

Московский государственный технический университет им. Н.Э. Баумана



Кафедра "Поршневые двигатели"



СБОРНИК НАУЧНЫХ ТРУДОВ

международной научно-технической конференции

Двигатель-2018

посвященной 150-летию основания факультета "Энергомашиностроение" МГТУ им. Н.Э. Баумана УДК 621.43

Сборник научных трудов Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018», посвященной 150-летию основания факультета «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана / сост. Зенкин В.А., Мягков Л.Л. – М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2018. – 387 с.

Сборник сформирован на основе докладов, представленных на Международной научно-технической конференции «Двигатель-2018», посвященной 150-летию основания факультета «Энергомашиностроение» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Доклады освещают исследования в области рабочих процессов, конструирования, управления и эксплуатации двигателей внутреннего сгорания и другие вопросы современных проблем двигателе строения, включая работу систем и применения альтернативных топлив. Материалы сборника адресованы специалистам в области проектирования, исследования и эксплуатации поршневых и комбинированных двигателей, аспирантам, студентам.

ISBN 978-5-6041962-3-6

© МГТУ им. Н.Э. Баумана © ООО Джи Джи Форс



47 лет развития производства творчества инноваций сервиса. Более 500 тысяч снегоходов Буран, Тайга Патруль, Варяг, Тикси, Vector выпущено на рынок.

Более половины всех снегоходов в России - снегоходы производства РМ.

RM VECTOR 551 і новая линейка туристических снегоходов

Проектно-производственное предприятие **ДИЗЕЛЬАВТОМАТИКА**

ПРЕДПРИЯТИЕ СПЕЦИАЛИЗИРУЕТСЯ НА КОНСТРУИРОВАНИИ И ПРОИЗВОДСТВЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫМИ И АВТОТРАКТОРНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ, ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ И ТОПЛИВОРЕГУЛИРУЮЩЕЙ И ТОПЛИВОПОДАЮЩЕЙ АППАРАТУРЫ ДЛЯ ДИЗЕЛЬНЫХ, ГАЗО-**ДИЗЕЛЬНЫХ И ГАЗОВЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ. ПРОЕКТИРУЕМЫЕ ИЗДЕЛИЯ** ВЫПУСКАЮТСЯ НА СОБСТВЕННОЙ ПРОИЗВОДСТВЕННОЙ БАЗЕ.

В НОМЕНКЛАТУРЕ ИЗДЕЛИЙ ДЛЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ ИМЕЕТСЯ: БОЛЕЕ 20 МОДИФИКАЦИЙ ЭЛЕКТРОННЫХ РЕГУЛЯТОРОВ ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И МОЩНОСТИ, З МОДИФИКАЦИИ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ И МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВОЗОВ,

4 МОДИФИКАЦИИ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ ДЛЯ ГАЗОВЫХ/ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.

Примеры выпускаемых изделий



Коробка

Исполнительнов устройство и преобразователи давления (масло, наддув)



Блон

полелени







Преобразователи частоты вращени дизеля и ротора ТК



опреобразователь сопротивлен ня масла дизеля

Термопреобразователь сопротивлении окружающего воздуха

набелей связ



равляемые ТНВД

Преобразователь астоты врашения дизеля азователь й метки аспределительного

> ofina sonase a вления





ления и ба

бразователь дизеля

000 «ППП Дизельавтоматика» 410017 г. Саратов Тел.: (8452) 65-95-67 Факс: (8452) 65-95-58 dizavt@overta.ru

ОГЛАВЛЕНИЕ

1. ИСПЫТАНИЯ И ДИАГНОСТИКА

Панченко М.Н., Грачев В.В., Грищенко А.В. Оценка технического 8 состояния дизеля методом опорных векторов

Трунов А.И., Коньков А.Ю., Горелик Г.Б. Исследование влияния 18 индикаторного канала на точность измерения давления в цилиндре ДВС

2. КОНСТРУИРОВАНИЕ, ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ТРИБОЛОГИЯ

Bludszuweit S., Chrobak S. Thermal Overload of Piston Crowns due to 28 the Formation of Oil Coke Deposits on Surfaces of the Cooling Gallery

Mahkamov K., Makhkamova I., Kahwash F. Application of a Twin- 40 Screw Mechanism for Realisation of the Stirling Cycle in Cooling and Cryogenic Machines

