(\tau) \quad (4)$$

В выражении (3) периодическая функция $f(\tau)$ представлена суммой слагаемых вида $c_k \cdot \cos(2\pi \nu_0 - \varphi_k)$, каждое из которых есть гармоническое колебание с амплитудой c_k и начальной фазой φ_k . Частоты колебаний, из которых составляется периодическая функция $f(\tau)$, образуют гармоническую последовательность. Это означает кратность всех составляющих частот основной частоте $\nu_0 = 1/T$.



Вместо ряда Фурье часто используют быстрое преобразование Фурье (БПФ), обладающее рядом особенностей, связанных с упрощением вычислительных процедур [1].

Рис. 2. Схема тарировки пружины жесткого натяжного устройства: 1- гайка; 2 - пружина; 3 - шток; 4 - проставочная втулка; 5 – гайка; 6 – индикатор часового типа; H - деформация пружины; P - усилие натяжения

На рис.3 представлена запись кинематической погрешности цепной передачи дизеля 7ДКРН 80/160-4. Шаг цепи 114,3 мм. Нароботка - 27051 ч. Число всех звеньев в контуре – 152. Колебания высокой частоты отображают дискретность зацепления из-за наличия граней звездочек (полигональный эффект). Если колебания пружины натяжного устройства вызваны биениями звездочек, то их источник можно определить визуально. Для этого используется особенность записи колебаний пружины (рис.3), отображающей каждое зацепление шарнира звена с зубом звездочки в виде пика. Число таких пиков в составе регистрируемой гармоники определяется соответственно числом зубьев источника этих колебаний.

На рис.4 изображен амплитудно-периодный спектр (АПС) при постоянной частоте вращения коленвала. Как видно из рисунка АПС доминирующими являются гармоники №3 (с амплитудой 310 мкм) и №128 (с амплитудой 172 мкм). Эти две гармоники отчетливо просматриваются на записи кинематической погрешности (рис.3), состоящей из 256 измерений. Первая кривая суммарного биения звездочек коленчатого и распределительного валов имеет период колебаний 44 зуба (88 наблюдений) - по 2 отсчета на каждый зуб. Вторая кривая полигонального возмущения налагается на первую кривую в виде пилообразного сигнала с малым периодом, равным времени поворота звездочки на один зуб.

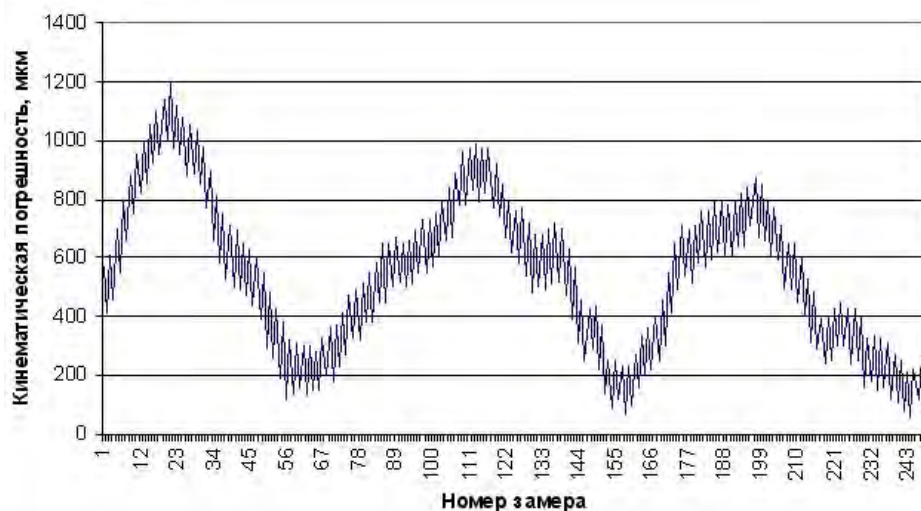


Рис.3. Кинематическая погрешность цепной передачи дизеля

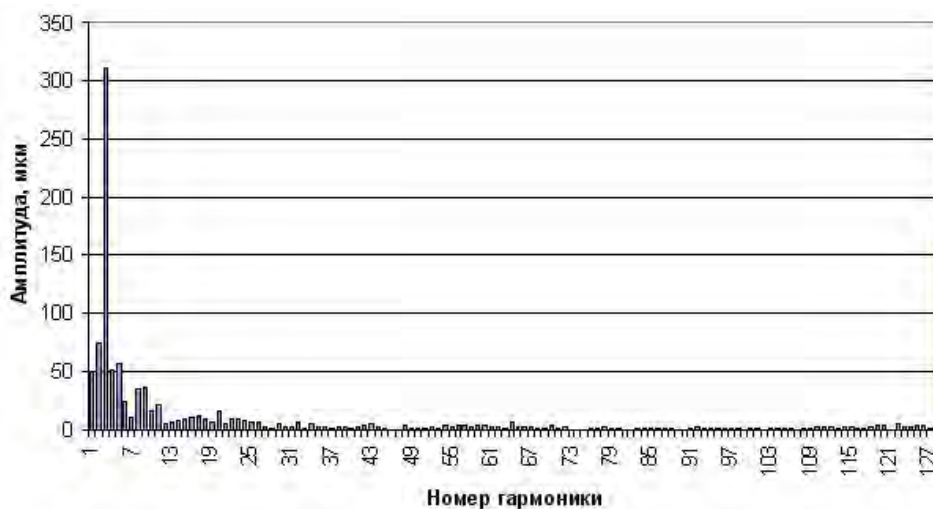


Рис.4. Спектр кинематической погрешности цепной передачи дизеля 7ДКРН 80/160-4

Первая (основная) гармоника обычно определяется с частотой вращения приводного двигателя. В предлагаемой работе первая гармоника связана с полным оборотом цепного контура. В результате спектрального анализа кинематической погрешности цепной передачи, с учетом коэффициента пересчёта 1,5 на фактические значения колебаний цепи.

Первая гармоника с периодом 128 зацеплений и амплитудой 50 мкм характеризует неравномерный износ всей цепи по длине. Неравномерность износа незначительна, так как фактическая амплитуда меньше величины $50/1,5=33$ мкм.

Вторая гармоника с периодом 64 зацепления и амплитудой 76 мкм характеризует неравномерный износ ведущего участка цепи по длине. Неравномерность износа незначительна, так как фактическая амплитуда меньше величины $76/1,5=51$ мкм.

Третья гармоника с периодом 43 зацепления и амплитудой 310 мкм определяет суммарный эксцентриситет ведущей и ведомой звездочек. Фактический эксцентриситет ($310/1,5 = 207$ мкм) не превышает допустимого значения для новой звездочки.

Четвертая гармоника с периодом 32 зацепления и амплитудой 51 мкм обусловлена эксцентриситетом направляющей звездочки. Фактическая амплитуда величиной $51/1,5 = 34$ мкм свидетельствует о практически отсутствующем биении.

Пятая гармоника с периодом 26 зацеплений и амплитудой 55 мкм описывает эксцентриситет направляющей звездочки. Фактическая амплитуда величиной $55/1,5 = 37$ мкм свидетельствует о практически отсутствующем биении.

128-я гармоника с периодом 1 зацепление и амплитудой 258 мкм определяет неплавное зацепление звена с зубом звездочки из-за её граненности. Асинфазность движения ведущего и ведомого шарниров, определяемая величиной $258/1,5 = 172$ мкм, ведущего участка цепи не превышает нормальных значений.

Незначительные амплитуды гармоник №5 ... №127 не имеют физического смысла и определяются погрешностью БПФ из-за замены длительного наблюдения ограниченным во времени фрагментом.

Влияние кинематической погрешности на фазы газораспределения незначительное. Размах колебаний пружины натяжного устройства не превышает 0,7 мм. При радиусе звездочки распределительного вала 800 мм изменение фазового угла не превысит 0,000875 рад или 0,05°.

Литература

1. Дьяконов В.П. Справочник по алгоритмам и программам на языке бейсик для персональных ЭВМ: Справочник.—М.: Наука. Гл. ред. физ.мат. лит., 1989.—240 с.
2. Корнейчук Ю. А. Износ деталей дизелей 6ДКРН 45/120-7. Морской инженерный сервис, 1991, №2. с. 42-48.

ДИАГНОСТИРОВАНИЕ ДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ПО ПАРАМЕТРАМ ПРОДУКТОВ ИЗНОСА В РАБОТАЮЩЕМ МОТОРНОМ МАСЛЕ

Надежкин А.В., Безвербный А.В.

(Морской государственный университет им. адм. Г.И. Невельского)

Контроль и диагностика судовых дизелей по параметрам продуктов износа в работающем масле является одним из наиболее эффективных методов. Информация о концентрации частиц износа в масле и их распределении по размерам позво-

ляет решать задачи распознавания технического состояния объектов диагностирования (ОД). Обширные научные исследования, проведенные во многих странах мира, показали высокую достоверность определения предполагаемых дефектов по анализу работающих масел двигателей.

Трибодиагностика приобретает все более важное значение, когда осуществляется переход на эксплуатацию судовых дизелей по их техническому состоянию. Проба масла, взятая из работающего двигателя, несет в себе комплексную информацию о работоспособности моторного масла и состоянию его трибосопряжений. Полученная из пробы масла информация о содержании в ней продуктов износа требует принятия адекватного решения о техническом состоянии ОД. Эту информацию несут генерируемые дизелем частицы продуктов износа. Однако при попадании в систему смазки двигателя происходит изменение их информационного потенциала вследствие воздействия средств очистки, расхода масла на угар и других факторов. В результате количество информации о состоянии двигателя изменяется. Причем величина информационных потерь напрямую связана как с физическими характеристиками продуктов износа, их морфологией, так и конструктивными особенностями средств очистки. Поэтому точность постановки диагноза зависит от полноты учета основных искажающих воздействий.

Адекватным подходом для описания сложных кинетических процессов накопления продуктов износа в работающем масле дизельного двигателя является моделирование с использованием кинетических уравнений типа Фоккера-Планка для функций распределения различных типов частиц, в которых учитывается действие детерминированных факторов (дрейфовый вклад) и случайных воздействий (диффузионный вклад) [1].

Рассмотрим основные факторы, определяющие кинетику дисперсного обмена частиц продуктов износа в смазочной системе дизеля. На рис.1 представлена функциональная схема “судовой дизельный двигатель – работающее моторное масло – средства очистки”. Стрелками показано движение масла в системе. Центральным моментом при разработке данной динамической диагностической модели является оценка морфологии генерируемых дизелем частиц продуктов износа, а именно количество частиц продуктов износа, поступающих в систему смазки дизеля в единицу времени $N_{дв}^j$, размер λ и размерное распределение $f_{дв}^j(\lambda, t)$ частиц продуктов износа.

Анализируемая функциональная схема включает в себя два основных типа маслоочистителей: полнопоточные (2) и частичнопоточные (3) агрегаты очистки работающего масла судовых дизелей. Конструктивное исполнение и количество тех и других в настоящей модели не ограничивается.

При анализе динамики поступления в моторное масло продуктов износа дизеля будем описывать их величинами $N^j(t)$, соответствующими общему числу частиц износа j -го вида в момент времени t в объеме масла.

Детальное описание кинетики накопления частиц продуктов износа, имеющее принципиальное значение для диагностики состояния двигателя, предполагает также учет изменения не только общего числа частиц данного диагностического j -го компонента, но и изменения среднего размера $\bar{\lambda}$ этих частиц и среднеквадратичного отклонения (дисперсии) σ . Массообмен в смазочной системе двигателя предполагает учет следующих факторов: работа очистителей (2, 3), непрерывное поступление в картер двигателя частиц продуктов износа из трибосопряжений 4; расход масла на угар, а вместе с тем и вынос частиц в выхлопной коллектор 5 продуктов износа; долив свежего масла в систему смазки.

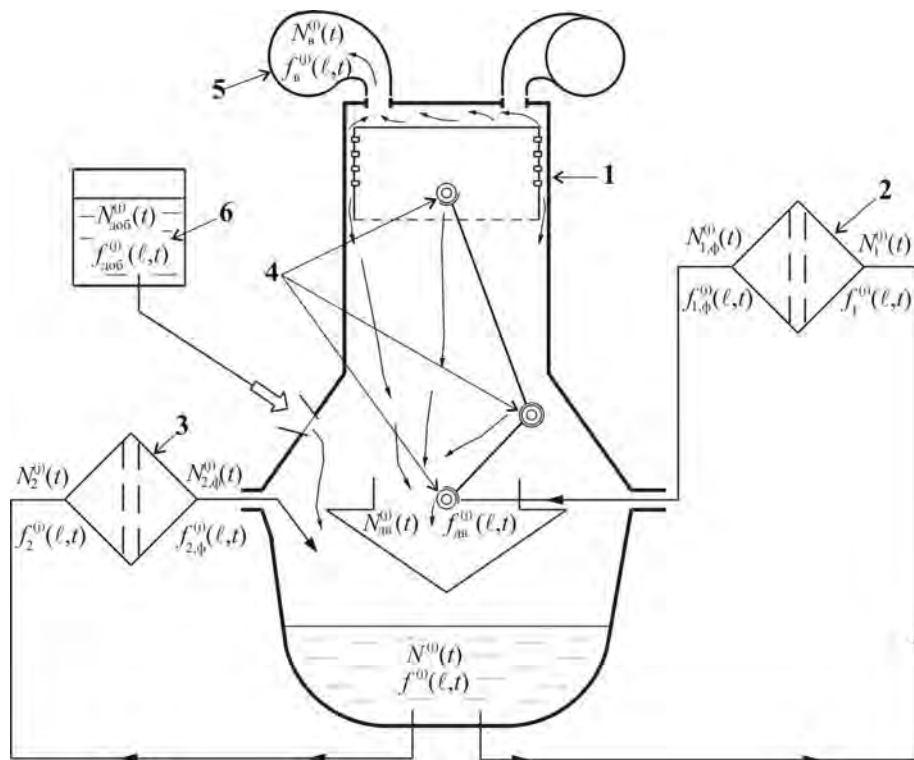


Рис. 1. Функциональная схема работы смазочной системы: 1 – двигатель; 2 – полнопоточный фильтр; 3 – центробежный очиститель; 4 – трибосопряжения; 5 – выхлопной коллектор; 6 – цистерна запаса свежего масла.

Множественность факторов, влияющих на дисперсный и химический состав образующихся частиц износа, приводит к правомерности допущения о стохастичности процесса массообмена продуктов износа в смазочной системе двигателя.

Пусть величина $\Delta N^j(\lambda, t_i) = N^j(t_i) \cdot f^j(\lambda, t_i) \Delta \lambda$ описывает число частиц j -го вида с характерными линейными размерами λ в интервале $|\lambda - \lambda'| \leq \Delta \lambda$ в момент времени t_i . Здесь $f^j(\lambda, t)$ – функция распределения частиц j -го вида с размером λ , имеющая смысл плотности вероятности, подчиняющаяся требованию нормировки $\int_0^\infty f^j(\lambda, t) d\lambda = 1$ и характеризующая, в частности, средний линейный размер

$\bar{\lambda}^j(t) = \int_0^\infty \lambda \cdot f^j(\lambda, t) d\lambda$ и среднеквадратичное отклонение $\sigma^j(t) = \sqrt{\int_0^\infty (\lambda - \bar{\lambda})^2 \cdot f^j(\lambda, t) d\lambda}$ (второй центральный момент функции распределения) частиц данного типа в момент времени t .

В работе [1] при учете нормировки на функции распределения и в пренебрежении пространственными градиентами концентраций загрязнения в системе маслоподготовки получена самосогласованная система кинетических уравнений на $N^j(t)$, описывающих динамику общего числа продуктов износа j -го типа:

$$\frac{\partial N^j(t)}{\partial t} = - \left(N_y^j(t) + \sum_k N_k^j(t) \right) + N_{дв}^j(t) + N_{дол}^j(t) + \sum_{k, \phi} N_{k, \phi}^j(t), \quad (1)$$

и систему кинетических уравнений на функции распределения

$$N^j(t) \cdot \frac{\partial f^j(\lambda, t)}{\partial t} = N_{дв}^j(t) \cdot (f_{дв}^j(\lambda, t) - f^j(\lambda, t)) + N_{дол}^j(t) \cdot (f_{дол}^j(\lambda, t) - f^j(\lambda, t)) + \sum_{k, \phi} N_{k, \phi}^j(t) \cdot (f_{k, \phi}^j(\lambda, t) - f^j(\lambda, t)) \quad (2)$$

где N_y^j – числа частиц продуктов износа, удаленные за единицу времени из системы смазки с угаром, $N_k^j = n^j \cdot Q_k$ – скорости поступления частиц j -го типа в k -й фильтр, $n^j = N^j/V$ – концентрация частиц в системе, Q_k – пропускная способность

k-го агрегата очистки ($\text{м}^3/\text{ч}$). Слагаемые в правой части (2) описывают процессы поступления в систему смазки частиц продуктов износа из трибосопряжений двигателя, из маслоочистителей, за счет долива масла. Здесь аналогично $N_{k,\phi}^j = n^j \cdot Q_{k,\phi}$ – скорости поступления частиц j-го типа из k-го фильтра. Отметим, что в слагаемых, описывающих приход частиц в продуктов износа в масляную систему, учтен качественно иной характер функций распределения, отличных от $f^j(\lambda)$.

Принципиальную роль при таком подходе играют дополнительные кинетические уравнения на функции распределений частиц продуктов износа, поступающих из двигателя ($f_{\text{дв}}^j(\lambda)$), из средств очистки ($f_{k,\phi}^j(\lambda)$) и за счет долива масла ($f_{\text{дол}}^j(\lambda)$), необходимые для замыкания системы уравнений (1)-(2). Конкретные модели кинетических уравнений на $f_{\text{дв}}^j(\lambda)$, описывающие состояние дисперсной фазы продуктов износа, поступающих из трущихся сопряжений дизеля в картер, представлены в работе [2].

Кинетические уравнения (1)-(2) представляют главный интерес для диагностики работы двигателя, поскольку они описывают, в частности, изменение со временем среднего размера $\bar{\lambda}^j(t)$ и дисперсии $\sigma^j(t)$ частиц продуктов износа, что позволяет в последующем оценить по состоянию дисперсной фазы продуктов износа состояние самого двигателя. Нами проведен анализ этих уравнений, имеющих нелинейный характер относительно функций распределения, и разработан алгоритм численного моделирования временной динамики частиц продуктов износа. В частности, получены стационарные решения общего числа и функции распределения для частиц продуктов износа j-го типа:

$$N_{\text{ст}}^j = N_{\text{ст}}^j (1 - K) / (v_{\text{в}} / V) \quad (3)$$

$$f_{\text{ст}}^j(\lambda) = \frac{(v_{\text{в}} / V) \cdot f_{\text{дв}}^j(\lambda)}{(1 - K) \cdot \left(v_{\text{в}} / V + \sum_k \left(Q_k \phi_k^j(\lambda) \right) / (V \cdot \rho_{\text{м}}) \right)} \quad (4)$$

Здесь коэффициент K рассчитывается по формуле

$$K = \sum_k \frac{Q_k}{V \cdot \rho_{\text{м}}} \cdot \int_0^{\infty} d\lambda \frac{\phi_k^j \cdot f_{\text{дв}}^j(\lambda)}{v_{\text{в}} / V + \sum_m \left(Q_m \phi_m^j(\lambda) \right) / (V \cdot \rho_{\text{м}})},$$

где $\rho_{\text{м}}$ – плотность масла, $v_{\text{в}}$ – объем выгорающего за единицу времени масла, $\phi_k^j(\lambda)$ – характерная для k-го фильтра заданная функция отсева отдельной частицы j-го типа с линейным размером λ (фракционная функция отсева).

Из определения K видно, что этот коэффициент может принимать значения лишь в интервале от 0 до 1, а по своему смыслу он определяет общую долю удаляемых всеми фильтрами частиц загрязнения в сравнении с долей частиц, удаляемых из системы смазки за счет угара масла. Как правило, в типичных двигателях его величина составляет $K \approx 0,9 - 0,99$. Соответственно, стационарное размерное распределение (4) демонстрирует существенно нелинейный характер влияния средств очистки на итоговый дисперсный состав продуктов износа.

При анализе временной динамики выхода числа частиц и распределения дисперсной фазы на стационарный режим может быть получено только численное решение, поскольку (1)-(2) является системой интегро-дифференциальных нелинейных уравнений. С помощью развитого нами метода, основанного на дискретизации функций от λ на решетке $\{\lambda_n\}$, $n = 1, \dots, N$ (где общее число точек составляло $N \sim 500$), анализ этой системы можно свести к анализу системы $(N+2)$ обыкновенных дифференциальных уравнений.