Вальехо Мальдонадо П.Р., Чайнов Н.Д. Методика уравновешивания 57 V-образного двигателя с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов

Васильев А.В., Ларцев А.М., Федянов Е.А. Оценка возможных 68 пределов форсирования дизелей воздушного охлаждения

Горшков Р.В. Интенсификация процесса теплоотдачи в системе 78 охлаждения гильзы цилиндра двигателя за счет повышения коэффициента теплопроводности теплоносителя, модифицированного наночастицами мультиграфена

Мягков Л.Л., Сивачев В.М. Интенсификация теплообмена в 89 полостях охлаждения высокофорсированного дизеля организацией пузырькового кипения жидкости

Мягков Л.Л., Сивачев С.М. Оценка долговечности поршня 103 высокофорсированного дизеля с учетом двухчастотного нагружения и неупругого деформирования

Чайнов Н.Д., Краснокутский А.Н., Капшуков А.В. Методика 117 расчета газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ

Климова А.С. Педагогические условия формирования 129 индивидуальных образовательных траекторий аспирантов технического вуза

4. ПРИМЕНЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ

Буров С.В., Калиниченко В.В., Миляев С.Б. Газовые двигатели на 139 базе дизельного двигателя Д 49

Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Лю Сяохао. Исследование 144 процессов смесеобразования и сгорания в водородном дизеле в трехмерной постановке

Марков В.А., Барченко Ф.Б., Лотфуллин Ш.Р., Зенкин А.Н. 155 Эксплуатационные показатели газового двигателя

Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Лобода С.С., Са Бовэнь. 167 Использование растительных масел в качестве добавок к нефтяному дизельному топливу

Марков В.А., Зыков С.А., Лобода С.С., Денисов А.Д., Неверов В.А., 179 Кошевой И.В. Интегральная токсичность отработавших газов тракторных дизелей в условиях эксплуатации

Савастенко А.А., Савастенко Э.А., Марков В.А., Зенкин А.Н. 192 Использование неорганических добавок к нефтяному дизельному топливу

5. РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ

Martin Härtl, Dominik Pélerin, Patrick Dworschak, Andreas Stadler, 207 Georg Wachtmeister. Combustion and Emissions of synthetic C1-Fuels for DI and SI Engines

Атанов С. Н. Форсирование одноцилиндрового четырехтактного 220 двигателя внутреннего сгорания дозарядкой воздухом с использованием волн сжатия, генерируемых в процессе выпуска, в простейших индивидуальных настроенных газо-воздушных трактах без приводных элементов

Довгялло А.И., Шестакова Д.А. Параметры и характеристики 230 двигателя внутреннего сгорания с регенерацией тепла в цикле с учетом гидравлических потерь и теплообмена

Зеленцов А.А., Голосов А.С. Анализ локального теплообмена в 240 камере сгорания перспективного газодизеля

Касько А.А. Доводка формы камеры сгорания двигателя с 261 непосредственным впрыскиванием бензина и принудительным зажиганием

Конькова И.Д., Давыдов Ю.А., Коньков А.Ю. Исследование 279 термодинамического метода коррекции результатов измерения давления в цилиндре среднеоборотного дизеля

Миляев С.Б., Евсеев И.В. Доводка показателей экологии и 291 стабильности сгорания газового топлива на одноцилиндровом отсеке ОД49

Миляев С.Б. Методика определения фазовых показателей сгорания в 297 дизельных и газовых двигателях при снижении выбросов оксидов азота

Мутафчиев М.Н. Математическое моделирование рабочих процессов 306 в условиях различных утилизационных мероприятий посредством впрыскивания воды

Пацей П.С., Галышев Ю.В. Влияние параметров тангенциальных 318 каналов на закрутку заряда на впуске и показатели двигателя

Черноусов А.А. Идентификация модели процесса в цилиндре ДВС в 328 диапазоне нагрузочных режимов

6. ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ

Zhao J.H., Wei K.B., Yue P.F., Grekhov Leonid. An Investigation on 337 Temperature Rise of High Pressure Common Rail Injector Nozzle

Грехов Л.В., Чжао Цзяньхуэй. Моделирование быстродействующих 351 электромагнитных приводов двигателей с электронным управлением

Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Фурман В.В., Плахов С.В., Зенкин 361 А.Н. Моделирование системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля

Шатров М.Г., Голубков Л.Н., Дунин А.Ю., Душкин П.В. 378 Организация ступенчатой характеристики впрыскивания управлением электрическим импульсом, поступающим на электромагнит форсунки аккумуляторной топливной системы

УДК 621.436.12

Оценка технического состояния дизеля методом опорных векторов М.Н. Панченко, В.В. Грачев, А.В. Грищенко

ФГБОУ ВО «Петербургский государственный университет путей сообщения Императора Александра I»

Diesel engine technical state assessment by the support vector machine

M.N. Panchenko, V.V. Grachev, A.V. Grischenko

Emperor Alexander I St. Petersburg State Transport University

Проблема контроля и прогнозирования изменения технического состояния транспортного дизеля в процессе эксплуатации без использования дорогостоящих средств бортовой диагностики не теряет своей актуальности. Современные системы управления дизельных двигателей обрабатывают большой объем измерительной информации, который может быть использован для формирования вектора диагностических признаков и последующей автоматической идентификации состояния узлов и систем двигателя с использованием методов машинного обучения. В статье рассмотрен способ идентификации состояния тепловозного дизеля по результатам wavelet - анализа кривой напряжения на выходе импульсного датчика частоты вращения коленчатого вала с использованием метода опорных векторов. Использование линейного классификатора, синтезированного с использованием данного метода, обеспечивает идентификацию единичных отказов с точностью до 100%, множественных отказов с точностью 75-100%.

<u>Ключевые слова</u>: дизельный двигатель, оценка технического состояния, нейронные сети, метод опорных векторов.

The problem of monitoring and forecasting changes in the technical condition of the transport diesel engine in the process of operation without using expensive on-board diagnostics does not lose its relevance. Modern control systems for diesel engines handle a large amount of measurement information that can be used to form the vector of diagnostic features and subsequent automatic identification of the state of the nodes and engine systems using machine learning techniques. In the article the way of identification of diesel locomotive diesel locomotive by the results of wavelet - analysis of the voltage curve at the output of the impulse speed sensor of the crankshaft using the support vector machine is considered. The use of a linear classifier synthesized using this method provides identification of single failures with an accuracy of 100%, multiple failures with an accuracy of 75-100%.

<u>Keywords</u>: diesel engine, reciprocating engine, technical condition assessment, neural networks, support vector machine.

Оценка качества рабочего процесса в цилиндрах многоцилиндрового транспортного дизеля по изменению мгновенной частоты вращения коленчатого вала по-прежнему остается актуальной задачей, поскольку позволяет повысить параметрическую надежность как двигателя, так и транспортного средства в целом без использования дорогостоящих аппаратных средств контроля параметров рабочего процесса отдельных цилиндров.

В простейшем случае она представляет собой задачу двумерной (бинарной) классификации, состоящую в отнесении вектора диагностических признаков $X = \{x^0 ... x^m\}$ дизеля к одному из двух классов состояний («исправен» или «неисправен»). Решаются такие задачи с использованием классификационных алгоритмов машинного обучения [1] (классификаторов), определяющих текущее положение вектора X диагностических признаков в *m*-мерном пространстве состояний объекта диагностики относительно *m*-1 – мерной поверхности $Z = f(x^0, ..., x^{m-1})$, разделяющей классы состояний.

Для определения координат поверхности *Z* могут использоваться различные методы (наивный Байесовский классификатор, *k*-ближайших соседей, дерево решений, метод опорных векторов, нейронные сети и т.д.), из которых наибольшее внимание исследователей привлекают в настоящее

9

время (и вполне заслуженно) методы, использующие аппарат искусственных нейронных сетей (HC) [2,3,4]. Однако, наряду с безусловными достоинствами (распараллеливание вычислений, универсальность по отношению к размерности и форме разделяющей поверхности, адаптивность, единообразие подходов к формированию структуры, обучению и переобучению сети и др.), нейросетевые методы классификации характеризуются, по крайней мере, одним общим недостатком. Он заключается в том, что необходимым условием высокого качества обучения нейросетевого классификатора является значительный (от нескольких десятков до нескольких сотен образцов для каждого класса состояния) объем обучающей выборки. В отличие от систем медицинской диагностики и систем распознавания образов, формирование выборок такого объема для систем диагностики сложных технических объектов, к которым относятся транспортные дизели любой мощности, представляет очень серьезную, во многих случаях неразрешимую проблему.