На рис. 2 представлена динамика числа частиц и функции распределения для нормального режима работы некоторого условного двигателя, для которого приняты следующие параметры: $N_{\text{дв}}^j = 2,17 \cdot 10^9$ частиц/час, функция распределения $f_{\text{дв}}^j$ задается распределением Вейбулла-Гнеденко со средним размером частиц загрязнения $\bar{\lambda}^j = 2$ мкм и дисперсией $\sigma^j = 1,1$ мкм. На рис. 3 рассмотрен аварийный режим работы двигателя: $N_{\text{дв}}^j = 3,7 \cdot 10^9$ частиц/час, $\bar{\lambda}^j = 20$ мкм, $\sigma^j = 5$ мкм. В модели рассмотрен вариант залповых добавлений масла в систему в объеме $0,1 V_0$ в моменты времени, когда общий уровень масла падает за счет непрерывного угара масла до критического значения $V_{\text{крит}} = 0,9 V_0$.

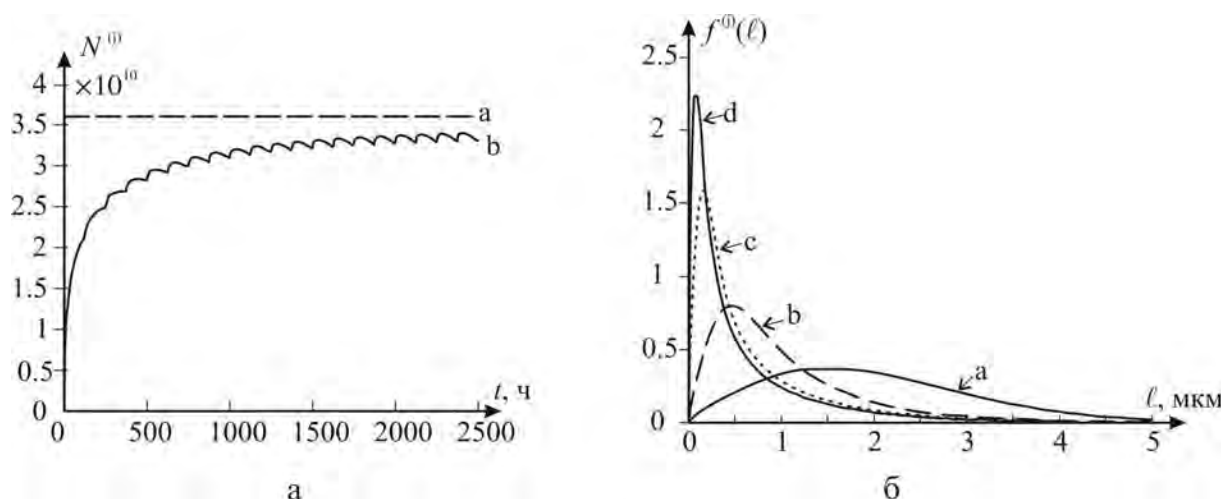


Рис. 2. а: временная динамика общего числа частиц загрязнения j -го типа при нормальном режиме работы (а – стационарное значение, б – зависимость $N^j(t)$); б) функция распределения частиц $f^j(\lambda, t)$ в различные моменты времени (а – $t = 0$ ч; б – при $t = 50$ ч; с – при $t = 500$ ч; d – при $t = 5000$ ч)

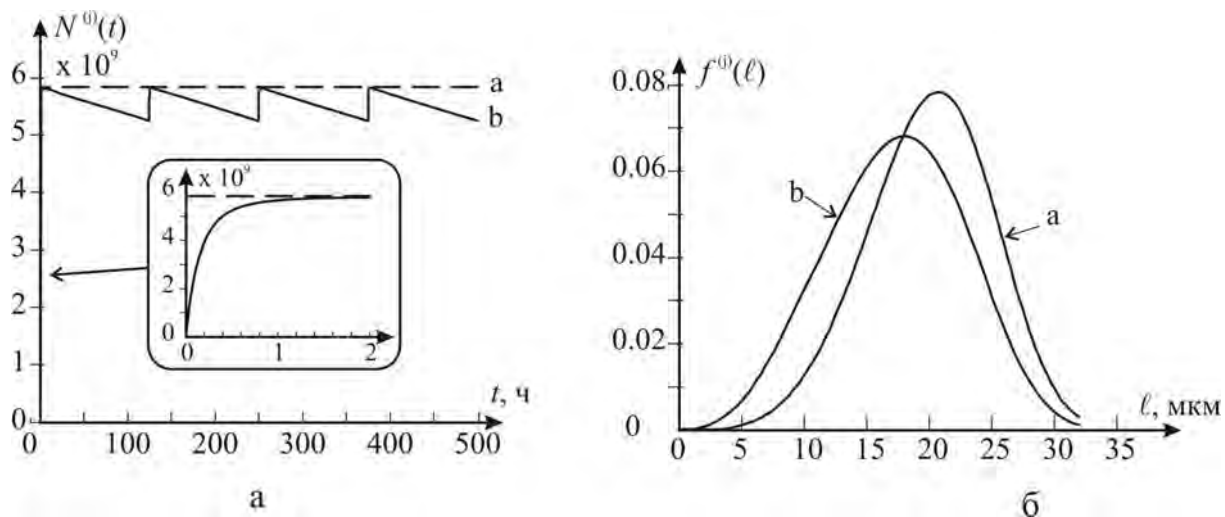


Рис. 3. а: временная динамика $N^j(t)$ при аварийном режиме работы (а – стационарное значение), во вкладыше показана динамика $N^j(t)$ за малые времена; б: $f^j(\lambda, t)$ при $t = 0$ ч (а) и при $t = 5$ ч (б)

Отметим, что в настоящее время при анализе проб работающего масла дизелей в основном ограничиваются измерением массовых концентраций продуктов износа с использованием методов эмиссионной и атомно-абсорбционной спектроскопии. Определение дисперсного состава частиц продуктов износа, например методом феррографии, в практике технической эксплуатации дизельных двигателей пока не получило широкого распространения, т.к. является сложной и дорогостоя-

щей процедурой. Разработанные математические модели позволяют трансформировать общее число частиц продуктов износа j -го типа $N^j(t)$ в массовую концентрацию C^j j -ого химического элемента в работающем моторном масле. При этом, как показано в работах [3, 4], для расчета этих величин необходимо учитывать фрактальный характер размерной параметризации для частиц изнашивания. Фрактальная формализация распространяется на форму частиц износа и их размерное распределение. В общем случае для всей совокупности частиц износа выражение имеет вид [3, 4]:

$$n_i \approx dN/d\lambda \approx D_p / \lambda^{D_p+1}$$

где N – общее число частиц износа; D_p – фрактальная размерность диаметрального распределения частиц износа; λ – приведенный диаметр частицы износа.

Численные решения самосогласованная система кинетических уравнений (1) на $N^j(t)$, описывающих динамику общего числа продуктов износа j -го типа позволяют получить научно-обоснованные нормы порогового значения массовой концентрации продуктов износа дизельных двигателей, с учетом особенностей их систем очистки, конструкции, уровня форсировки. Тем самым достигается высокая устойчивость достоверности диагностирования технического состояния дизельных двигателей от возмущающих эксплуатационных факторов.

Литература:

1. Надежкин А.В., Безвербный А.В. Имитационная диагностическая модель кинетики накопления в системе смазки судового дизеля частиц продуктов износа // Транспортное дело, 2006. – №7. – С.100-105
2. Кича Г.П., А.В. Надежкин, Б.Н. Перминов. Имитационное моделирование смазки трибосопряжений и изнашивания основных деталей ДВС // Транспортное дело, 2004. – № 2. – С. 51–53.
3. Дроздов Ю.Н. Нелинейная динамика изнашивания и частицы износа // Вестник машиностроения, 2003. – №10. – С. 34-40
4. Ким В.А., Кургачев Р.В. Фрактальная параметризация процесса изнашивания // Трение и износ, 2002. – Т.23, №5. – С. 471-476.

МЕТОДОЛОГИЯ СТАТИСТИЧЕСКОЙ ТЕОРИИ РАСПОЗНАВАНИЯ ОБРАЗОВ (СТРО) ПРИ АЛГОРИТМИЗАЦИИ СИСТЕМ ТЕХНИЧЕСКОЙ ДИАГНОСТИКИ ДИЗЕЛЕЙ

А.А.Обозов, (ЗАО УК «Брянский машиностроительный завод», БГТУ)

Ранее уже вводился ряд понятий СТРО в прикладном аспекте задач технической диагностики [1,2], однако автор считает целесообразным кратко напомнить о некоторых ключевых понятиях СТРО, которые лежат в основе этой теории [3, 4] и могут быть успешно использованы при решении задач технической диагностики дизелей:

- Классы технического состояния в векторном пространстве структурных параметров объекта диагностирования (при геометрической интерпретации) занимают определенные компактные области.
- Классы технического состояния определенные в векторном пространстве структурных параметров отображаются на векторное пространство диагностических параметров, в котором также занимают определенные компактные области.

- Классы технического состояния имеют статистическую природу и формально их положение в пространствах структурных и диагностических параметров описывается законами распределения плотностей вероятности векторов, соответственно, структурных и диагностических параметров.

- Располагая описанием статистических распределений классов в пространстве диагностических признаков, можно на основе методов СТРО строить *решающие правила классификации*, которые при проведении процедуры диагностирования в том или ином смысле дают оптимальные результаты.

В основе большинства методов СТРО лежит *Теорема Байеса*, определяющая апостериорную (после опытную) вероятность принадлежности классифицируемого объекта (или вектора наблюдения, свойственного объекту) к тому или иному классу ω_i (классы определены в виде статистических распределений в пространстве наблюдений /при решении задач диагностики определяется апостериорная вероятность принадлежности вектора диагностических признаков к классам технического состояния/).

Формула Байеса для определения апостериорной вероятности имеет вид:

$$P(\omega_i / x) = \frac{P(\omega_i) f(x / \omega_i)}{f(x)}, \quad (1)$$

где $P(\omega_i)$ – априорная вероятность принадлежности вектора наблюдения x к классу ω_i ; $f(x/\omega_i)$ – условная плотность распределения вероятностей вектора x , соответствующая классу ω_i ; $f(x)$ – взвешенная плотность распределения вероятностей вектора x по всем классам ($f(x) = \sum_{i=1}^N P(\omega_i) f(x / \omega_i)$, N – равно числу распознаваемых классов).

В общем случае статистические законы, которым подчиняются распределения вектора x , могут иметь сложное описание, однако при исследовании статистических свойств классов технического состояния во многих случаях их описание подчиняется закону нормального распределения. Тогда описание условной плотности распределения вектора x можно представить в виде:

$$f(x / \omega_i) = \frac{1}{(2\pi)^{\frac{1}{2}k} |\Sigma_i|^{\frac{1}{2}}} \exp \left[-\frac{1}{2} (x - \mu_i)^t \Sigma_i^{-1} (x - \mu_i) \right] \quad (2)$$

где k – размерность вектора наблюдения x ; μ_i – вектор математических ожиданий распределений признаков класса ω_i ; Σ_i – матрица ковариаций признаков (компонентов вектора x) класса ω_i ; $|\Sigma_i|$ – определитель ковариационной матрицы признаков класса ω_i ; t – символ транспонирования матрицы (вектора); $^{-1}$ – символ обращения матрицы.

Таким образом, для классификации объекта достаточно располагать:

- априорной (до опытной) вероятностью появления объекта (априорной вероятностью появления того или иного класса технического состояния);
- статистическим описанием плотности распределения каждого класса в пространстве наблюдений (в пространстве диагностических признаков), т.е. – μ – вектором математических ожиданий распределений признаков классов ω_i ($i=1,2,\dots, N$) и Σ – матрицей ковариаций признаков (компонентов вектора x) классов ω_i , ($i=1,2,\dots, N$).

Подставляя в (2) реализацию вектора x можно вычислить значения плотностей $f(x/\omega_i)$ и далее не представляет труда по формуле Байеса (1) определить апостериорную вероятность принадлежности вектора наблюдения. Следует особо от-

метить, что процедура определения апостериорной вероятности принадлежности является ключевой, на основе которой строится целый ряд правил классификации СТРО. В основу алгоритмизации процедуры диагностирования дизельного двигателя автором было выбрано, так называемое, *правило максимального правдоподобия* (более подробное описание правила можно найти в [1,2]), пороговое условие которого предполагает равными апостериорные вероятности принадлежности (т.е. $P(\omega_i / x) = P(\omega_j / x)$, $i \neq j$, рассматривается задача дихотомии). На основе правила максимального правдоподобия строится *дискриминантная функция* вида

$$x^t \sum^{-1} (\mu_1 - \mu_2) - \frac{1}{2} (\mu_1 + \mu_2)^t \sum^{-1} (\mu_1 - \mu_2) > (<) 0 \Rightarrow x \in \omega_1 (x \in \omega_2), \quad (3)$$

представляющая собой линейную комбинацию компонент вектора наблюдения (вектора диагностических признаков). Следует отметить, что автором для упрощения математического аппарата было принято допущение о близости (равенстве) ковариационных матриц распознаваемых классов ω_1 и ω_2 (т.е. $\Sigma_1 = \Sigma_2 = \Sigma$).

В пространстве диагностических признаков (или объединенном пространстве, о котором шла речь выше) существует только один эталонный класс нормального технического состояния объекта и множество классов, имеющих те или иные нарушения. Классы с нарушениями технического состояния могут непосредственно граничить с эталонным классом нормального состояния объекта. Назовем такие классы – *граничными* классами. Граничные классы состояний, в зависимости от их положения по отношению к классу нормального состояния объекта можно подразделить на *оппозитные*, а по отношению друг к другу - на *смежные* классы. К оппозитным классам, относятся такие классы, которые лежат по обе стороны от эталонного класса нормального состояния объекта. К смежным классам относятся такие классы неисправностей, которые граничат друг с другом. К особому типу классов технического состояния относятся классы *удалённых* неисправностей, т.е. такие классы, которые не граничат с классом нормального состояния. Понятия эталонного класса нормального состояния объекта, граничных классов, оппозитных классов и классов удаленных неисправностей иллюстрирует рис.1. (показан двумерный случай).

Покажем применение рассмотренной выше методологии, основанной на СТРО на примере распознавания нарушений работы топливной аппаратуры (ТА) малооборотного дизеля. Непосредственно в качестве объекта, несущего информацию о нарушениях в ТА выберем импульс давления, образующийся после топливного насоса высокого давления и имеющий параметры, рассмотренные в работе [5]. Исходный (полный) вектор диагностических признаков, описывающий процесс топливоподачи, имеет вид:

$$x = \{ P_{f up}, \alpha P_{f up}, P_{f up}''', \alpha P_{f up}''', P_{f open}, \alpha P_{f start}, P_{f max}, \alpha P_{f max}, P_{f close}, \alpha P_{f stop}, P_{f drop}, \alpha P_{f drop}, P_{f end}, \alpha P_{f end}, dP_f / d\alpha \},$$

т.е. он включает в себя описание семи характерных точек импульса топливоподачи и плюс параметр динамичности нарастания давления (рис.2.).

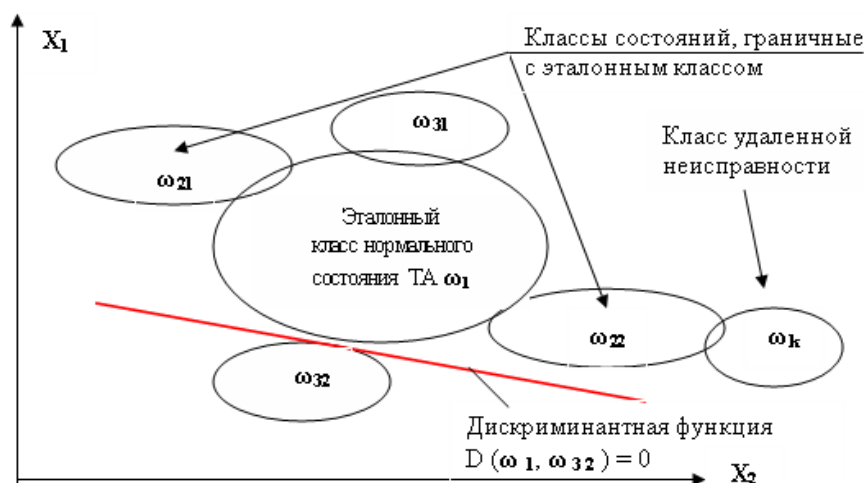


Рис. 1. Схематическое изображение распознаваемых классов в пространстве признаков (в качестве примера показана дискриминантная функция $D(\omega_1, \omega_{32})=0$, которая служит для распознавания классов ω_1 и ω_{32})

Поставим перед собой задачу научиться распознавать классы наиболее характерных отклонений в регулировке ТА дизеля (десять классов $\omega_{21}, \omega_{22}, \dots, \omega_{62}$, граничных с эталонным классом и являющихся оппозитными по отношению друг к другу /см. ниже/). Для распознавания классов из исходного вектора диагностических признаков x выберем информативное подмножество его компонент (по возможности минимальное), обеспечивающее распознавание заданных отклонений. Такой вновь образованный вектор обозначим x' .

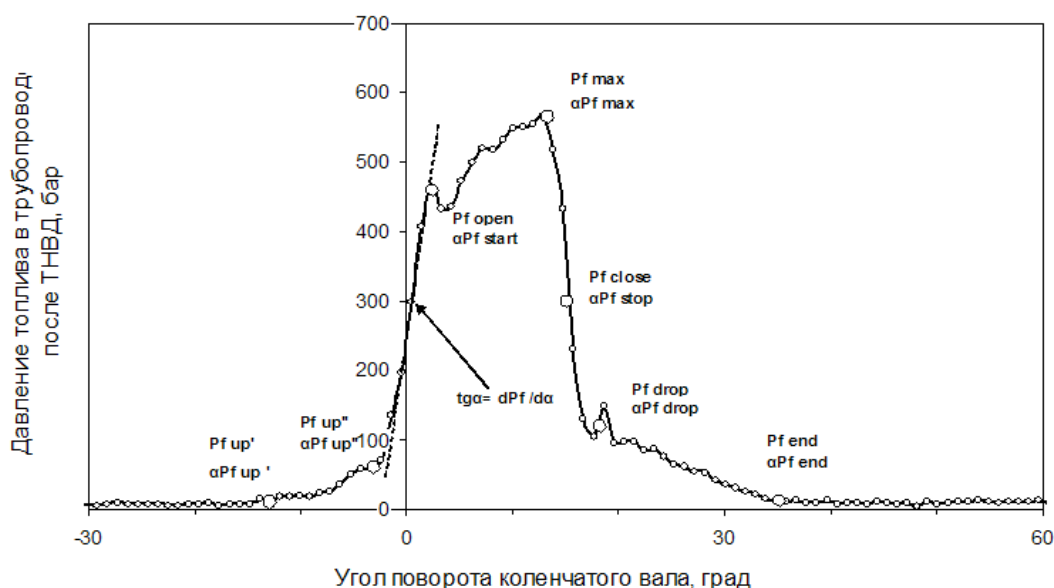


Рис.2. Импульс давления топлива за ТНВД судового малооборотного дизеля 6S50MC-C, (режим СМДМ- спецификационной максимальной длительной мощности)

	Расознаваемые классы отклонений состояния (регулировок) ТА	Диагностические технического признаки (вект. x')	Режимный фактор
1	Эталонный класс нормального состояния ТА ω_1		
2	Слишком ранний впрыск топлива ω_{21} Слишком поздний впрыск топлива ω_{22}	$\{aP_{f \text{ up''}}, aP_{f \text{ start}}\}$	$\{\text{Index}\}$
3	Слишком высокое давление открытия форсунки ω_{31} Слишком низкое давление открытия форсунки ω_{32}	$\{P_{f \text{ open}}\}$	$\{\text{Index}\}$
4	Слишком низкое давление впрыска ω_{41} Слишком высокое давление впрыска ω_{42}	$\{P_{f \text{ open}}, P_{f \text{ max}}\}$	$\{\text{Index}\}$

5	Слишком большая продолжительность впрыска ω_{51} Слишком малая продолжительность впрыска ω_{52}	$\{\alpha P_{f \text{ dur}}\}$	$\{\text{Index}\}$
6	Слишком быстрое нарастание давления ω_{61} Слишком медленное нарастание давление ω_{62}	$\{dP_f/da\}$	$\{\text{Index}\}$

где: $\alpha P_{f \text{ up}}$ - угол начала быстрого нарастания давления; $\alpha P_{f \text{ start}}$ - угол начала впрыскивания топлива; $P_{f \text{ open}}$ - давление, соответствующее моменту открытия форсунки; $P_{f \text{ max}}$ – максимальное давление импульса, $\alpha P_{f \text{ dur}}$ – продолжительность фазы впрыскивания; Для распознавания классов ω_{51} , ω_{52} , ω_{61} и ω_{62} в вектор x' введен признаки $\alpha P_{f \text{ dur}}$, являющийся комплексом, образованным от «первичных» диагностических признаков; $\alpha P_{f \text{ dur}} = (\alpha P_{f \text{ stop}} - \alpha P_{f \text{ start}})$; dP_f/da – скорость нарастания давления в момент, предшествующий открытию форсунки (равна тангенсу угла наклона прямой, аппроксимирующей по МНК участок импульса в диапазоне давлений 100 – 350 бар на фазе предварения впрыскивания топлива); **Index** – индекс рейки топливного насоса высокого давления (режимный фактор)

Как уже отмечалось ранее, для решения задачи диагностики в такой постановке, необходимо получить статистическое описание классов на основе статистической выборки. Такая выборка данных была получена в процессе проведения стендовых испытаний судового малооборотного дизеля MAN B&W 6S50MC-C производства ЗАО УК «БМЗ». Статистики распознаваемых классов неисправностей были получены на нескольких режимах винтовой характеристики работы дизеля.