Метод опорных векторов (Support Vectors Machine) позволяет определить координаты оптимальной разделяющей гиперплоскости Z с использованием только ближайших к ней образцов обучающей выборки, при этом остальные образцы не используются, что позволяет существенно (в разы) уменьшить объем обучающей выборки, необходимый для обучения классификатора. В зависимости от расположения областей пространства признаков, соответствующих различным классам состояния двигателя, обучающая выборка может быть линейно разделимой и неразделимой.

Рассмотрим случай линейно разделимой выборки [5]. Имеется выборка (признаки) x_i , где $x_i \in \Re^m$ и множество ответов (классов) $y_i \in \{-1, 1\}$, i = 1, ..., l. Необходимо построить линейный пороговый классификатор:

$$a(x) = sign\left(\sum_{j=1}^{m} \omega_j x^j - \omega_0\right) = sign(\langle \omega, x \rangle - \omega_0), \tag{1}$$

где $x = (x^1, ..., x^m)$ – признаковое описание объекта $x; \omega = (\omega^1, ..., \omega^m) \in \Re^m$ – нормальный вектор гиперплоскости и ω_0 – скалярный порог.

Уравнение $\langle \omega, x \rangle - \omega_0 = 0$ описывает гиперплоскость, разделяющую классы в пространстве \Re^m . Размерность гиперплоскости равна *m*-1.

Процесс построения разделяющей гиперплоскости заключается в решении задачи квадратичного программирования, которая сводится к поиску седловой точки функции Лагранжа:

$$\begin{cases} \mathcal{L}(\lambda) = \sum_{i=1}^{l} \lambda_i - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{l} \sum_{j=1}^{l} \lambda_i \lambda_j y_i y_j (\langle x_i, x_j \rangle) \to \frac{\min;}{\lambda} \\ \lambda_i \ge 0, i = 1, \dots, l; \\ \sum_{i=1}^{l} \lambda_i y_i = 0, \end{cases}$$
(2)

где λ_i – множители Лагранжа.

Квадратичный функционал имеет неотрицательную выпуклую квадратичную форму. Область, определяемая ограничениями неравенствами и равенствами, тоже выпуклая, следовательно, данная задача имеет единственное решение.

После определения всех множителей Лагранжа учитываются только $\lambda_i > 0$, а все множители равные нулю отбрасываются. Признаки, для которых множитель Лагранжа положителен, являются опорными векторами. Нормальный вектор гиперплоскости определяется линейной комбинацией обучающих признаков:

$$\omega = \sum_{i=1}^{l} \lambda_i \, x_i y_i. \tag{3}$$

Скалярный порог определяется из равенства $\omega_0 = \langle \omega, x_i \rangle - y_i$ для произвольного опорного вектора.

В итоге алгоритм линейной разделимой классификации может быть определён следующим образом:

$$a(x) = sign\left(\sum_{i=1}^{l} \lambda_i y_i \langle x_i, x \rangle - \omega_0\right). \tag{4}$$

В уравнении (4) суммирование производится не по всем признакам, а только по опорным векторам.

В случае линейно неразделимой классификации вводятся дополнительные коэффициенты, позволяющие ошибаться алгоритму на обучающих объектах. Тогда (2) примет вид:

$$\begin{cases} \mathcal{L}(\lambda) = \sum_{i=1}^{l} \lambda_{i} - \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{l} \sum_{j=1}^{l} \lambda_{i} \lambda_{j} y_{i} y_{j} (\langle x_{i}, x_{j} \rangle) \to \frac{\min;}{\lambda} \\ 0 \le \lambda_{i} \le C, i = 1, \dots, l; \\ \sum_{i=1}^{l} \lambda_{i} y_{i} = 0, \end{cases}$$
(5)

где *С* – коэффициент ошибки. С помощью этого коэффициента регулируется важность двух противоречащих требований: полоса, разделяющая классы, должны максимально широкой; ошибок должно быть как можно меньше.

Рассмотрим возможность использования метода опорных векторов для оценки технического состояния тепловозного дизеля типа 16ЧН26/26 (1-8ДГ). Исходными данными для диагностики являются скалограммы выходного напряжения импульсного преобразователя частоты вращения коленчатого вала дизеля, входящего в состав регулятора ЭРЧМ30Т, записанного при работе дизеля в режимах 350, 770 и 845 об/мин как со всеми работающими цилиндрами, так и при отключенных 5-м и 8-м правых цилиндрах [6]. В скалограммах выделяются сечения (масштабы) с максимальной энергией, которые разбиваются на 16 (по количеству цилиндров) интервалов по 15 импульсов (зубьев) в каждом. Полученные фрагменты скалограмм сравниваются с использованием коэффициентов автокорреляции Пирсона. Затем выполняется смещение скалограммы на 1 импульс, после чего сравнение повторяется. Пример автокорреляционной матрицы для режима 770 об/мин при всех работающих цилиндрах двигателя приведен в Таблице 1.

Таблица 1

Матрица коэффициентов автокорреляции Пирсона для режима 770 об/мин при всех работающих цилиндрах

Фргм	m											
Зуб	1	2	3	4	5		10	11	12	13	14	

1	0,989	0,998	0,989	0,999	0,974	 0,984	0,968	1,000	0,970	1,000
2	0,990	0,998	0,990	0,999	0,984	 0,990	0,977	0,999	0,968	1,000
3	0,990	0,997	0,991	0,995	0,984	 0,980	0,962	0,999	0,978	1,000
4	0,984	0,997	0,992	0,999	0,984	 0,978	0,960	1,000	0,976	1,000
5	0,991	0,997	0,990	0,999	0,991	 0,987	0,970	0,990	0,983	1,000
6	0,984	0,997	0,993	0,991	0,984	 0,994	0,935	0,999	0,971	0,998
7	0,983	0,997	0,990	0,998	0,984	 0,994	0,964	0,999	0,968	1,000
8	0,970	0,999	0,985	0,988	0,984	 0,999	0,961	0,985	0,965	1,000
9	0,979	0,999	0,991	0,986	0,984	 0,999	0,972	0,998	0,962	0,999
10	0,977	0,999	0,991	0,997	0,983	 0,995	0,970	0,997	0,972	0,999
11	0,962	0,999	0,984	0,991	0,982	 0,997	0,968	0,999	0,956	0,999
12	0,982	0,997	0,983	0,996	0,969	 0,996	0,978	0,999	0,967	0,999
13	0,969	0,997	0,989	0,995	0,979	 0,997	0,977	0,998	0,977	0,998
14	0,950	0,998	0,969	0,988	0,986	 0,993	0,985	0,998	0,962	0,998
15	0,974	0,998	0,979	0,998	0,976	 0,990	0,974	0,997	0,973	0,997

Обучающая выборка включает матрицы коэффициентов автокорреляции для исправного двигателя и для двигателя с отключенным цилиндром при одинаковой частоте вращения. Исправному двигателю соответствует признак класса {+1}, двигателю с отключенным цилиндром {-1}.

С целью обеспечения возможности визуализации результатов обучения классификатора предварительно выполнено уменьшение размерности вектора диагностических признаков [7] методом 5-кратной перекрестной проверки (кросс-валидации). При этом исходная выборка разделяется на 5 одинаковых непересекающихся матриц, после чего каждая из матриц в порядке очереди выступает в качестве контрольной выборки, а остальные объединяются в обучающую выборку. Качество классификатора определяется усреднением ошибок по всем контрольным выборкам. В результате из всего массива выборки выбираются два столбца признаков с наименьшим значением ошибки, т.е. наиболее значимые. Задача определения классификатора становится двумерной, а гиперплоскость вырождается в прямую.

Для определения гиперплоскости начальная выборка случайным образом разбивается на две в соотношении 80% обучающая выборка и 20% – контрольная. В результате решения оптимизационной задачи (5) определяются множители Лагранжа, а по ним нормальный вектор гиперплоскости ω и скалярный порог ω_0 .

Точность классификатора определяется по формуле:

$$AC = \frac{TP}{TP + FP} 100, \tag{6}$$

где *TP* – количество признаков, правильно классифицированных; *FP* – количество признаков, неверно классифицированных.

Основные результаты определения линейной гиперплоскости для различных частот вращения коленчатого и состояния дизеля (сочетания отключенных цилиндров) представлены в Таблице 2.