Выбранный вектор диагностических признаков x' , являющийся подмножеством x , и служащий для распознавания обозначенной группы классов отклонений регулировок ТА имеет вид :

$$x' = \{ \alpha P_{f \text{ up}}, P_{f \text{ open}}, \alpha P_{f \text{ start}}, P_{f \text{ max}}, \alpha P_{f \text{ max}}, \alpha P_{f \text{ stop}}, \alpha P_{f \text{ dur}}, dP_f/da \}.$$

После обработки данных стендовых испытаний были получены: вектор математических ожиданий диагностических признаков $\mu(x')$, матрица коэффициентов корреляции диагностических признаков $R(x')$ и матрица ковариаций диагностических признаков $D(x')$

Анализ матрицы $R(x')$ показал, что между некоторыми компонентами x' , наблюдается «значимая» корреляция. Учет корреляционных связей между диагностическими признаками (компонентами x') позволяет строить более эффективные алгоритмы распознавания.

Полученные в соответствии с (3) дискриминантные функции были взяты автором в качестве основы для алгоритма распознавания отклонений технического состояния ТА судового дизеля (расознавания классов ω_{21} , ω_{22} , ..., ω_{62}). Алгоритм диагностирования отклонений в работе ТА судового двигателя на основе применения методологии СТРО оказался достаточно эффективным.

Литература:

1. М.И.Левин, А.А.Обозов. Применение методов статистической теории распознавания образов при синтезе алгоритмов диагностирования малооборотных дизелей // Двигателестроение. 1986. № 5. С.15-18, 24
2. М.И.Левин, А.А.Обозов. Автоматическая безразборная диагностика дизелей. Информационные аспекты. Применение метода «обучения» при решении задач диагностирования судового малооборотного дизеля // Двигателестроение. 1986. №9. С. 41-46
- 3.Т.Андерон. Введение в многомерный статистический анализ. Государственное издательство физико-математической литературы, Москва. 1963. 500с.

4. И.А.Биргер. Техническая диагностика.// М.: «Машиностроение». 1978. - 240 с.

5. А.А.Обозов. Алгоритм нахождения характерных точек на характеристике топливоподачи судового дизеля // Двигателестроение. 2006. №4(226). С.35-39.

СОВРЕМЕННЫЕ МЕТОДЫ И СРЕДСТВА КОНТРОЛЯ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ В СЭУ

Покусаев М.Н., Юницкий В.А.

(ФГОУ ВПО «Астраханский Государственный Технический Университет»)

Современное измерительное оборудование, это прежде всего точные, быстро устанавливаемые датчики и не дорогие измерительные системы, состоящие из минимум соединяемых блоков, позволяющие упростить техническое обслуживание контролируемого объекта. На судах развертывание такой системы, с минимальным количеством быстро устанавливаемых блоков, при минимальной стоимости, есть именно то, что требуется в данный момент российскому флоту. Основой всех измерительных систем, так называемым корнем, является измерительный преобразователь или проще говоря датчик. Именно с него начинают поступать данные измерения, от части именно от него зависит эффективность работы всей измерительной системы в целом. В море, на судах, необходимость в надежных датчиках, в надежности передачи данных с них вот от чего следует отталкиваться при проектировании измерительных систем в экстремальных условиях.

Опыт торсиографирования большого числа судов с использованием современного оборудования в испытательном центре «Marine Technology Service» Астраханского Государственного Технического Университета показал в необходимости применение именно беспроводных датчиков для применения в измерительных системах на судах, из за простоты их установки и обслуживания.

В следствии этого была поставлена цель в разработки беспроводного датчика для системы контроля крутильных колебаний на судах, превосходящего по своим характеристикам обычные датчики и тем самым снизить затраты на саму измерительную систему в целом (рис.1).

Сейчас на рынке измерительного оборудования существует ряд беспроводных датчиков, но датчики просто не адаптированы к объекту исследования и к самой среде измерения в целом. Тем более нет беспроводных датчиков устанавливаемых не посредственно на сам объект исследования – на валопровод ДВС.

Основой датчика является микроконтроллер, содержащий в себе функции Bluetooth интерфейса, инструментальный усилитель для тензомоста, радиомодуль и антенный усилитель. Помимо этого датчик содержит в себе литиево-ионную батарею. Деформация снимаемая с вала, тензомостом преобразуется в электрический сигнал, который усиливается дифференциальным усилителем 1 и нормируется усилителем 2 до нужного значения, фильтруется фильтром 3 и передается на АЦП микроконтроллера, кодируется, составляется нужный протокол передачи. Далее цифровой сигнал поступает в радиомодуль, после усиливается усилителем 4 и передается на компьютер.

Для данного вида беспроводного датчика был выбран Bluetooth интерфейс, как готовая сеть для передачи данных измерения. Спецификация Bluetooth описывает пакетный способ передачи информации с временным мультиплексированием [2]. Радиообмен происходит в полосе частот 2400-2483,5 МГц ISM-диапазона.

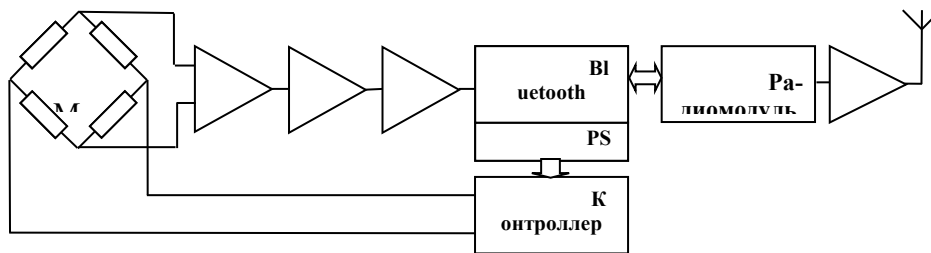


Рис. 1 Функциональная схема датчика

В радиотракте применен метод расширения спектра посредством частотных скачков и двухуровневая частотная модуляция с фильтром Гаусса (binary Gaussian Frequency Shift Keying).

Метод частотных скачков подразумевает, что вся отведенная для передачи полоса частот подразделяется на определенное количество подканалов шириной 1 МГц каждый. Канал представляет собой псевдослучайную последовательность скачков по 79 или 23 радиочастотным подканалом. Каждый канал делится на временные сегменты продолжительностью 625 мкс, причем каждому сегменту соответствует определенный подканал. Эти скачки происходят синхронно в передатчике и приемнике в заранее зафиксированной псевдослучайной последовательности. За секунду может происходить до 1600 частотных скачков. Такой метод обеспечивает конфиденциальность и некоторую помехозащищенность передач. Помехозащищенность обеспечивается тем, что если на каком-либо подканале передаваемый пакет не смог быть принят, то приемник сообщает об этом и передача пакета повторяется на одном из следующих подканалов, уже на другой частоте.

Протокол Bluetooth может поддерживать асинхронный канал данных, до трех синхронных (с постоянной скоростью) каналов для передачи аналогового сигнала или канал с одновременной асинхронной передачей данных и синхронной передачей аналогового сигнала. Скорость каждого аналогового канала – 64 Кбит/с в каждом направлении, асинхронного в асимметричном режиме – до 723,2 Кбит/с в прямом и 57,6 Кбит/с в обратном направлениях или до 433,9 Кбит/с в каждом направлении в симметричном режиме.

Одним из направлений применения такого датчика, является торсиографирование дизелей судовых МДК. Датчик по сравнению с измерительной системой для тензометрирования Astech Electronics является более функциональным, его область применения гораздо шире. К примеру, отсутствие дополнительного блока преобразования сигнала, что присутствует в измерительной системе Astech Electronics. Достаточно одного датчика и портативного компьютера, для того чтобы проводить высоко точные измерения, а так же диагностирование.

Внешний вид датчика в составе испытательного стенда представлен на рисунке 2. На рисунке, 1 - датчик, установленный на маховик, 2 - тензомост, наклеенный на исследуемый вал. В составе испытательного стенда были проведены испытания данного датчика и его программного обеспечения, что позволило настроить сам датчик и откорректировать алгоритмы программы.

Для проведения измерений так же было разработано специализированное программное обеспечение. В нем было реализовано множество современных алгоритмов цифровой фильтрации сигнала, что позволило улучшить характеристики датчика отфильтровывая не нужные составляющие. Адаптивная фильтрация и алгоритм частотной селекции позволили более точно диагностировать и определять критические частоты крутильных колебаний. Основным видом визуализации дан-

ных измерения является прежде всего тензограмма во временной области, спектрограмма и сонограмма в частотной. Основываясь на данных получаемых с датчика программа позволяет также проводить измерение мощности двигателя и удельного расхода топлива, что визуализируется в виде дополнительных кривых в отдельных окнах программы.

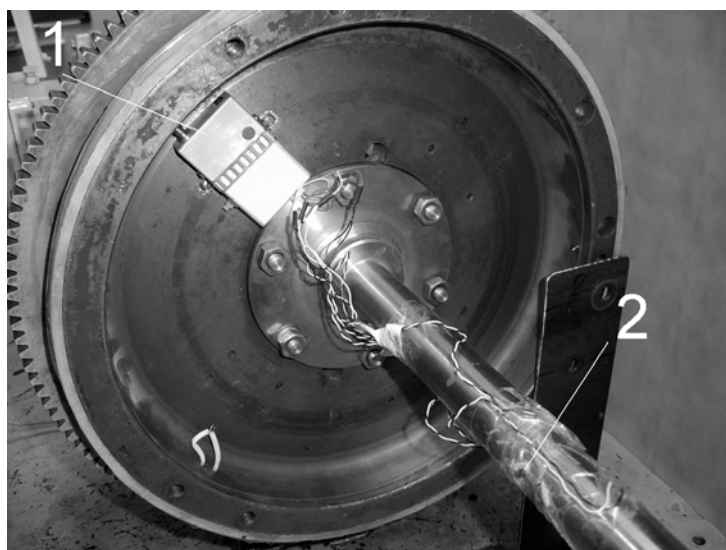


Рис. 2. Датчик крутильных колебаний в составе испытательного стенда

Эффективность работы этой измерительной системы в целом зависит не только от качественного программного обеспечения, но и от совершенности датчика. Поэтому, дальнейшее развитие этого датчика является встраивание микросхемы памяти, для введение внутреннего журнала измерения или как модно говорить, превращение датчика в

интеллектуальное устройство, способного работать не зависимо от всей измерительной системы в целом.

Сейчас Bluetooth, это быстро развивающееся технология, которая внедряется во все устройства окружающие нас. Применение ее в области измерительных устройств вполне оправданно, так как для датчиков беспроводное соединение – это фактически дополнительная и очень важная функция, позволяющая расширить область применения измерительного устройства. Наиболее это важная функция для датчиков располагающихся в труднодоступных, опасных местах. А простое и прямое непосредственное сопряжение датчиков снабженных интерфейсом Bluetooth с компьютером, без посредников (не нужны более никакие дополнительные устройства, кроме самого датчика, bluetooth-адаптера и компьютера) делает их очень компактными и универсальными устройствами на базе которых можно строить большие компактные измерительные системы и комплексы.

И в конце, по данным исследования специалистами компании B&B Electronics and Sensicast Systems, более 53% промышленных предприятий рассматривают вопрос о внедрении сетей беспроводных датчиков в течение следующего года. Для сравнения в прошлом году этот показатель был ниже 45%. Интерес к беспроводным датчикам, как к средству дистанционного контроля, также возрос с 64% до 73% [4].

Литература:

1. ЭЛЕКТРОНИКА: Наука, Технология, Бизнес 5/2000 стр. «bluetooth: устройства все стран, соединяйтесь» М. Мейтин
2. Specification of the Bluetooth System. Core. – Bluetooth Specification Version 1.0 B, Vol. 1.
3. Specification of the Bluetooth System. Profiles. – Bluetooth Specification Version 1.0 B, Vol. 2.
4. www.nag.ru

АНАЛИЗ КРУТИЛЬНЫХ КОЛЕБАНИЙ ИЗМЕРИТЕЛЬНЫМ КОМПЛЕКСОМ «ASTECH ELECTRONICS» В СУДОВЫХ ВАЛОПРОВОДАХ ПРИ ИСПОЛЬЗОВАНИИ МАХОВИКОВ–ДЕМПФЕРОВ

Покусаев М.Н., Сибряев К.О., Юницкий В. А.

(ФГОУ ВПО «Астраханский Государственный Технический Университет»)

На судах смешанного плавания (река-море) широкое распространение получили машинно-двигательные комплексы (МДК) в состав которых входят шестицилиндровые двигатели типа NVD с прямой передачей мощности на винты фиксированного шага. Заводы-изготовители оборудуют данные двигатели силиконовым демпфером, установленным в носовой части коленчатого вала, для предотвращения поломки последнего из-за повышенных механических напряжений, вызванных крутильными колебаниями.

В работе предлагается совершенствовать демпфирование крутильных колебаний судовых валопроводов при использовании маховиков-демпферов (М-Д).

Конструкция М-Д следующая: в маховике дизеля выполнена кольцевая полость, герметично закрываемая крышкой. В кольцевой полости установлена инерционная масса. Между поверхностями инерционной массы и маховиком выполнены зазоры, заполненные силиконовой жидкостью [1].

Правила Российского морского регистра судоходства (РС) [2] регламентируют периодическую проверку технического состояния силиконовых демпферов. Аккредитованный испытательный центр «Marine Technology service» проводил тензометрирование МДК судов данных проектов и выдал соответствующие заключения [3,4,5]. Тензометрирование проводилось переносной измерительной системой «Astech Electronics» [6].

Рассмотрим развитие крутильных колебаний на примере некоторых судов. МДК судов проекта 1570 (нефтерудовозы «Барон», «Граф», «Нефтерудовоз 31М» и другие) представляет собой двухвальные дизельные установки с двигателями фирмы «SKL» марки 6NVD48AU ($N_{ном}=475$ кВт, $n_{ном}=330$ об/мин), оборудованные силиконовыми демпферами марки В-790

На основе данных по тензометрированию МДК судов данного проекта с демпфером сделан вывод, что суммарные напряжения от крутильных колебаний не превышают допустимых величин во всём рабочем диапазоне частот вращения коленчатых валов. Наибольшими являются графики развития суммарных напряжений в коленчатых валах МДК судна проекта 1570 (рис. 1).

Проведены расчеты крутильных колебаний с демпфером методом Терских [7]. Расчетные данные сверены с результатами тензометрирования, погрешность незначительна.

Также проведены расчеты крутильных колебаний МДК судов проекта 1570 без демпфера, которые показали, что и при отсутствии силиконового демпфера суммарные напряжения от крутильных колебаний не превышают допустимых величин во всём рабочем диапазоне частот вращения коленчатых валов.

Но нельзя отказаться от силиконового демпфера в составе МДК судна, ведь демпфер устанавливают не только для снижения амплитуд (соответственно и напряжений) от крутильных колебаний, но и для уменьшения вибраций, шума, и успокоения системы.

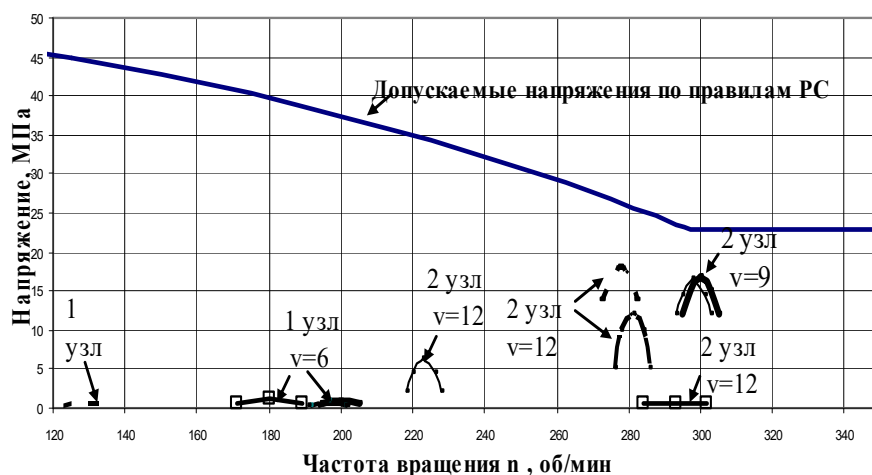


Рис. 1 - Напряжения в коленчатых валах МДК судна проекта 1570 ——— напряжения, полученные при тензометрировании с демпфером; ——— расчетные напряжения с демпфером; - - - расчетные напряжения без демпфера; — —

расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте маховика; □—□ расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте демпфера

Проведены расчеты крутильных колебаний с М-Д, установленным как на месте маховика дизеля, так и на месте демпфера. М-Д, установленный на месте маховика дизеля более эффективно снижает напряжения от крутильных колебаний по сравнению со штатным демпфером за счет больших конструктивных размеров. В случае использования М-Д, установленного на месте демпфера, напряжения приближаются к нулю. Уменьшение суммарных моментов инерции маховика дизеля и демпфера влечет за собой изменение степени неравномерности вращения δ .

$$\delta = \delta_{\alpha} + \delta_{\epsilon},$$

где $\delta_{\text{ж}}$ —степень неравномерности вращения для абсолютно жесткого вало-провода (рассчитывалась по методике [8], с последующей проверкой на ЭВМ с помощью программы для динамического расчета судовых дизелей); $\delta_{\text{к}}$ —степень неравномерности вращения, обусловленная наличием вынужденных крутильных колебаний (рассчитывалась по методике [9]);

Таблица 1 –Результаты расчета степени неравномерности вращения для МДК судна проекта 1570

Судно (проект)		$\delta_{\text{ж}}$	$\delta_{\text{к}}$	δ
Нефтерудовоз 31 М (1570)	Без демпфера	0,0180	0,0027	0,0207
	С демпфером	0,0174	0,0028	0,0202
	М-Д на месте маховика	0,0199	0,0030	0,0229
	М-Д на месте демпфера	0,0199	0,0025	0,0224

Расчёт степени неравномерности вращения показал, что нет противоречия с рекомендуемыми значениями для судовых двигателей, непосредственно работающих на гребной винт (0,02-0,05) [8].

МДК судна проекта 19620 (сухогруз) представляет собой двухвальные дизельные установки с двигателями марки 6NVD548A2U ($N_{\text{ном}}=515$ кВт, $n_{\text{ном}}=300$ об/мин), оборудованные силиконовыми демпферами марки А-710.

Минимально устойчивая частота вращения n_{min} этого МДК составляет 140 об/мин (у вышеперечисленных судов $n_{\text{min}}=125-130$ об/мин).

Установка М-Д не только эффективнее снижает напряжения от крутильных колебаний в данном случае, но и повышает степень неравномерности вращения до рекомендуемых значений.