Таблица 2

Параметры линейного классификатора при различных сочетаниях отключенных цилиндров

n, об/мин	Номера от- ключенных цилиндров	Кол-во опорных векторов	Нормальный вектор, ω	AC, %	
	5	3	(-0,035 0,042)	100	
	8	18	(-27,6 41,2)	75	
350	5, 8	9	(0.005 -0.005)	79	
	Объединенная выборка	20	(0.041 0.02)	77	
	5	15	(-16.7 20.8)	83	
	8	2	(-37.7 78.2)	100	
770	5, 8	6	(-0.006 0.025)	96	
	Объединенная выборка	24	(0.033 0.063)	77	
	5	3	(6.13 6.21)	100	
	8	5	(0.007 0.03)	96	
845	5, 8	8	(0.68 0.27)	92	
	Объединенная выборка	19	(0.38 0.54)	85	

Визуальное представление бинарного линейного классификатора при максимальной и минимальной точности разбиения классов показано на рисунках 1 и 2.





«Испр множ» – множество признаков, классифицированное как «исправный», после разделения гиперплоскостью; «Неиспр множ» – множество признаков, классифицированное как «неисправный», после разделения гиперплоскостью; «Испр трен» – признаки обучающей выборки, классифицированные как «исправный»; «Неиспр трен» – признаки обучающей выборки, классифицированные как «неисправный»; «Испр тест» – признаки контрольной выборки, классифицированные как «исправный»; «Испр тест» – признаки контрольной выборки, классифицированные как «исправный»; «Опорные векторы» – признаки, принятые по итогам вычислений опорными векторами; «Гиперплоскость» – прямая, разделяющая классы.



Рис. 2. Линейная классификация коэффициентов автокорреляции исправного двигателя и с отключенным 8 правым цилиндром при *n* = 350 об/мин.

Точность классификации технического состояния двигателя на два класса находится между 75 и 100%. Точность классификатора может быть повышена за счет использования нелинейного классификатора с определением центроида классификационных признаков. Неисправный цилиндр может быть локализован с использованием многомерного классификатора.

Таким образом, приведенные результаты свидетельствуют о возможности использования метода опорных векторов (*SVM*) для синтеза эффективных классификаторов технического состояния дизельного двигателя.

Список использованной литературы:

[1] Мухамедиев Р.И., Мухамедиева Е.Л., Кучин Я.И. Таксономия методов машинного обучения и оценка качества классификации и обучаемости. Cloud of Science, 2015, Т. 2, № 3, с. 359–378.

[2] Bolan Liu, Changlu Zhao, Fujun Zhang etc. Misfire detection of a turbocharged diesel engine by using artificial neural networks. Applied Thermal Engineering, 2013, V. 55 (2013), p. 26–32. URL: https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431113001452 (дата обращения 07 апреля 2018).

[3] Пашков А.А., Чернавина Т.В. Использование спектрального анализа в сочетании с нейронной сетью для диагностики двигателя внутреннего сгорания автомобиля. Инновационные направления развития в образовании, экономике, технике и технологиях. Сб. статей межвузовской научно-практической конференции в 2-х частях. 2017, с. 214–217.

[4] Легконогих Д.С. *Нейросетевая вибродиагностическая модель авиационного ГТД*. Насосы. Турбины, Системы, 2013, № 3 (8), с. 80–86.

[5] Вьюгин В.В. Математические основы машинного обучения и прогнозирования. Москва, Изд-во МЦНМО, 2013, 304 с.

[6] Панченко М.Н., Грачев В.В., Грищенко А.В. Анализ мгновенной угловой скорости коленчатого вала дизеля. Транспорт Российской Федерации, 2018, № 4 (77), с. 60–63.

[7] Платонов В.В., Семенов П.О. Модель системы обнаружения сетевых атак. Санкт-Петербургская межрегиональная конференция «Информационная безопасность регионов России», Санкт-Петербургская Международная конференция «Региональная информатика», 26–28 октября 2016 г., Санкт-Петербург, 2016, с. 123–125.

Исследование влияния индикаторного канала на точность измерения давления в цилиндре ДВС А.И. Трунов, А.Ю. Коньков, Г.Б. Горелик

Тихоокеанский государственный университет

Investigation of the Influence of the Indicator Channel on the In-Cylinder Pressure Measurement Accuracy for ICE A.I. Trunov, A.Yu. Konkov, G.B. Gorelik,