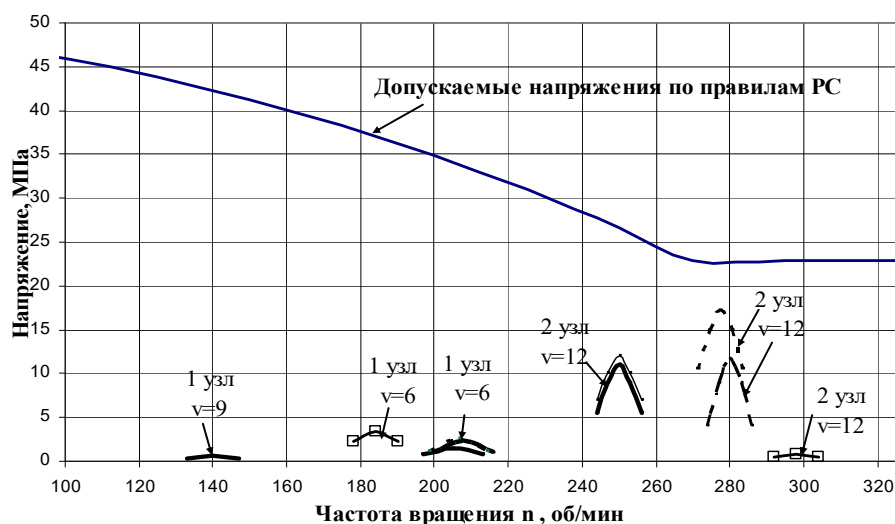


Рис. 3 - Напряжения в коленчатых валах МДК судна проекта 19620

— напряжения, полученные при тензометрировании с демпфером; — — — расчетные напряжения с демпфером; - - - - расчетные напряжения без демпфера; □—□— расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте маховика; □—□— расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте демпфера

демпфера; — — — расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте маховика; □—□— расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте демпфера

Таблица 3. Результаты расчета степени неравномерности вращения для МДК судна проекта 19620

Судно (проект)		$\delta_{ж}$	$\delta_{к}$	δ
Богсан-4 (19620)	Без демпфера	0,0158	0,0031	0,0189
	С демпфером	0,0155	0,0028	0,0183
	М-Д на месте маховика	0,0169	0,0034	0,0203
	М-Д на месте демпфера	0,0169	0,0032	0,0201

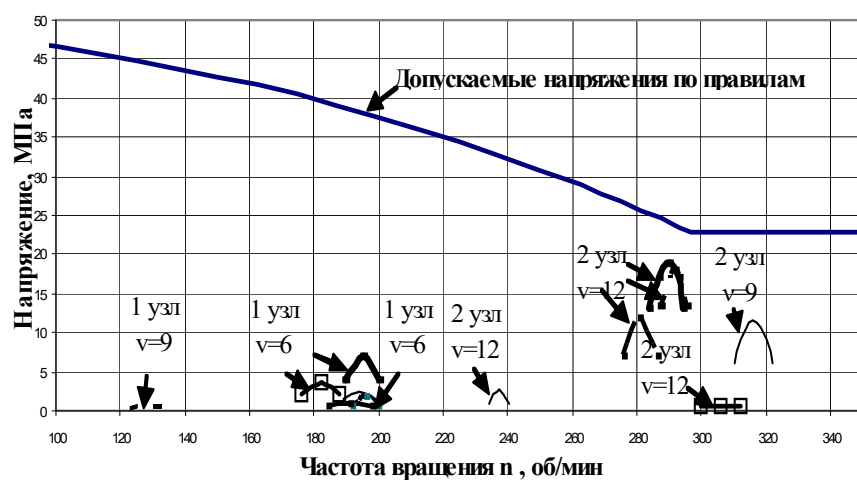


Рис. 4 - Напряжения в коленчатых валах МДК судна проекта 1557:

— напряжения, полученные при тензометрировании без демпфера; — — — расчетные напряжения с демпфером; - - - - расчетные напряжения без демпфера; — — — расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте маховика; □—□— расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте демпфера

расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте маховика; □—□— расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте демпфера

Одним из специфических случаев являются испытания, проведенные в МДК судна проекта 1557 (сухогруз). В условиях Волго-Каспийского бассейна эксплуатируются суда проекта 1557 в составе (МДК) которых имеется силиконовый демпфер крутильных колебаний, типа В – 790 (Сормовский - 40), так и без него (Вилламуно). Дискретная крутильная схема МДК данных судов отличается от МДК серийного судна проекта 1557 (Сормовский - 27) моментом инерции маховика двигателя (маховый момент - $GD_i^2=1200 \text{ кгм}^2$, вместо устанавливаемого на серийных $GD_i^2=2200 \text{ кгм}^2$).

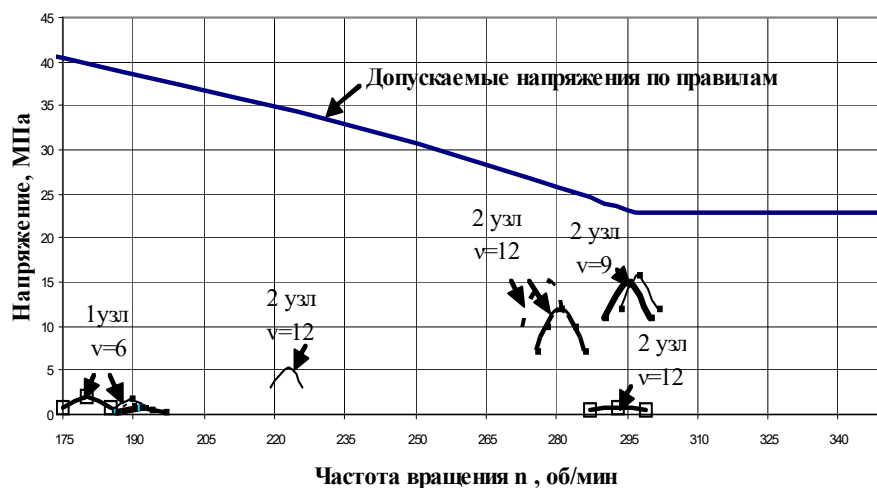


Рис. 5 - Напряжения в коленчатых валах МДК серийного судна проекта 1557:

— напряжения, полученные при тензометрировании с демпфером; — — — расчетные напряжения с демпфером; - - - - расчетные напряжения без демпфера; — — — расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте маховика; □—□—□ расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте демпфера.

напряжения без демпфера; — — — расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте маховика; □—□—□ расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте демпфера.

МДК судна проекта 1557 представляет собой двухвальные дизельные установки с двигателями марки 6NVD548AU ($N_{ном}=485$ кВт, $n_{ном}=330$ об/мин), прямой передачей мощности на винты фиксированного шага.

Таблица 4. Результаты расчета степени неравномерности вращения для МДК судов проекта 1557

Судно (проект)		$\delta_{ж}$	$\delta_{к}$	δ
Вилла-мун (1557)	Без демпфера	0,0257	0,0043	0,0300
	С демпфером	0,0244	0,0044	0,0288
	М-Д на месте маховика	0,0277	0,0047	0,0324
	М-Д на месте демпфера	0,0277	0,0038	0,0315
Сормовский-27 (1557)	Без демпфера	0,0178	0,0023	0,0201
	С демпфером	0,0172	0,0027	0,0199
	М-Д на месте маховика	0,0197	0,0026	0,0223
	М-Д на месте демпфера	0,0197	0,0025	0,0222

Установка М-Д для МДК судов этого типа также эффективно снижает напряжения от крутильных колебаний и степень неравномерности вращения не противоречит рекомендуемым значениям.

МДК судна проекта 621 представляет собой двухвальные дизельные установки с двигателями марки 6NVD548A2U ($N_{ном}=640$ кВт, $n_{ном}=375$ об/мин), оборудованные силиконовыми демпферами марки А-701/1 («Ленанефть-2069», «Анна») и В-790 («Ленанефть-2070») при прямой передаче мощности на винты фиксированного шага.

Установка М-Д на месте маховика существенно снижает напряжения от крутильных колебаний.

Применение М-Д позволяет более эффективно понизить крутильные колебания, довести степени неравномерности вращения до рекомендуемых значений.

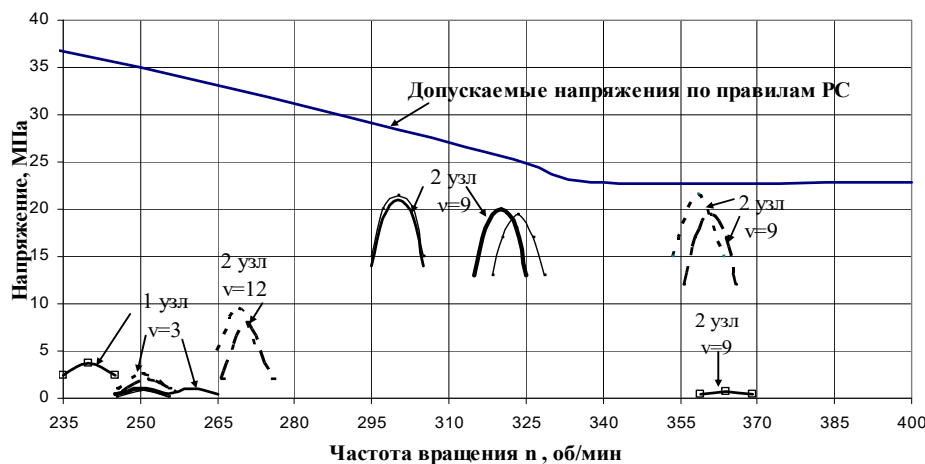


Рис. 6 - Напряжения в коленчатых валах МДК судна проекта 621: — напряжения, полученные при тензометрировании с демпфером А701; — — напряжения, полученные при тензометрировании с демпфером В790;

— — расчетные напряжения с демпфером А701 и В790; - - - - расчетные напряжения без демпфера; — — расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте маховика; □—□—□ расчетные напряжения с М-Д, установленным на месте демпфера.

Таблица 5 –Результаты расчета степени неравномерности вращения для МДК судна проекта 621

Судно (проект)		$\delta_{ж}$	$\delta_{к}$	δ
Анна (621)	Без демпфера	0,0121	0,0079	0,0200
	С демпфером	0,0119	0,0077	0,0198
	М-Д на месте маховика	0,0128	0,0083	0,0211
	М-Д на месте демпфера	0,0128	0,0081	0,0209

Литература:

1. Пат. № 59176 Российская Федерация, МПК F 16F 7/00. Маховик дизеля с демпфером / Покусаев М.Н., Сибряев К.О. (Российская Федерация); опубл. 10.12.2006 Бюл. №34.
2. Российский морской регистр судоходства. Правила классификации и постройки морских судов, том 2, 2003,- 619 с.
3. Очередное освидетельствование на предмет оценки технического состояния демпферов крутильных колебаний главных двигателей т/х «Нефтерудовоз-31М»: Отчет по НИР (х/д № 93/2005 от 08.04.2005 заключительный) / ФГОУ ВПО «АГТУ»; рук. Покусаев М.Н. – М., 2005. – 24 с.
4. Расчет и торсиографирование машино-двигательного комплекса сухогруза «Богсан-4» пр. 19620: отчет о НИР (х/д № 68/2004 от 20.08.2004 заключительный)/ФГОУ ВПО «АГТУ»; рук. Покусаев М.Н.– М., 2004. – 28с.
5. Замеры эффективной мощности и крутильных колебаний главных двигателей танкера «Ленанефть-2070» методом тензометрирования валопровода и оценка результатов: Отчет по НИР (х/д № 83/2005 от 08.02.2005 заключительный)/ФГОУ ВПО «АГТУ»;рук. Покусаев М.Н.– М., 2005. – 29 с.
6. Расширение возможностей Тензометрического комплекса «Astech Electronics» по замерам параметров крутильных колебаний дизельных установок судов / М.Н. Покусаев, А.Н. Глухов, О.П. Золин // Транспортное дело России.2005.Спецвыпуск №4
7. Терских В.П. Крутильные колебания валопровода силовых установок. Т.1-4., Приложение – Л.: Судостроение, 1969 -1970 гг.
8. Судовые двигатели внутреннего сгорания/ Ю. Я. Фомин, А.И. Горбань и др.- Л.: Судостроение, 1989.- 344с
9. Проектирование тепловозных двигателей/ В.В. Водолажченко и др.- М.: Транспорт, 1972.-224с.

ИДЕНТИФИКАЦИЯ ТЕХНИЧЕСКОГО СОСТОЯНИЯ ДИЗЕЛЯ ПО ИНДИКАТОРНОЙ ДИАГРАММЕ С УЧЕТОМ ОСОБЕННОСТЕЙ ЭКСПЕРИМЕНТА В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

Лашко В.А. (Тихоокеанский государственный университет);

Коньков А.Ю.

(Дальневосточный государственный университет путей сообщения)

Анализ индикаторной диаграммы (ИД) для целей диагностики был и остается основным инструментом для достоверной оценки технического состояния дизеля, правильности выполненных регулировок. Благодаря доступности измерительных средств и вычислительной техники диагностические комплексы, основанные на анализе ИД, появились не только на предприятиях традиционно использующих этот вид диагностического сигнала (судовой транспорт), но и на предприятиях железнодорожного транспорта. Следует признать, что эффективность применения существующих комплексов пока в локомотивных депо находится на низком уровне. Анализ причин такого положения показывает, что среди проблем, снижающих достоверность «классических» методов, основанных на определении индикаторных показателей двигателя, первое место принадлежит погрешности определения ИД в условиях эксперимента на локомотиве. Принято считать, что эта погрешность может быть сведена к минимуму за счет корректного определения положения ВМТ в цилиндре. При этом часто игнорируется искажение диаграммы в индикаторном канале. Необходимо отметить, что в условиях эксплуатации практически невозможно устранить причины этих погрешностей. Характер вносимых искажений ИД таков, что площадь диаграммы на линии расширения увеличивается, а на линии сжатия уменьшается по отношению к действительному процессу в цилиндре. По мере роста быстроходности двигателя эти проблемы усугубляются. В результате большинство экспериментаторов при диагностировании тепловозного дизеля получают завышенные значения среднего индикаторного давления и других, связанных с ним, показателей. Известны различные подходы к решению этой проблемы. В настоящей работе нами предложен и реализован метод идентификации, основанный на имитационном моделировании рабочего процесса в цилиндре дизеля и индикаторном канале, позволяющий не только учесть отмеченные выше погрешности экспериментального определения ИД в эксплуатации, но и получить количественные характеристики возможных дефектов и разрегулировок дизеля.

Структурная **схема предлагаемого метода** показана на рис. 1. Опытная ИД представлена на схеме массивом экспериментальных (действительных) данных о распределении величины давления по углу поворота коленчатого вала $P(\varphi)_д$. Этот массив формируется в ходе измерения ИД как функции от времени $P(\tau)$. Режим работы двигателя и его конструктивные особенности описываются соответственно вектором режимных $\Pi_p = \{n_d, P_s, t_0, p_0, \dots\}$ и конструктивных $\Pi_k = \{D, S, V_c, \dots\}$ параметров. Вносимая на этом этапе неизбежная погрешность измерений частично компенсируется при обработке результатов, в ходе которой осуществляются стандартные процедуры статистической обработки результатов эксперимента.

Обусловленный объективными условиями эксперимента комплекс конструктивных и режимных параметров Π_k и Π_p содержит исходные данные для математического моделирования расчетной ИД $P(\varphi)_р$. Некоторые компоненты векторов Π_k и Π_p достоверно известны или определены в ходе измерения, то другие на

начальном этапе математического моделирования являются неизвестными. В зависимости от метода решения задачи математического описания процессов в цилиндре двигателя некоторые неизвестные показатели, связанные с конструкцией комбинированного двигателя или его дефектами, могут рассматриваться как режимные

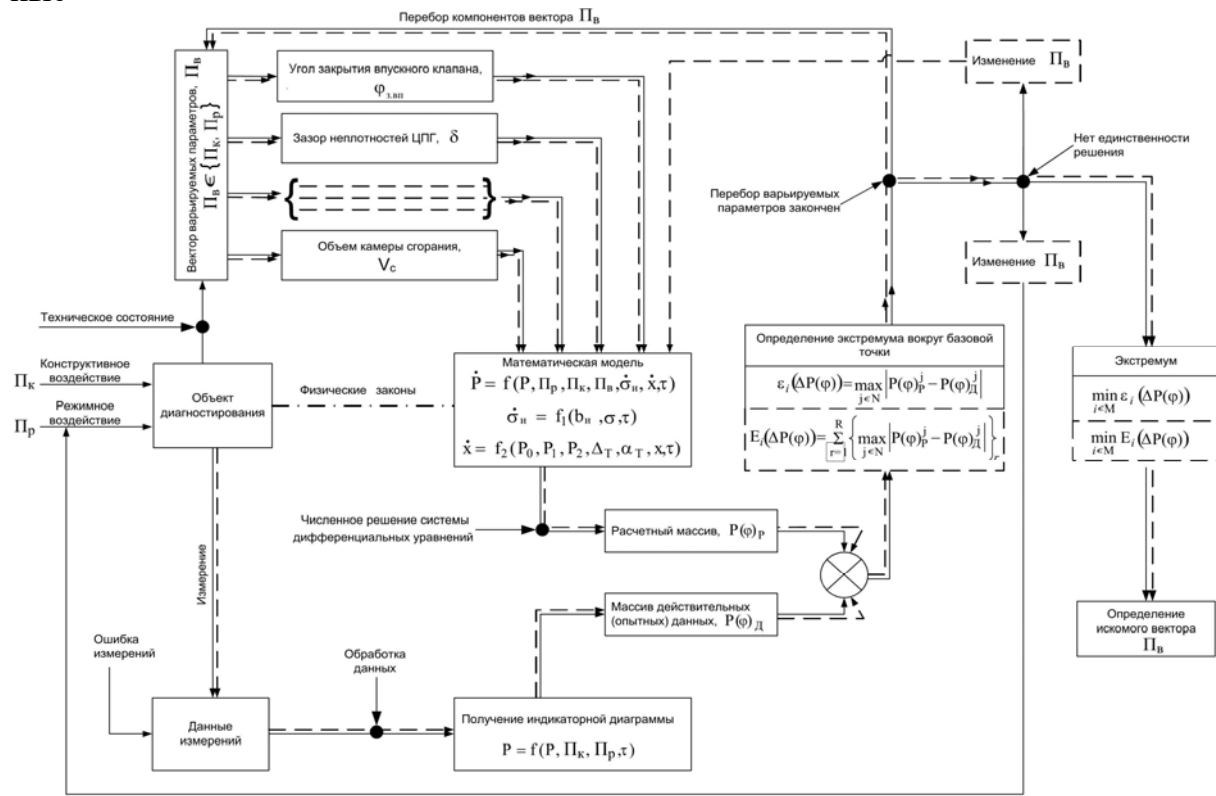


Рис.1 Схема метода идентификации

Из числа компонентов Π_k и Π_r может быть сформирован свой набор неизвестных, связанных с техническим состоянием параметров $\Pi_v \in \{\Pi_k, \Pi_r\}$ - вектор варьируемых параметров. При выборе состава вектора Π_v учитываются следующие обстоятельства. Параметры должны существенно влиять на результаты расчета $P(\varphi)_p$ и отражать наиболее важные показатели технического состояния двигателя, на которые можно влиять в условиях эксплуатации. Кроме того, должны быть учтены неизбежные для условий эксплуатации погрешности, вносимые неточностью определения положения ВМТ и процессами в индикаторном канале (ИК).

Задача идентификации неисправностей в настоящем методе сводится к поиску такого набора варьируемых параметров Π_v , при котором расчетная $P(\varphi)_p$ и опытная $P(\varphi)_d$ диаграммы наиболее близки.

В качестве функции, отражающей близость $P(\varphi)_p$ и $P(\varphi)_d$ была принята наибольшая абсолютная разница давлений расчетной и измеренной ИД в зависимости от варианта расчета:

$$\varepsilon_i = \max_{j \in N} |\Delta P(\varphi)^j| = \max_{j \in N} |P(\varphi)_d^j - P(\varphi)_p^j|, \quad (1)$$

где N - количество отсчетов в массивах данных $P(\varphi)_p$ и $P(\varphi)_d$; i - номер варианта расчета, определяющий вектор Π_v ; $j=0 \dots N-1$ - номер ячейки массивов данных, связанный с углом поворота коленчатого вала.

При решении задачи идентификации остро стоит вопрос о единственности решения. В ходе выполнения расчетных и натурных экспериментов был предложен и реализован принцип единственности решения задачи идентификации за счет

одновременного решения рассмотренной задачи не для одной, а для двух и более реальных индикаторных диаграмм, определенных для одного цилиндра и отличающихся скоростным режимом работы двигателя.

Как следует из выше сказанного, задача идентификации технического состояния дизеля по ИД сводится к задаче оптимизации – поиску оптимального вектора Π_B и формально может быть представлена следующей записью

$$E(\Pi_B) = \sum_{r=1}^R \varepsilon(\Pi_B)_r \rightarrow \min_{\Pi_B \in \Delta}, \quad r = 1, 2, K, R, \quad (2)$$

где R - число режимов, для которых определена ИД; $\varepsilon(\Pi_B) = \varepsilon_i$.

Множество допустимых альтернатив Δ , удовлетворяющее всем ограничениям рассматриваемой задачи, определяется на основании конструктивных характеристик двигателя, исследуемого режима и с учетом опытных данных, дающих представление о границах их изменения в эксплуатации. Обобщенно, для рассматриваемой задачи:

$$\Delta = \left\{ \begin{array}{l} \varphi_{з.вп} \in R^1 \mid \varphi_{з.мин} \leq \varphi_{з.вп} \leq \varphi_{з.мак} \\ \delta \in R^1 \mid 0 \leq \delta \leq \delta_{мак} \\ V_c \in R^1 \mid V_{c.мин} \leq V_c \leq V_{c.мак} \\ \varphi_{опт} \in R^1 \mid \varphi_{опт.мин} \leq \varphi_{опт} \leq \varphi_{опт.мак} \\ B_{ц} \in R^1 \mid B_{ц.мин} \leq B_{ц} \leq B_{ц.мак} \\ p_s \in R^1 \mid p_{s.мин} \leq p_s \leq p_{s.мак} \\ \Delta\varphi_{вмт} \in R^1 \mid \Delta\varphi_{вмт.мин} \leq \Delta\varphi_{вмт} \leq \Delta\varphi_{вмт.мак} \\ f_{0к} \in R^1 \mid f_{0к.мин} \leq f_{0к} \leq f_{0к.мак} \end{array} \right\}, \quad (3)$$

где $\varphi_{з.вп}$ – угол закрытия впускного клапана; δ – зазор между поршнем и цилиндром; V_c – объем камеры сгорания; $\varphi_{опт}$ – угол опережения подачи топлива; $B_{ц}$ – цикловая подача топлива; p_s – давление наддува; $\Delta\varphi_{вмт}$ – погрешность определения ВМТ; $f_{0к}$ – площадь сечения индикаторного канала.

Целевая функция $E(\Pi_B)$ нелинейная относительно компонентов Π_B , а число этих компонентов (параметров оптимизации) в представленной формулировке равно восьми. Таким образом, поставленную задачу следует отнести к классу задач многопараметровой нелинейной оптимизации.

Основные положения, используемые при математическом моделировании процессов. В основе математической модели процессов сжатия-горения-расширения лежат уравнения объемного баланса, записанные для двух объемов: цилиндра двигателя $V [1]$ и полости датчика V_d .

$$P_{ц} = \frac{kp_{ц}}{V} (V_x + V_q + V_{\mu} - V_{ут} - V_{ик} - V); \quad (4)$$

$$P_d = \frac{kp_d}{V_d} (V_{ик}), \quad (5)$$

где $V_x, V_q, V_{\mu}, V_{ут}, V_{ик}, V$ – соответственно объемы, которые газ изменяет из-за подвода теплоты при сгорании, теплообмена со стенками, образования новых молекул, утечек газа в картер, истечения через индикаторный канал и движения поршня; $p_{ц}, p_d$ – давления в цилиндре и в полости датчика соответственно. Расчет V, V_q, V_{μ} осуществлялся по хорошо известным зависимостям. Суммарный коэффициент теплоотдачи определялся на основании формулы Вошни.

Утечка газов из цилиндра происходит через зазор между кольцом и канавкой, неплотности прилегания кольца к зеркалу цилиндра, через замок кольца, а также

через клапаны газораспределительного механизма. Сложность конфигурации этих зазоров, неопределенность их изменения в процессе эксплуатации делает затруднительным точный аналитический учет процессов истечения и приводит к необходимости оперировать условной величиной радиального зазора в цилиндропоршневой группе. В этом случае удовлетворительные результаты дает применение формулы Пуазейля для вязкой жидкости, перетекающей через кольцевую щель

$$\mathcal{Q}_{\text{ут}} = \frac{\pi \cdot \delta^2 \cdot (D - \delta) \cdot (p_{\text{ц}} - p_{\text{к}})}{64 \cdot k \cdot \mu}, \quad (6)$$

где $p_{\text{к}}$ – давление в картере, соответственно; δ – радиальный зазор, D – диаметр цилиндра, μ – коэффициент динамической вязкости рабочего тела, k – коэффициент, учитывающий форму щели (отличие от круглого отверстия). Для учета взаимосвязи между процессом топливоподачи $\sigma(\tau)$ и тепловыделением $\chi(\tau)$ была принята наиболее известная и апробированная модель сгорания, разработанная проф. Н.Ф. Разлейцевым [2].

Изменение объема рабочего тела вследствие перетекания через узкий ИК определялось на основании уравнения Бернулли и уравнения неразрывности. При этом учитывались потери располагаемой работы на преодоление гидравлического сопротивления из-за внезапного сужения и расширения потока. Расчет коэффициента потерь ξ осуществлялся по данным [3] на основании отношения площадей широкой $f_{\text{к}}$ и узкой $f_{0\text{к}}$ части индикаторного канала. Последняя величина, как отмечалась выше, включена в вектор варьируемых при оптимизации параметров.

При истечении газа из полости индикаторного канала в цилиндр (линия расширения) дополнительно учитывалось уравнение сохранения полной энергии для газа в полости датчика.

$$dH = p \cdot dV_{\text{ик}} + N \cdot dt, \quad (7)$$

где dH – изменение энтальпии газа за время истечения dt ;

N – мощность гидравлических сопротивлений в ИК.

Опыт показывает, что при неполном открытии индикаторного крана давление на линии расширения значительно превышает измеренное непосредственно в цилиндре двигателя, в то время как на линии сжатия разность давлений не так велика. Объяснением этому является то, что при обратном течении газа из полости датчика в цилиндр работа по преодолению сил гидравлического сопротивления выполняется преимущественно за счет убыли потенциальной энергии давления газа, которая в силу малости объема $V_{\text{д}}$ невелика. В результате действительный расход газа $dV_{\text{ик}}/dt$, найденный решением системы уравнений с учетом (7) оказывается значительно меньше адиабатического.

Блок-схема решения задачи оптимизации. Применение стандартных алгоритмов оптимизации для нахождения минимума функционала (2) при восьми варьируемых параметрах сопряжено с известными трудностями. Помимо увеличения времени счета, весьма вероятно нахождение локальных экстремумов, не удовлетворяющих действительной картине. С целью понижения уровня оптимизации был разработан алгоритм, основанный на поэтапном анализе ИД. При этом каждому этапу соответствует свой набор варьируемых параметров и свой участок ИД, для которого определяется функционал. На первом этапе рассматривается начальный участок сжатия диаграммы, на характер протекание которого, наряду с движением поршня, значительное влияние оказывает давление наддувочного воздуха $p_{\text{с}}$. Функционал на этом этапе определяется анализом ИД во всех цилиндрах, при условии, что они были получены одновременно (на одном режиме). Если при из-

мерении ИД величина p_s была достоверно определена, то необходимость в первом этапе отпадает.

Далее анализируется участок ИД от начала закрытия впускных органов до начала видимого сгорания ИД. Этот участок оптимизации имеет самую высокую размерность – три параметра. Для программной реализации метода для второго участка был выбран алгоритм покоординатного спуска.

Расчет, начинаемый с предположения, что ВМТ определен при измерениях корректно, затем повторяется при смещении ИД вправо или влево относительно положения, полученного с помощью отметчика. Корректным положением ВМТ считается вариант, обеспечивающий минимальное значение функционала по результатам 2-го этапа оптимизации.

Таким образом, к моменту начала анализа участка сгорания (3-й этап) найдены значения пяти из восьми варьируемых параметров. Третий этап оптимизации предполагает нахождение двух величин: цикловой подачи топлива V_c и угла опережения впрыска $\phi_{опг}$. При этом критерий качества определяется только для участка ИД, соответствующего первым фазам сгорания. Опыт идентификации технического состояния ИД показывает, что расхождение расчетной и действительной диаграмм на последующем участке – догорание и расширение обусловлено, как правило, искажением ИД из-за дросселирования в ИК. Поэтому на заключительном (4-м) этапе оптимизации в ходе итерационных расчетов определяется величина узкого сечения ИК по методике, изложенной выше.

Заключение. Практическая реализация представленного метода, выполненная для двух типов двигателей: 4Ч9/12,5 и 16ЧН26/26, подтвердила его преимущества в сравнении с другими методами диагностического анализа ИД. Эти преимущества заключаются в следующем:

- точное расчетное определение положения ВМТ не требующее специального датчика (отметчика);
- количественная оценка основных неисправностей и разрегулировок дизеля;
- возможность анализа ИД, полученных при дросселировании газа в зауженном сечении ИК.

Необходимо отметить, что перечень возможных дефектов и степень достоверности их количественного определения во многом определяется уровнем математических моделей. По мере развития метода эти характеристики могут быть улучшены.

Литература:

1. Симсон А.Э, Хомич А.З., Куриц А.А. Двигатели внутреннего сгорания (тепловозные дизели и газотурбинные установки). Учебник.-М.:Транспорт, 1980.–384 с.
2. Разлейцев Н.Ф. Моделирование и оптимизация процесса сгорания в дизелях.- Харьков: Вища школа. Изд-во при Харьк. ун-те, 1980.-169 с.
3. Идельчик И.Е. Справочник по гидравлическим сопротивлениям / Под ред. М.О. Штейнберга. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1992. – 672 с.

ГРАДИЕНТНАЯ ТЕПЛОМЕТРИЯ В ДВС: ВОЗМОЖНОСТИ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Митяков А.В., Митяков В.Ю., Сапожников С.З.

(Санкт-Петербургский государственный политехнический университет)

В цилиндрах и камерах сгорания современных ДВС плотность теплового пото-

ка достигает 10^6 Вт/м² и более, она заметно меняется в течение цикла и неравномерна по поверхности теплообмена. Для оценки теплового состояния деталей ДВС необходимо располагать не только средними, но и местными значениями плотности теплового потока как функциями угла поворота коленчатого вала [1].

До настоящего времени прямые измерения плотности теплового потока на поверхностях, ограничивающих объем газа или рабочей смеси в цилиндре, не проводились. В то же время интерес к теплотметрии в этих условиях растет, и тепловой поток определяют «полурасчетным» путем: проводят термометрию с помощью малоинерционных термопар, а затем используют одно из решений задачи теплопроводности, априорно задавая краевые условия.

Сошлемся на современную работу [2], посвященную определению тепловых потоков на днище поршня в бензиновом двигателе с самовоспламенением однородной топливной смеси (Homogeneous Charge Compression Ignition = HCCI). Измерительным преобразователем служит коаксиальная (диаметром 1,52 мм) термопара железо-константан; рабочий спай сформирован фольгой толщиной 1...2 мкм, что обеспечивает постоянную времени порядка 10^{-6} с. Расчетная погрешность термометрии, по данным авторов, не превышают 2%. Одна группа термопар измеряла температуру на днище поршня, другая заделывалась на глубине $\delta=4$ мм, чтобы оценить стационарную составляющую плотности теплового потока.

Температура на поверхности определялась как

$$T(\tau) = T_m + \sum_{n=1}^N A_n \cos(n\omega\tau) + B_n \sin(n\omega\tau), \quad (1)$$

а плотность теплового потока суммировалась из стационарной и динамической составляющих:

$$q = \frac{\lambda}{\delta} (T_m - T_l) + \lambda \sum_{n=1}^N \Phi_n [(A_n + B_n) \cos(n\omega\tau) - (A_n - B_n) \sin(n\omega\tau)]; \quad (2)$$

здесь T_m, T_l – средние температуры на глубине δ и на днище поршня, соответственно;

τ – текущее время;

λ – теплопроводность материала поршня;

Φ_n, A_n, B_n – функции, определяемые быстрым преобразованием Фурье;

ω – частота вращения коленчатого вала;

N – число членов ряда, подлежащих суммированию;

n – номер члена ряда.

В результате при $N = 40$ (авторы считают, что этого числа членов достаточно для разрешения в $0,5^\circ$ угла поворота коленчатого вала γ) получена зависимость $q(\gamma)$. Максимум на кривой сдвинут вправо от верхней мертвой точки, что, на наш взгляд, физически спорно – или, как минимум, требует детального обоснования.

На примере этой тщательно выполненной работы видно, что «полурасчетный» подход себя практически исчерпал, а к прямой теплотметрии у исследователей нет даже стремления – что извиняется отсутствием датчиков с требуемыми характеристиками.

В Санкт-Петербургском государственном политехническом университете с 1996 г. успешно развивается методика теплотметрии, основанная на использовании градиентных датчиков теплового потока (ГДТП) [3]. ГДТП представляет собой батарею последовательно соединенных анизотропных термоэлементов, располагаемую на поверхности теплообмена (рис. 1). Когда через пластину проходит тепловой поток плотностью q , в направлении, перпендикулярном вектору потока, воз-

никает термоЭДС $E_{\perp}$ (поперечный эффект Зеебека). Величину $E_{\perp}$ определяет градиент температуры в сечении датчика (отсюда его название); согласно гипотезе Фурье такой сигнал пропорционален плотности теплового потока.

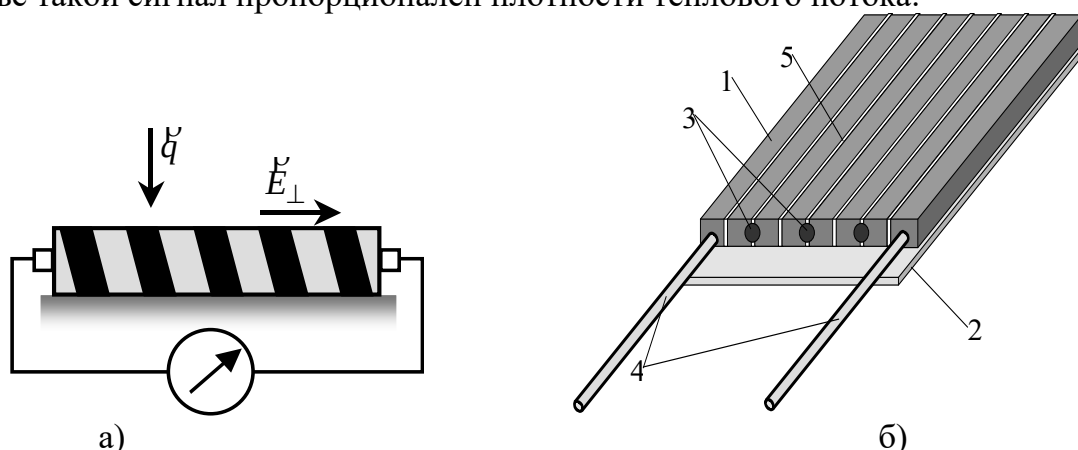


Рис. 1. Схема (а) и конструкция (б) ГДТП: 1 – анизотропный термоэлемент; 2 – подложка из слюды; 3 – спай висмута; 4 – токовыводы; 5 – лавсановые прокладки

ТермоЭДС датчика $E_{\perp}$ связана с плотностью теплового потока q и площадью ГДТП в плане F линейно:

$$E_{\perp} = S_0 q F \quad (3)$$

где S_0 – вольт-ваттная чувствительность ГДТП, мало зависящая от температуры.

ГДТП, используемые в наших опытах, выполнены на основе монокристаллического висмута. Они работоспособны вплоть до точки плавления (271°C), что существенно и непреодолимо ограничивает их применимость для исследования высокотемпературных процессов. Вольт-ваттная чувствительность ГДТП меняется в пределах $5 \dots 20$ мВ/Вт, омическое сопротивление связано с размерами датчика и обычно не превышает 10 Ом; это позволяет использовать для усиления и регистрации сигнала тракт (аналоговый или цифровой), применяемый в комплекте с термопарами. Градуировка ГДТП – абсолютная, с погрешностью не более 1% .

Постоянная времени ГДТП аномально низкая; она имеет порядок $10^{-8} \dots 10^{-9}$ с (сигнал генерирует лишь поверхностный «горячий» слой). Такие датчики практически безынерционны даже при исследовании процессов в быстроходных ДВС.

Применение ГДТП позволило исследовать нестационарную теплоотдачу от газа к поверхности камеры сгорания в четырехтактном дизельном двигателе Indenor XL4D производства концерна PSA Peugeot Citroën. Основные характеристики двигателя: вихрекамерный, степень сжатия 23, максимальная мощность 35 кВт при 5000 об/мин, максимальный крутящий момент $84,3$ Н·м при 2500 об/мин.

Препарировка двигателя сводилась к минимуму, ГДТП размещали на огневой поверхности камеры сгорания так, чтобы сделать вывод проводов наиболее удобным. Сходным путем можно измерить местные значения плотности теплового потока в других зонах огневой поверхности, где средняя за цикл температура не превышает пределов термостойкости ГДТП.

Для измерения местной плотности теплового потока на огневой поверхности крышки блока цилиндров 2 (рис. 2) применялся ГДТП 1 чувствительностью $8,4$ мВ/Вт и размерами $4 \times 7 \times 0,2$ мм. ТермоЭДС измеряли светолучевым осциллографом Н-145. Кроме того, на осциллограмме регистрировали отметки времени (50 Гц) и отметки верхней мертвой точки (ВМТ). После установки на головку блока цилиндров ГДТП 1 был отградуирован по специально разработанной методике [4].

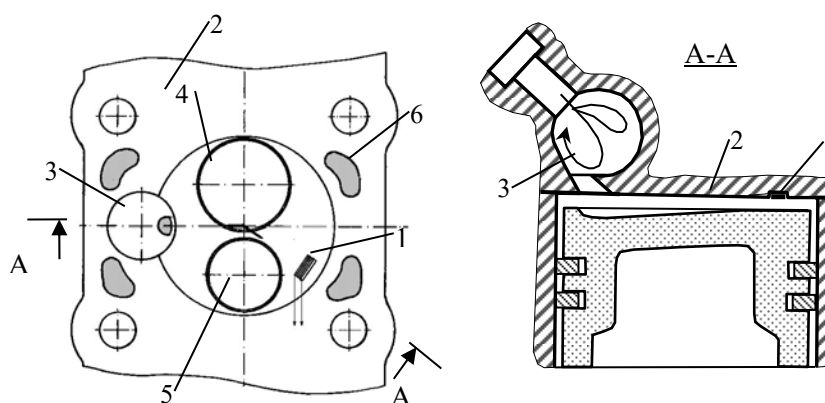


Рис. 2. Место установки ГДТП на поверхности крышки блока цилиндров:
1 – ГДТП; 2 – крышка блока цилиндров; 3 – вихревая камера; 4 – впускной клапан;
5 – выпускной клапан; 6 – каналы системы охлаждения

В первой серии опытов коленчатый вал прокручивали без подачи топлива (на частотах 250 и 870 об/мин), во второй топливо подавалось по штатной схеме, а частоты составляли 900 и 1320 об/мин.

Кривые $q(\gamma)$, где γ – угол поворота коленчатого вала, представлены на рис. 3. Как видим, максимум плотности теплового потока приходится на ВМТ.

Как следует из термодинамического анализа цикла ДВС, наиболее экономично сжигать топливо как можно ближе к ВМТ [5], однако практически во всех работах по теплотрии в ДВС [6,7 и др.] приводятся зависимости, на которых максимум плотности потока «отстает» от ВМТ. Это вызвано, по нашему мнению тем, что изменение температуры стенок камеры сгорания (и, следовательно, термопар) обычно отстает от изменения температуры газа, что вносит фазовую ошибку в рассчитанный по данным теплотрии тепловой поток.

В наших опытах наблюдалось также различие в амплитуде колебаний теплового потока в соседних циклах, на что ранее обращали внимание и другие экспериментаторы. Это может быть вызвано как неравномерностью в движении заряда, так и неравномерностью топливоподачи от цикла к циклу, которая, например, для топливного насоса фирмы Bosch составляет около 10% [8].

В момент открытия выпускного клапана на кривой наблюдается уменьшение плотности теплового потока. Видны также моменты открытия выпускного клапана и впрыска топлива. В точке перекрытия клапанов (вблизи ВМТ) плотность теплового потока меняется примерно на 2 кВт/м², что, возможно, связано с теплообменом при продувке цилиндра.

При прокручивании без топливоподачи плотность местного теплового потока нарастает от нуля, достигает максимума в ВМТ, а затем убывает, что соответствует данным работ [6,7,9].

При сгорании топлива видны два максимума теплового потока, что характерно для двигателей с разделёнными камерами сгорания. Первый максимум достигается вблизи ВМТ, а второй – в 70°...80° от ВМТ. Теория и физические представления о таком процессе освещены в специальной литературе [5,10], однако экспериментального подтверждения «двойной максимум» до этих опытов не имел – в первую очередь полагаем из-за отсутствия у экспериментаторов быстродействующих ДТП.

Интересно, что на всех кривых тепловой поток сохраняет знак, что коррелирует с работой [6]. Это свидетельствует, что огневая поверхность в зоне измерения не успевает охладиться в течение такта всасывания. На других участках камеры сгорания и цилиндра возможен и знакопеременный (по тепловому потоку) режим [7].