Pacific national university

В настоящее время отечественные и зарубежные фирмы выпускают большое число электронных индикаторов, разработанных для условий эксплуатации с установкой датчика давления через штатный индикаторный кран. В большинстве случаев проблема искажения индикаторной диаграммы просто игнорируется. Если для малооборотных двигателей такой подход вполне приемлем, то по мере увеличения быстроходности двигателя волновой характер распространения давления в индикаторном канале оказывает существенное влияние на результаты анализа индикаторной диаграммы. Целью настоящей работы являлось изучение характера и степени влияния штатного индикаторного крана дизеля ЧН26/26 на результаты анализа индикаторной диаграммы. Исследование выполнялось с помощью математической модели течения газа в прямом цилиндрическом канале, учитывающей трение, теплообмен и переменную скорость распространения звуковой волны. В работе представлены результаты сравнения давления на концах индикаторного канала, а также характеристики тепловыделения, полученные их анализом. Показано, что фазовые отклонения непостоянны по времени цикла и, следовательно, не могут быть скорректированы простым смещением сигнала давления. Наибольшие ошибки возникают при оценке скорости тепловыделения, максимум которой может быть завышен более чем на 20%.

18

<u>Ключевые слова</u>: индикаторный канал, индикаторная диаграмма, дизель, математическая модель, тепловыделение.

Currently, domestic and foreign firms produce a large number of electronic indicators designed for operating conditions with the installation of a pressure sensor through a standard indicator valve. In most cases, the problem of distortion of the indicator diagram is simply ignored. This approach is acceptable for low-speed engines, but as the speed of the engine increases, the wave character of pressure propagation in the indicator channel has a significant effect on the results of the analysis of the indicator diagram. The goal of this work was to study the nature and degree of influence of the standard indicator channel of diesel ChN26/26 on the results of the analysis of the indicator diagram. The study was carried out with the help of a mathematical model of gas flow in a straight cylindrical channel, taking into account friction, heat transfer and variable velocity of sound wave propagation. The paper presents the results of comparing the pressure at the ends of the indicator channel, as well as the heat release characteristics obtained by their analysis. It is shown that the phase deviations are not constant with respect to the cycle time, and, therefore, can not be corrected by a simple displacement of the pressure signal. The greatest errors arise when estimating the rate of heat release, the maximum of which can be overestimated by more than 20%.

<u>Keywords</u>: indicator channel, indicator diagram, diesel engine, mathematical model, heat release.

Индикаторная диаграмма (ИД) рабочего процесса наиболее полно отражает информацию о процессах, происходящих в цилиндре двигателя, поэтому ее используют в системах автоматизированного диагностирования и настройки [1–3]. Жесткие требования по ограничению выбросов вредных веществ стимулируют инженеров использовать ИД в качестве сигнала обратной связи при создании современных систем управления поршневыми ДВС [4,5]. Также анализ ИД позволяет получить характеристики тепловыделения, которые используются для изучения и совершенствования рабочего процесса двигателя [6]. Широкое использование ИД в практике управления и диагностирования ДВС сдерживается, в основном, двумя факторами: малым сроком службы при высокой стоимости датчиков давления и сложностью получения достоверных ИД в условиях эксплуатации.

Использование дополнительных, охлаждающих и соединительных каналов при установке датчиков давления в цилиндры двигателя позволяет снизить температурные нагрузки и тем самым продлить срок службы датчиков [7]. При экспериментальном определении ИД среднеоборотных и малооборотных дизелей в эксплуатации используют штатные индикаторные краны [1–3]. Наличие дополнительных каналов, соединяющих датчик давления и цилиндр двигателя, не позволяет получить ИД без искажений [1,2,8]. Это обстоятельство делает ИД, полученную таким способом, непригодной для глубокого анализа [9].

Согласно ГОСТ 18509–88 [10] при измерении ИД отношение диаметра соединительного канала к его длине должно быть больше единицы, что оказывается трудновыполнимым для двигателей с верхним расположением клапанов даже в условиях лаборатории. Поэтому проблема точного измерения ИД через индикаторный (соединительный) канал является актуальной.

Известно несколько подходов для оценки и определения параметров газодинамических процессов, протекающих в индикаторном канале. Согласно одному из них, параметры процессов в индикаторном канале определяют по соотношениям, полученным для установившихся волновых процессов. Например, в источниках [1, 2, 8, 11] предлагается рассматривать индикаторный канал как колебательное звено. Исходя из геометрии канала, определять собственную частоту канала и фазовый сдвиг индика-

20

торной диаграммы, обусловленный конечной скоростью распространения волны давления. Такой подход позволяет, избежать грубых ошибок, вызванных резонансом в канале и скорректировать положение ИД относительно ВМТ, но не решает проблему полностью.