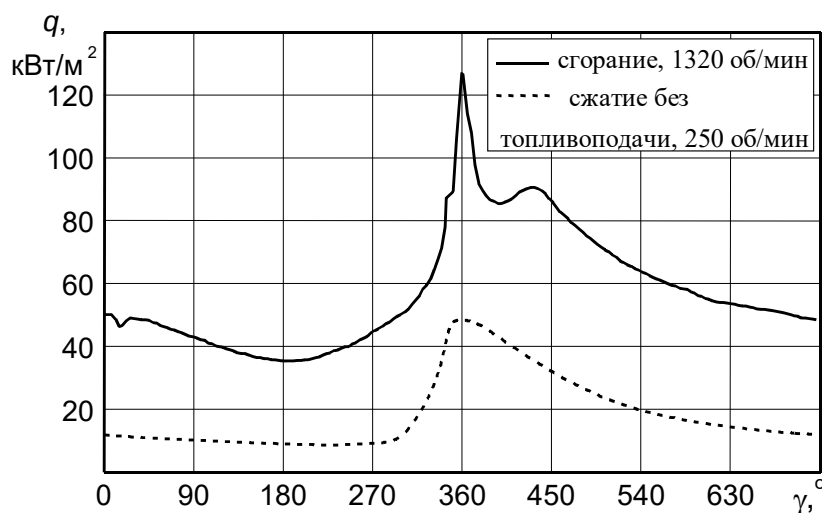


Рис. 3. Зависимость местной плотности теплового потока от угла поворота коленчатого вала

Предел термостойкости ГДТП из висмута, существенно ограничивает их возможности и заставляет искать новые материалы, в которых

наблюдается поперечный эффект Зеебека. Мировой опыт в этой области неутешителен [3], но в 2007 г. авторам удалось создать ГДТП на основе искусственно созданного ими слоистого композита, включающего сплавы никеля различного состава. Температурный предел измерений превысил 1000°C . А вольт-ваттная чувствительность составила 80 мкВ/Вт (что, с учетом возможностей аналого-цифрового тракта позволяет рекомендовать их для теплотометрии практически любых ДВС).

Новые ГДТП менее трудоемки в изготовлении, поскольку представляют, по сути, одиночные термоэлементы произвольных размеров и формы, а поэтому не требуют соединения в батарею, использования прокладок, подложек и т.п. Кроме того, их толщину можно довести до $0,1 \text{ мм}$ и менее (ГДТП из висмута не удастся сделать тоньше $0,2 \text{ мм}$); эффективная теплопроводность их в $2...3$ раза выше, чем у ГДТП из висмута, а термическое сопротивление на порядок ниже.

Сказанное позволяет надеяться, что градиентная теплотометрия в ДВС получит дальнейшее развитие и даст интересные результаты.

Литература:

1. Кавтарадзе, Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях [Текст]: учеб. пособие / Р.З. Кавтарадзе; М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001. 592 с.
2. Chang, J., Fillipi, Z., Assanis, D., Kuo, T.-W., Najt, P., Rask, R. Characterizing the thermal sensitivity of gasoline homogeneous charge compression ignition engine measurements of instantaneous wall temperature and heat flux. Int.J.Engine.Res. Vol.6. 2005. p. 289–309.
3. Сапожников, С.З. Градиентные датчики теплового потока в теплотехническом эксперименте [Текст]: моногр. / С.З. Сапожников, В.Ю. Митяков, А.В. Митяков. СПб.: СПбГПУ, 2007. 203 с.
4. Митяков, А.В. Градиентные датчики теплового потока в нестационарной теплотометрии [Текст]: дис. ... канд. техн. наук: 01.04.14 / А.В. Митяков. СПб, 2000. 134 с.
5. Теория рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей [Текст]/ А.С. Орлин, Д.Н. Вырубов, В.И. Ивин и др.; под ред. А.С. Орлина. М.: Машиностроение, 1971. 400 с.
6. Wimmer, A., Pivec, R., Sams, T. Heat Transfer to the Combustion Chamber and Port Walls of IC Engines – Measurements and Prediction. SAE paper 2000-01-

0568, 2000.

7. Розенблит, Г.Б. Теплопередача в дизелях [Текст] / Г.Б. Розенблит. М.: Машиностроение, 1977. 216 с.
8. Топливораспределительный насос типа VE [Текст]: Техническое описание. BOSCH GmbH, 1981. 68 с.
9. Петриченко, Р.М. Физические основы внутрицилиндровых процессов в двигателях внутреннего сгорания [Текст]: учеб. пособие / Р.М. Петриченко; Л. 1983. 244 с.
10. Костин, А.К. Работа дизелей в условиях эксплуатации [Текст]: справ. / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочинев; Ред.: А.К. Костин; Л.: Машиностроение, 1989. 284 с.

ТЕХНИЧЕСКИЙ СЕРВИС ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ АВТОТРАКТОРНЫХ И КОМБАЙНОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Габитов И.И., Неговора А.В.

(Башкирский государственный аграрный университет, сектор №19 ГОСНИТИ)

Технический сервис – это комплекс услуг по эффективному использованию машин и оборудования в определенной сфере производства и поддержанию их в работоспособном состоянии. Как правило, технический сервис включает в себя изучение конъюнктуры рынка предоставляемых услуг и используемых машин, предпродажную подготовку и продажу, гарантийное и послегарантийное обслуживание, обеспечение запасными частями и другими материалами, представление услуг технического обслуживания и ремонта, обучение и консультирование по вопросам правильной эксплуатации. В связи с этим, развитие технического сервиса топливной аппаратуры (ТА) является производной от наличного модельного состава, насыщенности, степени использования и территориального размещения парка дизельных машин и др.

Эффективность технического сервиса в значительной мере определяется качеством проведения технического обслуживания (ТО) и ремонта, реализацией запасных частей и услуг. Как правило, владелец дорогой и высокопроизводительной техники готов оплатить дорогостоящие услуги, требуя при этом быстрый и качественный ремонт и техобслуживание.

В период с 1990 по 2000 гг. кризисные явления в экономике страны подвергли разрушительным воздействиям систему ТО и ремонта в сфере агропромышленного комплекса (АПК). В АПК произошло значительное сокращение парка машин отечественного производства, во многих регионах в значительных количествах были приобретены зарубежные тракторы и комбайны, увеличился импорт и другой дизельной автотранспортной техники в Россию. Кроме этого, некоторые производители отечественных двигателей начали комплектовать свои дизели зарубежными топливоподающими системами: дизели КамАЗ-740.30-260 с рядным топливным насосом высокого давления (ТНВД) типа Р фирмы Bosch, ЗМЗ-514.10 с распределительным ТНВД типа VE фирмы Bosch и др. В настоящее время для выполнения современных требований по экономическим и экологическим показателям расширяется применение в дизелях электронного управления топливоподачей. По оценке фирмы R.Bosch в производстве топливной аппаратуры удельный вес новых топливных систем возрастет с 35% в 2004 г до 60% в 2014 г. (рис.1).

Вместе с тем, анализ поступлений на ремонт топливной аппаратуры в 2004...2006 гг. в специализированное предприятие по техническому сервису дизельной ТА «Башдизель» показывает, что основной объем работ по техническому сервису ТА остается ориентированным на отечественную технику.

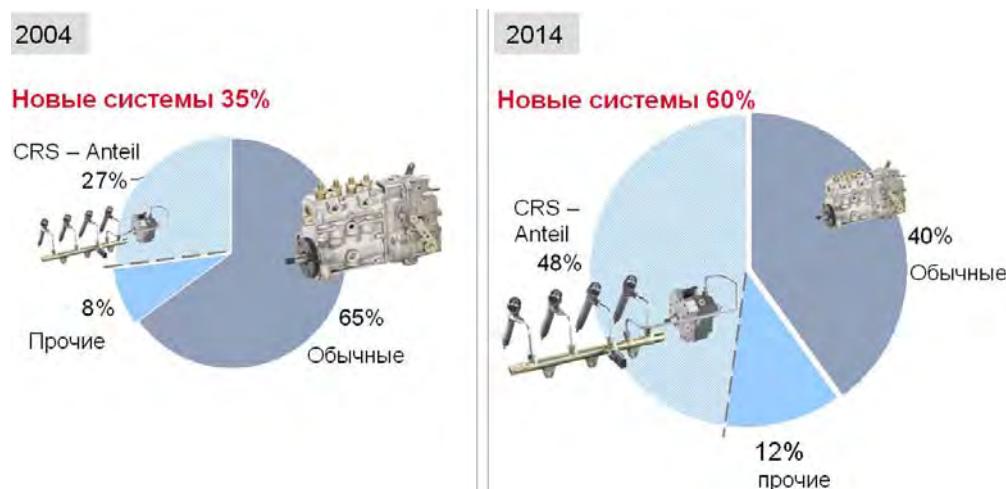


Рис.1. Прогноз применения различных видов топливной аппаратуры в технике по оценке фирмы R.Bosch.

На рис.2 показана диаграмма процентного соотношения отремонтированных топливных насосов высокого давления по типовым сериям ТНВД, составленная из данных анализа порядка 3050 комплектов ТА. Вопросы технического сервиса традиционной ТА достаточно хорошо отработаны, поэтому перспективы развития во многом определяются все возрастающей долей оригинальной, в большинстве своем импортной, ТА. Опыт эксплуатации тракторов и комбайнов в машинно-технологических станциях (МТС) в Республике Башкортостан в 1998...2006 гг. (в 2007 г в МТС «Башкирская» парк импортных комбайнов CNH, John Deere и др. составлял порядка 1 тыс.) показал, что традиционная система ТО и ремонта оказалась практически не готовой к проведению качественного технического сервиса зарубежной ТА. К тому же многомарочность применяемой в импортных машинах ТА существенно осложняла организацию и повышала себестоимость ТО и ремонта [1,2].

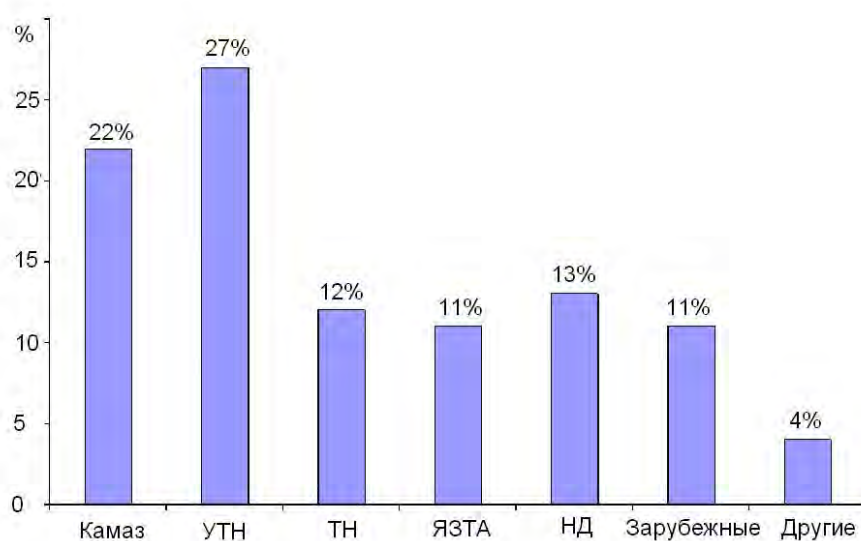


Рис.2. Диаграмма процентного соотношения поступивших на ремонт ТНВД различных серий в специализированное предприятие по техническому сервису ТА в 2004...2006 гг.

Переход предприятий на рыночные условия хозяйствования и особенности эксплуатации дорогостоящей импортной и отечественной техники вызвали необходимость реформирования организации работы обслуживающих предприятий с разграничением полномочий по организации технического сервиса для:

- крупных предприятий и организаций с числом эксплуатируемой техники от нескольких десятков и выше (МТС, автопредприятия и др.);
- клиента, во владении которого находятся от одного до нескольких единиц техники (фермерские хозяйства, автовладельцы).

Анализ деятельности ремонтно-обслуживающих предприятий АПК показал, что технический сервис современной топливной аппаратуры наиболее эффективно организуется и проводится специализированным предприятием по техническому сервису топливной аппаратуры, реализующим дилерскую систему сервиса или дилерскую систему фирменного сервиса, со следующими основными функциями:

- техническое обслуживание и гарантийное обслуживание топливной аппаратуры;
- ремонт топливной аппаратуры отечественного и зарубежного производства с предоставлением гарантии;
- разработка и внедрение устройств и систем проверки, контроля и регулировки параметров топливоподающих систем;
- обеспечение запчастями и расходными материалами;
- повышение квалификации инженерно-технической службы различного уровня, переподготовка и подготовка мастеров-наладчиков топливной аппаратуры и др.

Эффективная деятельность предприятия связана деловыми контактами с зарубежными фирмами, их представительствами и дилерами, с отечественными заводами по производству ТА, с ведущими учреждениями в области исследования и конструирования топливоподающих систем и др. Организационная схема взаимодействия такого предприятия с внешними структурами представлена на рис.3.

Качественный технический сервис современной топливной аппаратуры с электронным управлением предполагает систематическое повышение квалификации персонала, обновление оснастки и оборудования. Систематизация данных по организации и проведения ТО и ремонта на основе применения электронной сервисной информации может обеспечить существенное снижение трудоемкости проведения диагностических и ремонтно-обслуживающих работ.

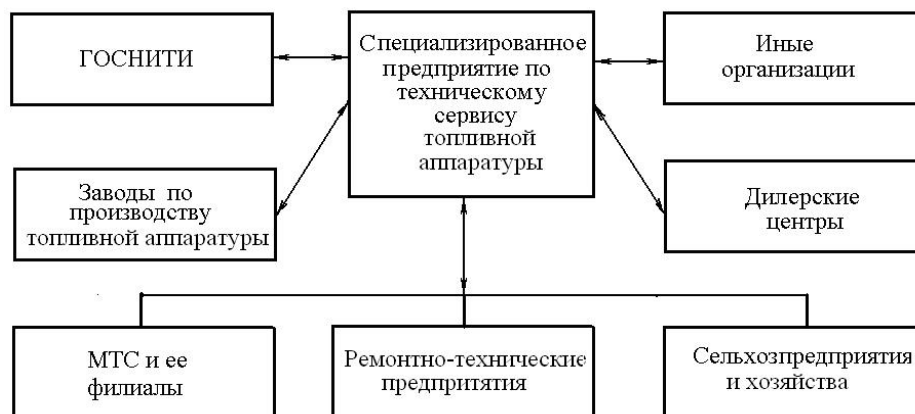


Рис.3. Организационная схема взаимодействия специализированного предприятия по техническому сервису ТА с внешними структурами

Особенно эффективно это проявляется при ее внедрении в работу МТС и технических сервисных центров, обслуживающих широкий спектр видов, моделей и модификаций автомобилей, тракторов, самоходных машин и другой техники. Электронные базы данных и программные продукты применяются в основном для:

- организации работы предприятия на основе электронной системы обработки и хранения данных по эксплуатируемому или обслуживаемому парку машин;
- организации и проведения ремонтно-обслуживающих работ различных машин, узлов, систем, в том числе непосредственно в процессе их диагностирования;
- программирования различных электронных блоков управления, в том числе топливopодающих систем;
- настройки и регулировки топливной аппаратуры по задаваемой программе и, при необходимости, автоматического последующего индивидуального программирования электронного блока управления (ТНВД типа VP).

Снижение себестоимости и повышение производительности работ по ТО и ремонту обеспечивается путем разработки и применения универсальных приборов и технологий для технического сервиса множества моделей ТА. В частности, на кафедре тракторов и автомобилей Башкирского ГАУ с применением микропроцессорных средств и элементов разработаны переносной и стационарный диагностические комплексы для оценки и контроля качества работы ТА. Для распознавания 15 основных неисправностей топливopодающих систем непосредственного действия автотракторных и комбайновых дизелей обоснована целесообразность использования в качестве диагностических 14 параметров, полученных из зависимостей давления топлива в линиях низкого и высокого давления от угла поворота кулачкового вала. Разработаны электронные блоки для регулировки ТНВД с электронным управлением и для тестирования электрогидравлических форсунок Common Rail. Экспериментальными исследованиями и производственной проверкой доказана их высокая эффективность при выполнении регулировочно-настроечных работ топливopодающих систем с электронным управлением. Разработанные устройства и технологии обеспечивают существенное снижение трудоемкости, при этом производительность труда мастеров-наладчиков ТА при проведении регулировочно-настроечных работ ТНВД повышается в 1,5...2 раза.

Снижение себестоимости регулировочных работ может обеспечиваться при переходе на систему регулирования форсунками-калибрами со сменными жиклерами. Переход на технологию регулирования широкого многообразия топливных насосов с одним комплектом универсальных стендовых форсунок (УСФ) позволяет заменить специализированному предприятию по техническому сервису 5 комплектов эталонных стендовых форсунок ТНВД Bosch, используемых для регулировки насосов, устанавливаемых на автотракторные (ЗМЗ-514 и КамАЗ-740.30-260) и комбайновые дизели (6 СТА; 6073 F030; 7,8 л и NH комбайнов Case 2366; John Deere 9600; New Holland TX-36 и New Holland соответственно; а также самоходной косилки Case 304 с двигателем 4BT 3,9l ND). При стоимости комплекта УСФ (8 шт.) – 128000 руб., экономический эффект данного мероприятия может составить более 700 тыс руб.

Таким образом, основные перспективы технического сервиса топливной аппаратуры имеют направленность снижения себестоимости и трудоемкости обслуживания и ремонта, повышения качества обслуживания и характеризуются:

- организацией технического сервиса в соответствии с планово-предупредительной по состоянию системой ТО и ремонта с разграничением полномочий технических служб по проведению операций ТО и ремонта;
- эффективной деятельностью специализированных предприятий технического сервиса ТА, реализующих дилерскую систему сервиса или дилерскую систему фирменного сервиса;
- применением современных средств и технологий технического обслуживания и ремонта, электронной сервисной информации и программного обеспечения.

Литература:

1. Габитов И.И., Неговора А.В. Топливная аппаратура автотракторных дизелей. Уфа.: Изд-во БГАУ, 2004.- 216 с.
2. Габитов И.И., Портнов В.И. Особенности технического сервиса импортных мобильных сельскохозяйственных машин // Тракторы и СХМ– 2007 -№ 1.- с.52-53.

ПОВЫШЕНИЕ ПУСКОВЫХ КАЧЕСТВ ДВС ОПТИМИЗАЦИЕЙ СРЕДСТВ ТЕПЛОВОЙ ПОДГОТОВКИ

Неговора А.В., Байрамов Р.А., Гусев Д.А. (Башкирский ГАУ)

Применяемые в России средства тепловой подготовки не удовлетворяют требованиям ОСТ.37.001.052.2000 по времени разогрева двигателя до принятия нагрузки и не обеспечивают равномерный разогрев моторного масла в картере двигателя. Как следствие, при преждевременном пуске не реализуется требуемый расход смазочных материалов через сопряжения двигателя, что приводит к отказам, снижая производительность автотракторного парка.

Одним из способов повышения эффективности средств тепловой подготовки и устранения неравномерности разогрева картерного масла двигателя является объемный обогрев масляного картера двигателя, осуществляемый при помощи воздушных обогревателей. Однако их использование требует повышенных энергозатрат и технологически не эффективно. С целью оптимизации указанного процесса на кафедре “Тракторы и автомобили” БГАУ проведен комплекс исследований: установлены характерные особенности и разработана математическая модель объемного разогрева масла применительно к двигателю КамАЗ 740.51 – 320, рассмотрено влияние конструктивных и эксплуатационных факторов на протекание процесса тепловой подготовки.

При нагреве неподвижного объема вязкой жидкости перенос тепла от стенок поддона внутрь рассматриваемого объема осуществляется преимущественно за счет теплопроводности. В рассматриваемой задаче удельное термическое сопротивление теплоотдачи $1/\alpha$ от греющей среды значительно меньше удельного термического сопротивления переносу тепла теплопроводностью, т.е. $\alpha \geq \lambda/\delta$, поэтому температура в каждой масла в каждой точке поддона зависит от ее координат и времени $t = f(x, y, z, \tau)$.

Указанная зависимость $t = f(x, y, z, \tau)$ в данном случае может быть получена путем интегрирования нестационарного дифференциального уравнения теплопроводности, которое можно получить, рассмотрев баланс энергии произвольного объема V масла внутри рассматриваемой области. Выбранный объем ограничен замкнутой поверхностью F .

Полный тепловой поток, проходящий через поверхность F :

$$Q = \oint_F q \cdot dF, \quad (1)$$

где q – плотность теплового потока Вт/м².

Полный тепловой поток равен скорости изменения теплосодержания масла, заключенного в объеме V :

$$\frac{dI}{d\tau} = - \int_V c \cdot \rho \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot dV, \quad (2)$$

где c, ρ – теплофизические характеристики масла (теплоемкость и плотность соответственно).

Согласно теореме Гаусса – Остроградского и в соответствии с законом Фурье:

$$\oint_F q \cdot dF = \int_V \operatorname{div} q \cdot dV, \quad q = -\lambda \cdot \operatorname{grad} t, \quad (3)$$

Учитывая, что $\operatorname{div} \times \operatorname{grad} t = \nabla^2 t = \frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2}$ и сравнивая выражения (1) и

(2), получим:

$$\int_M \lambda \cdot \nabla^2 t \cdot dV = \int_V c \cdot \rho \cdot \frac{\partial t}{\partial \tau} \cdot dV, \quad (4)$$

Окончательно получим:

$$\frac{\lambda}{c \cdot \rho} \cdot \left(\frac{\partial^2 t}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 t}{\partial z^2} \right) = \frac{\partial t}{\partial \tau}, \quad (5)$$

В рассматриваемой задаче удобно задать граничные условия Дирихле I рода:

$$T(x_1, y, t) = T_1; \quad T(x_n, y, t) = T_2; \quad T(x, y_1, t) = T_3; \quad T(x, y_n, t) = T_4. \quad (6)$$

Как показали экспериментальные исследования, при разогреве картерного масла объемным способом в донной части поддона имеется слой холодного масла с $t \approx -10^\circ\text{C}$, толщиной 1...3 мм, для которого имеет место нулевой тепловой баланс, а у стенок поддона имеется пограничный слой ($t = 0 \dots -10^\circ\text{C}$, $\delta \approx 3 \dots 5$ мм). Выявленные особенности процесса позволили скорректировать граничные условия задачи.

С учетом полученных зависимостей была разработана математическая модель процесса прогрева масла при объемном подводе тепла к поддону двигателя и на ее основе составлена программа, позволяющая определять температуру масла в любой точке объема и в произвольный момент времени процесса.

Результаты расчета температурных полей в разные моменты времени и в разных исполнениях подогревателя для слоя масла, расположенного на уровне маслоприемника приведены на рисунке 1.

С целью проверки адекватности математической модели были проведены экспериментальные исследования. Регистрировались следующие параметры: температура масла – по уровню от дна поддона с определенным интервалом, в пограничных слоях у донной и боковых стенок. В таблице 1 приведены результаты теоретического расчета и экспериментальные значения температур (точки 1, 2, 3) для слоя масла расположенного на уровне маслоприемника.

Видно, что сходимость результатов довольно высокая и лежит в пределах погрешности измерений. Теоретические и экспериментальные исследования позволили установить, что скорость и равномерность прогрева масла в картере двигателя в значительной мере определяется способом и законом подвода теплоносителя к масляному поддону двигателя. Для формирования оптимального закона было исследовано влияние на процесс разогрева масла различных конструктивных факто-

ров (подогреватели и направляющие устройства (фальшподдоны)) и эксплуатационных условий.

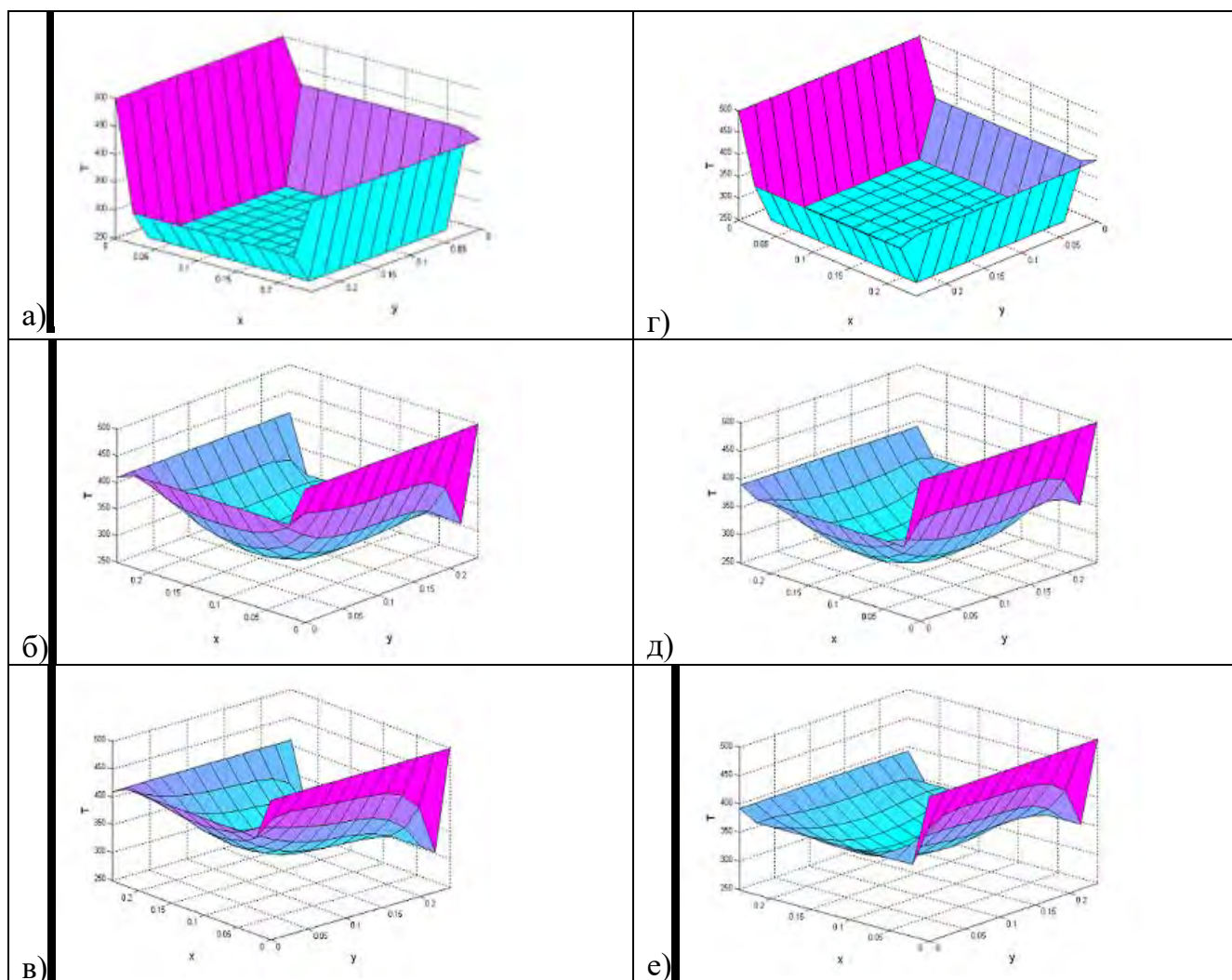


Рис. 1. Температурные поля в слое масла, расположенном на расстоянии 25 мм от донной стенки глубокой части поддона (уровень маслоприемника) соответственно в начальный момент, через 20, 40 мин работы обогревателя (а), (б), (в) – при исходной конструкции направляющего устройства; (г), (д), (е) – после изменения конструкции направляющего устройства (температура окружающего воздуха 22°C)

Таблица 1. Значения температур в точках рассматриваемого слоя.

Интервалы времени	№ точки	Расчет, К	Эксперимент, К
В момент запуска обогревателя	1	251,0	251,0
	2	251,0	251,0
	3	251,0	251,0
Через 18 мин после начала работы обогревателя	1	292,2	291,0
	2	278,9	274,0
	3	274,8	272,0
Через 45 мин после начала работы обогревателя	1	329,1	325,0
	2	328,1	331,0
	3	308,8	314,0
Через 90 мин после начала работы обогревателя	1	348,9	353,0
	2	362,1	358,0
	3	355,6	353,0

Измерение температуры газовой смеси (ГВС), подводимой от обогревателя в направляющее устройство, проводилось с момента запуска обогревателя до выравнивания температуры во всём объёме масла на двух уровнях: вблизи днища фальшподдона (термопары №№ 2,5,6) и у его верхнего среза (термопары №№ 1,4,7).

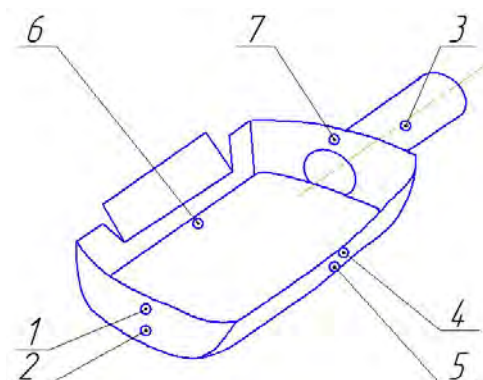


Рис. 2. Схема размещения термодатчиков.

Так же измерялась температура ГВС на входе в фальшподдон (термопара №3).

Гистограммы распределения температур по объёму фальшподдона в начальный момент времени, через 20 минут и через 40 минут после запуска приведены на рисунке 3.

Из рисунка 3 видно, что поток теплоносителя распределяется неравномерно, а именно, прослеживается значительный разброс температуры в разных точках одного уровня: на уровне дна фальшподдона от 200.7°C (задняя стенка) до 31.4°C (передняя стенка), на уровне верхнего среза фальшподдона от 160°C (левая стенка) до 23.0°C (передняя стенка).

Об эффективности процесса разогрева масла в поддоне можно судить по изменению температуры потока ГВС у верхнего среза, по сравнению с поступающей. Анализ экспериментальных данных показал, что в начальный момент времени имеет место большая неравномерность теплопередачи: левая стенка глубокой части поддона находится в лучших условиях ($\Delta t = 26^\circ\text{C}$), а передняя стенка – в худших: ($\Delta t = 6.4^\circ\text{C}$). По мере прогрева (через 20 минут после запуска обогревателя) интенсивность теплоотдачи повышается: у левой стенки $\Delta t = 44.1^\circ\text{C}$, у передней $\Delta t = 10.8^\circ\text{C}$. Далее к концу цикла обогрева (40 минут после запуска обогревателя) передача тепла уменьшается: у левой стенки $\Delta t = 23.4^\circ\text{C}$, у передней $\Delta t = 7.6^\circ\text{C}$.

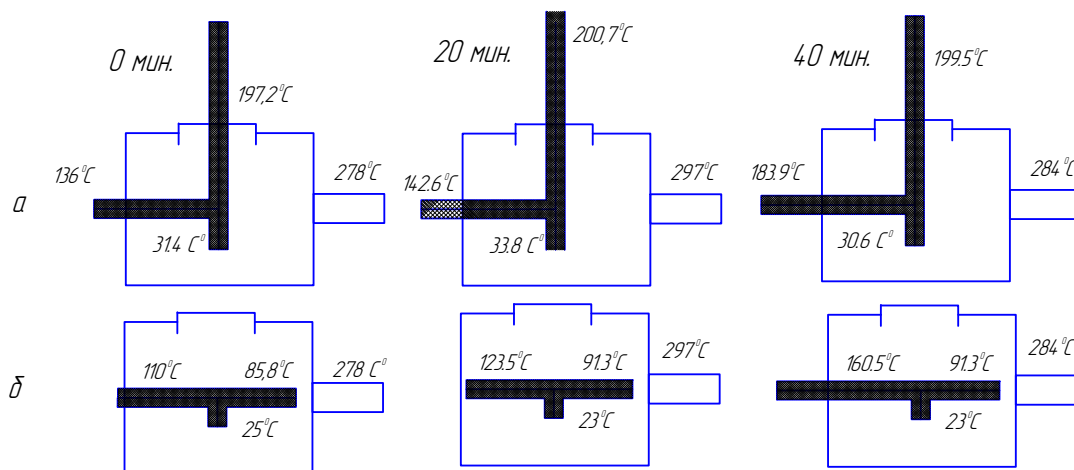


Рис. 3. Распределение температур на уровнях дна поддона картера (а) и верхнего среза фальшподдона (б) в разные моменты времени прогрева.

Объяснить это можно тем, что в начальный момент времени масло в поддоне двигателя малоподвижно и пристеночный слой быстро прогреваясь, снижает передачу теплоты. Через 20 минут после запуска масло приобретает подвижность: пристеночный слой движется вверх, линза холодного масла опускается, что понижает температуру пристеночного слоя масла. Через 40 минут после запуска обогревателя температура масла во всём объёме достигает 30°C, подвижность масла снижается и теплоотдача ГВС снова падает.

Известно, что на передачу теплоты существенное влияние оказывают следующие факторы: разность температур теплоносителя и нагреваемого тела, скорость теплоносителя, режим его движения (ламинарный или турбулентный), физические свойства теплоносителя. Таким образом, меняя форму фальшподдона можно оказывать влияние на скорость и расход теплоносителя, а следовательно оптимизировать распределение температур по стенкам фальшподдона.

В результате изменения конструкции направляющего устройства было получено следующее распределение температур ГВС у поддона двигателя (рисунок 4). Результаты теоретического расчета с измененной формой направляющего устройства выявили более быстрый и равномерный прогрев масла (рисунок 1).

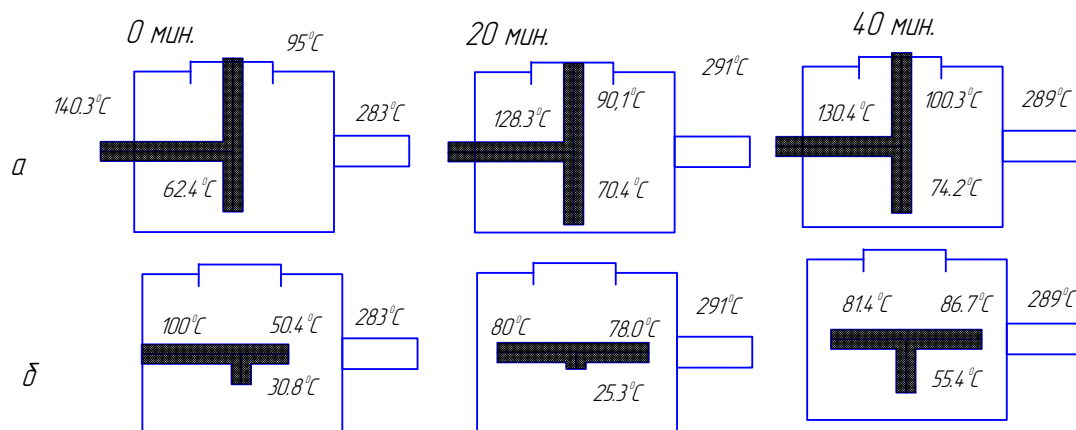


Рис. 4. Распределение температур на уровнях дна поддона картера (а) и верхнего среза фальшподдона (б) после изменения формы фальшподдона.

Таким образом, разработанная математическая модель процесса разогрева масла позволяет при известных значениях температур теплоносителя у стенок поддона, теплофизических параметрах масла и стенок поддона получить температурное поле для любого момента времени и выявить скорость развития процесса по любому направлению, определить температуру масла в любой точке поддона и, на основе этих данных, провести оптимизацию подвода теплоты к поддону, рассмотрев время разогрева масла в картере как целевую функцию подводимого теплового потока, стремящуюся к минимуму $\tau = \Phi(T_x, T_y, T_z = \tau_{\min})$ и дать обоснованные рекомендации по периоду времени, необходимому для разогрева двигателя и моменту его запуска. Оптимальный закон подвода тепла далее реализуется с помощью оригинальной конструкции фальшподдона и заданного режима работы подогревателя.

9. МЕТОДИЧЕСКАЯ СЕКЦИЯ

О ПОДГОТОВКЕ СПЕЦИАЛИСТОВ ПО ДВИГАТЕЛЯМ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ

Гоц А.Н., Эфрос В.В. (Владимирский государственный университет)

Двигатель внутреннего сгорания не является продуктом конечного использования. В связи с этим проблемы развития и совершенствования поршневых двигателей сегодня находятся как бы в тени глобальных проблем развития отдельных отраслей машиностроения.

В свое время вопросы развития двигателестроения традиционно рассматривались, как самостоятельные и системно обсуждались ежегодно широким кругом специалистов на различного рода всесоюзных совещаниях и конференциях, а ВИНТИ практиковало выпуск обзоров по проблемам развития поршневых двигателей. Однако в последние годы круг таких встреч резко сузился и в основном переориентировался в образовательные учреждения или проводится только по юбилейным датам, а краткие обзоры и переводы зарубежных статей публикуются редко. В то же время двигателестроение всегда являлось одной из наиболее наукоемких отраслей энергомашиностроения, а специалисты по двигателям внутреннего сгорания традиционно высоко оценивались во всех отраслях промышленности. Основными факторами, обеспечивающими силовым установкам с ДВС преимущество перед другими типами силовых установок являются: низкая удельная стоимость; высокая массовая энергоемкость; резервы повышения экономичности, снижения вредных выбросов и др. Однако, настоящее время производство двигателей отечественных конструкций сократилось настолько, что через несколько лет можно ожидать их полную замену двигателями, разработанными за рубежом. Действительно, все известные зарубежные двигателестроительные компании (MTU, MWM-Deutz, Perkins, MAN, MAK, Caterpillar, GE, Cummins и др.) основали свои представительства в Москве, а также в ряде других городов и ведут интенсивную работу по внедрению своей продукции в российские объекты. Действия зарубежных фирм исходят из понимания того, через 10...15 лет Россия выйдет из глубокого экономического кризиса и превратиться в емкого потребителя поршневых двигателей. Одновременно это же означает, что к этому времени отечественное двигателестроение в научно-техническом плане отстанет настолько, что всерьез говорить о его роли в энергомашиностроении будет неуместно. Понятно, что отечественные производители не смогут конкурировать с крупными зарубежными фирмами, а будут превращены во второстепенные их филиалы. Хотя в настоящее время говорить о серьезной конкуренции наших предприятий, выпускающих двигатели и имеющих годовой доход меньший, чем некоторые производители Германии инвестируют сегодня на научно-исследовательские (НИР) и опытно-конструкторские работы (ОКР), достаточно сложно.

Кроме того, поршневые двигатели подлежат обязательной проверке на предмет возможности двойного применения, а, значит, при известной политике двойных стандартов по отношению к России конкурентная борьба наших заводов с зарубежными фирмами будет неравной.

Можно утверждать, что зарубежные фирмы, выпуская ДВС в России, не внедряют в их конструкцию никаких новых решений, нам неизвестных. Как правило, будут предлагаться уже опробованные, потерявшие свою актуальность для фирмы-производителя, решения. Одновременно страна попадает в зависимость от зарубежного станкостроения.

В то же время ведущие зарубежные двигателестроительные фирмы масштабно организывают производство на своих предприятиях новых моделей двигателей, значительно превосходящих двигатели-предшественники. Отметим, что фирмы решительно пошли на внедрение технических решений, связанных со значительным усложнением конструкции ДВС, систем, а также технологии их изготовления.

Сегодня ставится задача использовать передовые зарубежные достижения, но на практике это означает – не использование опыта, а привлечение инвестиций для строительства новых заводов, выпускающих объекты, разработанные инвесторами за рубежом. Для обслуживания этих производств и выпускаемой ими продукции

естественно необходима иная квалификация инженерного персонала, подготовку которого следует ориентировать, прежде всего, на работы прикладного характера. Из последнего, однако, не следует делать вывод, что инженеры-разработчики ДВС России вовсе не нужны. Это была бы трагическая ошибка, последствия которой навсегда бы исключили Россию из числа развитых стран.

В настоящее время можно считать очевидным, что ни одно российское предприятие, например, спроектировать бензиновый двигатель или дизель перспективного уровня и менее, чем через год начать его массовый выпуск, не сможет. Отсюда следует, что ориентация на привлечение инвестиций, в том числе под зарубежные разработки, и необходима, и целесообразна, чтобы не было потери времени на пути создания конструкций и технологий, потребность в которых возникнет в 2010-2020 г.г.

В ближайшие годы по многим причинам будут всемерно ускорены исследования, направленные на разработку новых технологий прежде всего, базирующихся на использовании водорода в качестве топлива для ДВС, источника энергии в топливном элементе (ТЭ), а также на разработке гибридных приводов. В последних ДВС является источником энергии, постоянно работающим в режиме наиболее выгодном с точки зрения экономичности и экологии. На эти работы в странах западной Европы, США и Японии уже выделены миллиарды долларов, разработаны и реализуются соответствующие программы НИОКР. Можно уверенно ожидать их успешного результата по всем трем указанным направлениям в относительно короткие сроки, возможно до 2010г.

В свете сказанного в особую проблему выделяется задача подготовка новых специалистов по ДВС, владеющих современными достижениями в этой сложнейшей области техники, что невозможно без серьезного реформирования материально-технической базы обучения инженеров-двигателистов и повышения общего уровня образовательных услуг. Для этого необходимо прежде всего разработка и выпуск новых учебников и учебных пособий, поскольку выпущенные 30 лет назад учебники значительно устарели. Практически отсутствует литература по методам диагностики внутрицилиндровых процессов, новым технологиям в области ДВС. Значительно сузился круг предприятий для прохождения студентами старших курсов производственной и преддипломной практик, так как часть предприятий по выпуску поршневых двигателей находится теперь в странах СНГ. Можно только признать, что частично улучшилось состояние учебной литературы по топливоподающей аппаратуре и средствам обеспечения экологических показателей ДВС.

В то же время специалистов в области ДВС должны владеть методами поиска наиболее эффективных путей модернизации ранее созданных и выпускаемых серийно конструкций с целью достижения ими экологических, экономических и иных требований, действующих в мировом двигателестроении. В процессе обучения должно быть обеспечено углубленное изучение физико-химических процессов, протекающих в ДВС с принципиально новой организацией смесеобразования и сгорания при использовании новых видов топлива и достижений смежных отраслей, прежде всего электроники и мехатроники, а также детальное ознакомление с работами, направленными на создание ТЭ.

Это возможно только в том случае, если разрабатываемые Государственные образовательные стандарты (ГОС) высшего профессионального образования третьего поколения будут учитывать новые тенденции в развитии двигателестроения.

В этой связи особую тревогу вызывает двухуровневая система высшего профессионального образования – подготовка бакалавров и магистров техники и технологии по направлению «Энергомашиностроения». Для их подготовки требуются новые учебники и учебные пособия, чтобы после окончания бакалавриата в магистратуре учащийся мог учиться по нескольким магистерским программам. Вместе с тем, учитывая сложность современного поршневого двигателя считаем, что наряду с двухуровневой системой для части студентов, проявивших способности и интерес к ДВС, должна быть предусмотрена подготовка специалистов-разработчиков двигателей внутреннего сгорания, при чем срок подготовки их должен составлять 5,5 лет.

Особую озабоченность вызывает языковая подготовка студентов, а также подготовка по информатике, информационным технологиям.

АВТОМАТИЗИРОВАННОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ В УЧЕБНОМ ПРОЦЕССЕ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ СРЕДСТВ MATHCAD И AUTOLISP

Вальехо Мальдонадо П.Р., Гришин Д.К.
(Российский университет дружбы народов)

При выполнении учащимися первых самостоятельных работ по конструкции и расчету двигателей внутреннего сгорания (ДВС) пользоваться специализированными программными комплексами, по мнению авторов, с методической точки зрения нецелесообразно, поскольку студент, получая конечный результат, часто не понимает логики решения задачи на отдельных этапах. В то же время от рутинной работы проектант должен быть безусловно освобожден.

Компромиссным решением, на наш взгляд, является использование в учебном процессе универсальных средств автоматизированного проектирования, например, пакета Mathcad - для выполнения расчетной части работы и средств Autocad со встроенным программным обеспечением Autolisp - для выполнения графической части работы.

Ниже дается краткое описание созданной на основе указанных программных средств методики курсового проектирования по дисциплине “Конструкция и расчет ДВС”.

Особенностью данной методики является то, что расчетные зависимости записаны в рабочем поле Mathcad в виде обычных математических выражений, которые являются в то же время программой. Учащийся вводит с клавиатуры свои исходные данные и сразу же получает результаты в виде таблиц и графиков. Поскольку студент видит все расчетные зависимости, схемы, рисунки и пользуется пояснениями и рекомендациями, помещенными здесь же в рабочем документе, то при необходимости он может на любом этапе проектирования изменить параметры, получить новые результаты, проанализировать их и выбрать оптимальное решение.

На рис. 1 приведен фрагмент кинематического расчета кривошипно-шатунного механизма (КШМ), где обозначено: Φ - угол поворота коленчатого вала, S_p – перемещение поршня, V_p - скорость поршня. Студент вводит значения Φ в таблицу 1. С помощью предварительно записанной в рабочем поле формулы для S_p программа вычисляет и представляет результаты в таблице 2. Далее программа с помощью команды `interp` сглаживает вычисленную функцию и выводит соответ-

ствующий график. В такой же последовательности проводится расчет для определения скоростей, ускорений, сил инерции и т.д.

Для удобства выполнения и контроля вся работа разделена на этапы: кинематический и динамический расчеты КШМ, расчеты на прочность деталей цилиндропоршневой группы (ЦПГ) и КШМ, эскизная компоновка в продольном и поперечном разрезах, включая отгибющую линию множества положений шатуна (рис. 2).

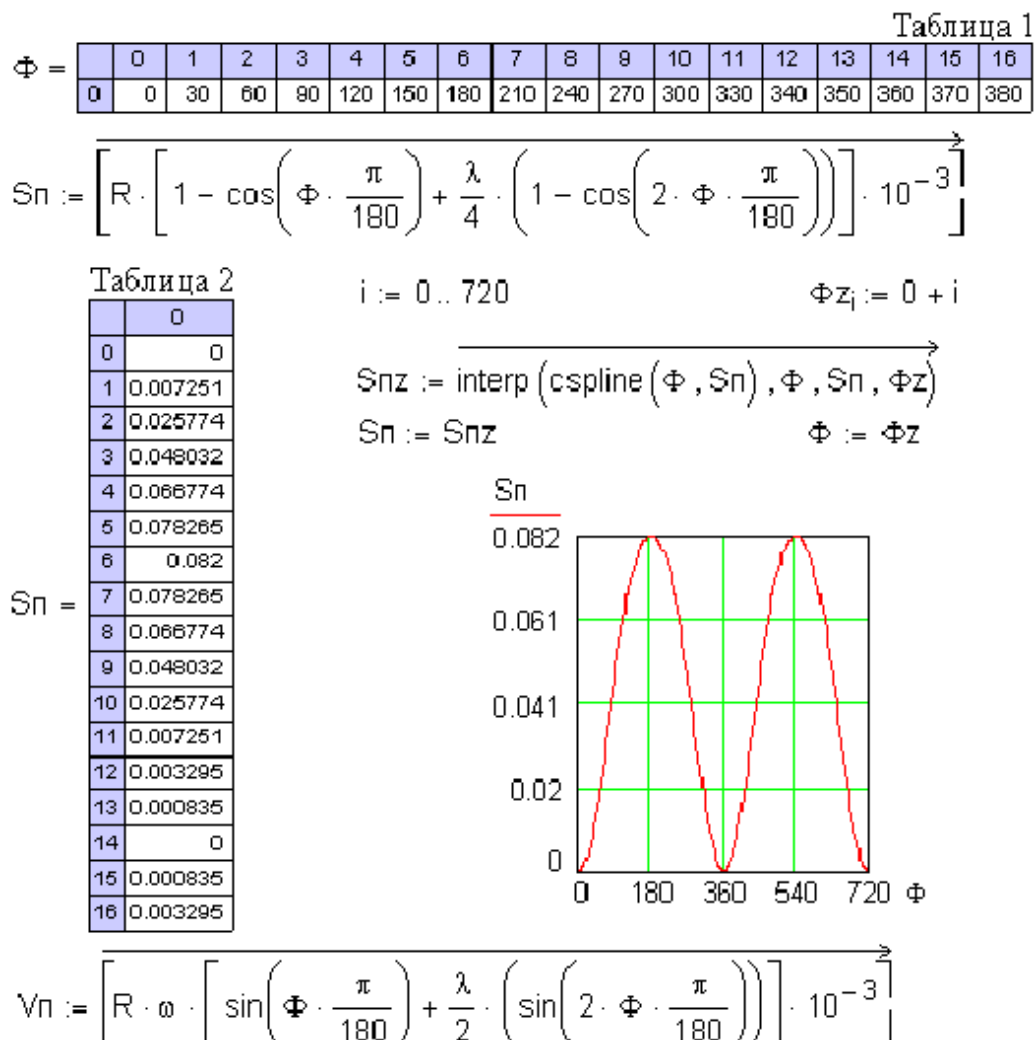


Рис. 1 Фрагмент кинематического расчета КШМ

Результаты расчета, полученные на каждом из этапов, записываются в файл. Например, результаты расчета гильзы на прочность с помощью команды WRITEPRN группируются в виде матрицы-столбца A_4 (рис. 3). Затем данные, полученные на отдельных этапах, объединяются в единый файл, используемый для автоматизированного построения эскиза проектируемой конструкции (рис. 4) средствами Autocad по программе, написанной на языке Autolisp.

Указанную программу целесообразно загружать автоматически при запуске Autocad. Тогда для создания предварительного варианта эскизной поперечной и продольной компоновки двигателя учащемуся достаточно при помощи командной строки обратиться к программе, чтобы получить чертеж, который затем можно дорабатывать средствами Autocad “вручную”, добавляя отдельные конструктивные элементы (смазочные каналы, технологические уклоны, галтели, фаски и т.п.) и увеличивая число цилиндров.

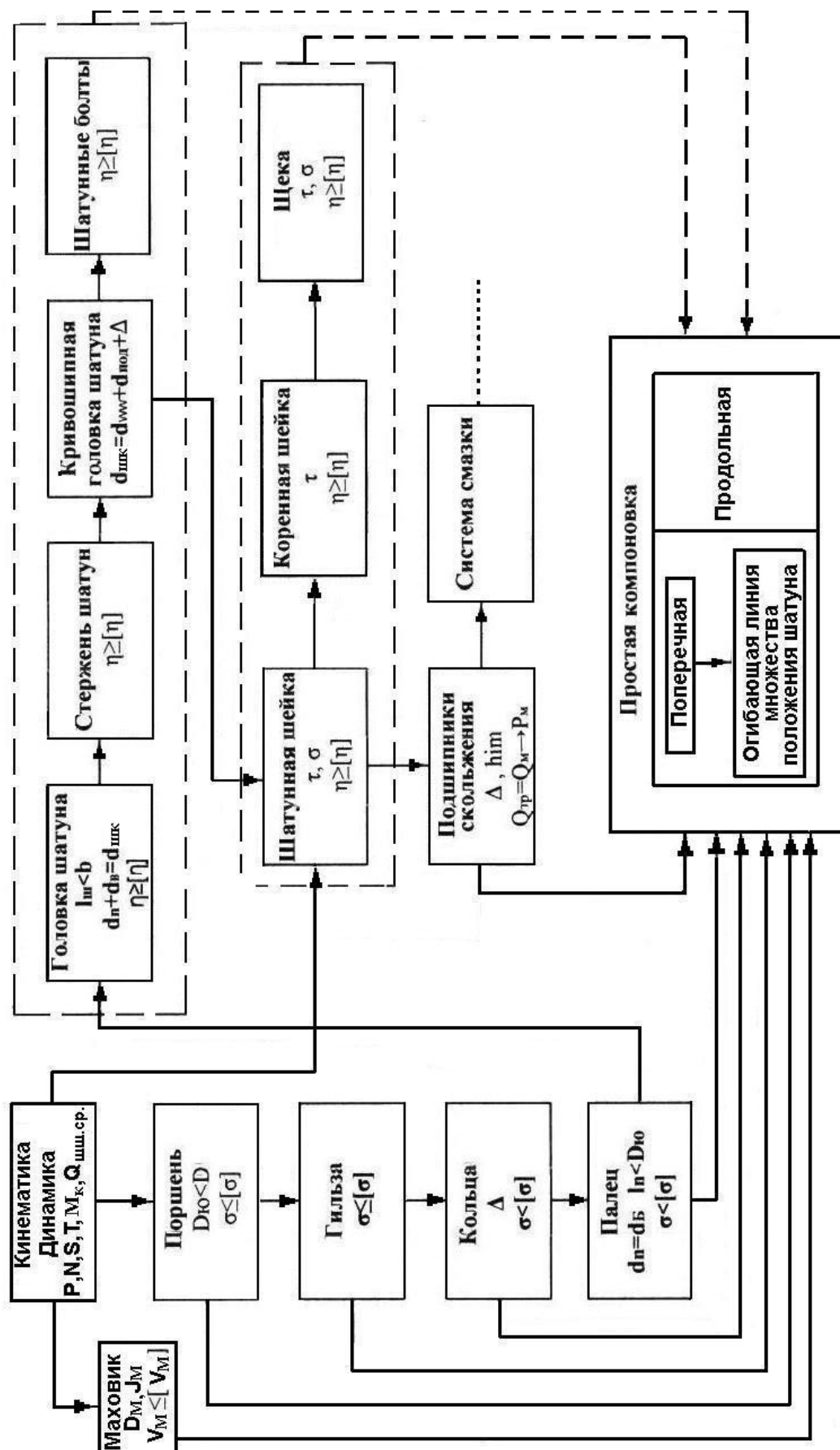


Рис. 2 Блок схема проектирования ЦПГ и КШМ

$$A4 := \begin{pmatrix} D \\ S \\ D_1 \\ L_{\text{ц}} \\ D_{\text{бy}} \\ h_{\text{бy}} \end{pmatrix} \quad A4 = \begin{pmatrix} 75 \\ 82 \\ 85 \\ 152 \\ 97.5 \\ 6.75 \end{pmatrix}$$

WRITEPRN("C:\motor\stud\rezgil.txt") := A4

Рис. 3. Запись результатов расчета гильзы на прочность

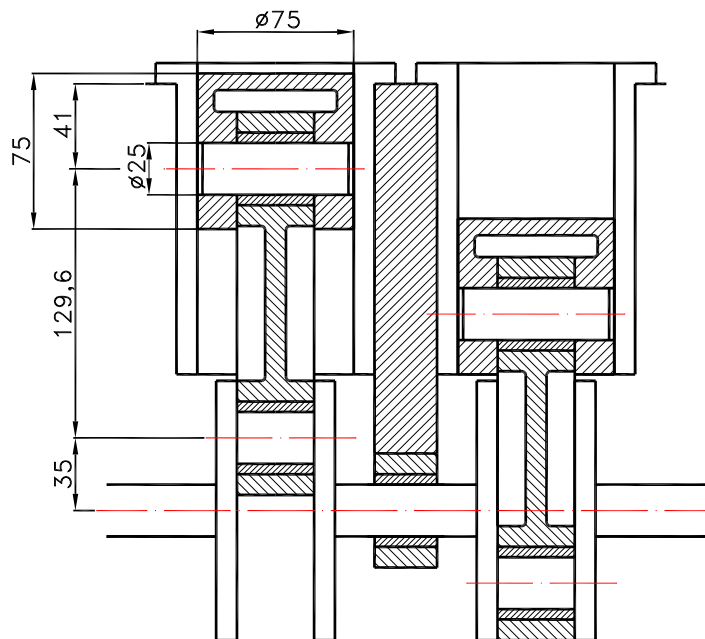


Рис. 4. Фрагмент эскиза продольной компоновки двигателя

Для пользования методикой не требуется предварительного серьезного изучения студентами основ Mathcad и языка Autolisp. Достаточно лишь ознакомиться с краткой инструкцией. В то же время методика и включенные в нее программы открыты для доработки и внесения изменений, что может способствовать развитию творческой инициативы учащихся.

ФУНКЦИОНАЛЬНО-ЦЕЛЕВАЯ ТЕХНОЛОГИЯ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ ПО ДВС. ОПЫТ ПРИМЕНЕНИЯ И ПЕРСПЕКТИВЫ

Еникеев Р.Д., Никитин Р.В.

(Уфимский государственный авиационный технический университет).

Анализ основных требований к качеству подготовки специалистов показывает, что они сводятся к одному главному – готовности самостоятельно принимать решения в нестандартных ситуациях. В конечном итоге именно это определяет и конкурентоспособность специалиста, и конкурентоспособность общества. Однако современная система высшего образования, государственные образовательные стандарты, руководящие и методические материалы по аттестации вузов, контролю качества подготовки специалистов ориентируют организацию учебного процесса на освоение студентом определенного объема знаний и развитие умения решать

стандартные задачи. При этом высшая школа является единственным институтом, в котором есть кадры, способные научить решать нестандартные задачи в условиях образовательного процесса. Государство должно поручить высшей школе реализацию этой потребности общества. Для этого необходимо, прежде всего, разработать образовательные стандарты, которые бы нацеливали на обучение студента методам решения нестандартных задач, а контроль качества подготовки специалистов осуществлялся бы по умению выпускников вуза ее решать.

В ведущих вузах США решение проблемы подготовки конкурентоспособных специалистов нашли в отходе от узкой специализации, в подготовке кадров широкого профиля, в вооружении специалистов основными научными принципами вместо информативных знаний и конкретных навыков. С такой задачей лучше всего справляются учебные заведения, в которых не только сосредоточены научные школы в самых различных областях наук, обеспечивающие широкую междисциплинарную и фундаментальную базу образования, но и где получаемые знания постоянно поддерживаются научными исследованиями, в которые вовлечены преподаватели, аспиранты, студенты. Такой подход, известный как концепция исследовательского университета, находит понимание и в РФ. В приоритетном национальном проекте «Образование» предусмотрено развитие сети национальных университетов, подобных исследовательским университетам США. Поэтому разработка принципов построения многоуровневой, интегрированной в международный образовательный процесс, адаптированной к российским условиям учебно-научной системы образования, ее организационных форм, научно-методического обеспечения, ее апробация, представляются назревшей и важнейшей проблемой.

С 1983 года на кафедре “Двигатели внутреннего сгорания” Уфимского государственного авиационного технического университета начался поиск путей обновления обучения в вузе. В результате анализа инженерной деятельности были сформулированы функции специалиста с высшим образованием на предприятии и на их базе выработана концепция подготовки специалистов. Эта концепция была одобрена на совещании заведующих кафедрами ДВС в 1983 году в МВТУ им. Баумана, а позже и на коллегии Минвуза РСФСР. На основании сформулированной концепции была выработана методика подготовки специалистов, отвечающих требованиям времени, названная функционально-целевой технологией подготовки специалистов (ФЦТПС). В это же время Минвуз РФ принял решение об эксперименте по целевой интенсивной подготовке специалистов, взяв на себя инициативу по поиску и внедрению новых методов обучения. Участие УГАТУ в этом эксперименте позволило кафедре получить достаточную свободу для изменения содержания и организации обучения студентов с целью внедрения ФЦТПС. С 1984 кафедра ведет обучение по этой технологии, адаптировав ее впоследствии к условиям принятой в РФ многоуровневой системы образования.

Суть технологии – научить студентов решать нестандартные задачи, которые возникают в процессе практической научно-технической деятельности. Это достигается постановкой на первом курсе студенту творческой поисковой задачи, которую он в рамках первых четырех курсов решает как исследовательскую, а затем на ее базе выполняет проект, если продолжает учебу по инженерной линии, или магистерскую диссертацию, если по научной. Соответствующим образом выстраивается организационная структура кафедры, содержание учебного плана и система контроля качества подготовки специалистов.

Ключевой проблемой при переходе на ФЦТПС является определение нестандартной задачи в условиях учебного процесса. Нестандартная задача в условиях

подготовки специалистов технического профиля может быть выбрана лишь в рамках научно-исследовательских или опытно-конструкторских работ. Таким образом, она обязательно связана с перспективой развития науки и техники в соответствующем направлении. Учитывая достаточно большую учебную составляющую в обязательном решении нестандартной задачи, у выпускающей кафедры появляется возможность широко практиковать задание студентам рискованных, поисковых задач, которые в условиях производства реализовать маловероятно.

Известно, что высшее образование в РФ серьёзно отстаёт в инновационной подготовке, качество которой определяется не столько объемом соответствующих дисциплин, сколько степенью вовлеченности студентов в инновационную деятельность. ФЦТПС интегрирует обучение и научно-исследовательский процесс. Кроме высокого качества образования это обеспечивает студентам опыт исследовательской и инновационной деятельности, формирует для университетов научный и управленческий резерв, удерживает выпускников от перехода в иные области деятельности, предоставляя им возможность стать предпринимателями в научно-технической сфере, сосредоточившись на коммерциализации собственных разработок. Хорошо поставленная студенческая научная и инновационная деятельность обеспечивает ведение ранних этапов инновационного процесса в условиях, когда промышленность проявляет интерес к разработке, как правило, не ранее стадии макетного образца. При этом кафедра регулярно, с каждым выпуском бакалавров, инженеров и магистров, выдает массив результатов исследований, обладающих рыночной стоимостью.

Первые же выпуски специалистов, подготовленных в соответствии с ФЦТПС, показали ее эффективность. Однако опыт кафедры локален, интеграция и использование методики в университетском учебном процессе сопряжены со значительными трудностями вследствие несогласованности научно-методического и нормативного обеспечения. Развитие общества, в частности осознание необходимости его инновационного развития, болонский процесс, обострение конкуренции на рынке образовательных услуг, иные факторы, предъявляют новые требования к системе образования, организационным формам и кадрам. Функционально-целевая технология подготовки специалистов, опыт ее создания и применения, могут служить отправной точкой, базой для разработки общенациональной, нацеленной на перспективу учебно-научной системы образования. Для этого необходимо:

1. Провести аналитическое исследование образовательных потребностей современного общества, путей и форм развития высшего образования в России и мире, способов интеграции учебного, научного и инновационного процессов, обобщить собственный и мировой опыт и сформулировать принципы построения учебно-научного процесса в рамках российского исследовательского университета.

2. Разработать научно-методическое и нормативное обеспечение учебно-научной формы подготовки специалистов, включая проекты государственных образовательных стандартов.

3. Провести апробацию заявленных принципов и документов в рамках структурного подразделения университета, провести анализ результатов эксперимента, разработать рекомендации для поэтапного перехода университетов к новой форме учебно-научного процесса.