Автор [2] в своей работе рассматривал индикаторный канал как колебательное динамическое звено измерительной системы, описывая его поведение волновым уравнением. В работе предлагается методика восстановления ИД, базирующаяся на гармоническом анализе ИД и анализе свойств индикаторного канала в частотной области. Такой подход не учитывает физику термогазодинамических процессов происходящих в индикаторном канале.

Известны работы, посвященные исследованию процессов в индикаторном канале ДВС с точки зрения математического моделирования. Например, авторы [12] аналитически исследовали систему уравнений акустики и дали рекомендации по уменьшению погрешности при измерении через индикаторный канал. Акустическое приближение не учитывает процессов теплообмена и изменения температуры газа в течении цикла.

В работе [13] исследованы процессы в индикаторном канале путем математического моделирования газодинамических процессов, с учетом трения и теплообмена. Получены результаты для высокооборотных двигателей, показывающие влияние геометрии индикаторного канала (длина, диаметр) и частоты вращения коленчатого вала двигателя на ИД рабочего процесса при измерении через индикаторный канал.

В изученной литературе не встречается информации о влиянии искажений, вносимых индикаторным каналом, на параметры рабочего процесса, в том числе характеристики тепловыделения, определяемые по ИД. Так же не ясно, в какой мере индикаторный канал оказывает влияние на точность определения этих параметров.

21

Таким образом, целью данной работы стало численное исследование влияния индикаторного канала на ИД рабочего процесса и определяемые по ней характеристики.

Для исследования термогазодинамических процессов протекающих в индикаторном канале поршневого ДВС была реализована математическая модель. Расчётная схема индикаторного канала показана на рис.1.



Рис. 1. Схема индикаторного канала

Математическая модель строится на основе фундаментальных законов: закон сохранения массы, закон сохранения импульса и закон сохранения энергии и позволяет описать с математической точки зрения течения сжимаемой жидкости с учетом трения и теплообмена. Подробное изложение основных положений модели можно найти в работе [13].

Для исследования был выбран двигатель ряда ЧН 26/26 с цилиндровой мощностью 220 кВт, при частоте вращения 1100мин⁻¹. Данный двигатель имеет индикаторный канал длиной 290мм и диаметром 5,5мм.

Для изучения влияния нагрузочного режима на погрешности, вносимые индикаторным каналом, на рабочем поле характеристик был определен ряд точек, в которых выполнялось моделирование рабочего процесса дизеля осуществлялось в программе «Дизель–РК» [14], разработанной на кафедре «Поршневые двигатели» МГТУ им. Н.Э. Баумана. Из программы импортировались массивы данных о давлении и температуре газа в цилиндре двигателя. Используя эти данные и математическую модель термогазодинамических процессов в индикаторном канале, выполнялся расчёт термодинамических параметров газа у закрытого конца индикаторного канала.



Рис. 2. Характеристики двигателя серии ЧН26/26 и рассчитываемые режимы

В данной работе исследовалось влияние искажений, вносимых штатным индикаторным каналом, на ИД и характеристики тепловыделения, так как эти зависимости подвергаются анализу при изучении рабочего процесса, разработке алгоритмов управления и диагностировании двигателя. Характеристика скорости тепловыделения определялась на основе первого закона термодинамики

$$dQ = \frac{k}{k-1}p\frac{dV}{d\varphi} + \frac{1}{k-1}V\frac{dp}{d\varphi}$$

где k – показатель адиабаты, p – давление в цилиндре, V – объем цилиндра, φ – угол поворота коленчатого вала (п.к.в.).

Результаты исследования показывают (рис. 3), что измерение внутрицилиндрового давления через индикаторный канал приводит к амплитудным искажениям и фазовым смещениям ИД. Величина фазового смещения ИД изменяется в течении цикла. При частоте вращения коленчатого



вала 1100 мин⁻¹, смещение диаграммы на линии сжатия составляет 2 град. п.к.в., а на линии расширения 1 град. п.к.в. (рис. 3*a*, *б*).

Рис. 3. Индикаторные диаграммы, скорости активного тепловыделения и теплота, подведенная в цикле, дизеля ряда ЧН 26/26 на различных режимах работы: *а*) *n*=1100 мин⁻¹, *N_e*=220кВт; *б*) *n* =1100мин⁻¹, *N_e* =110кВт; *в*) *n* =800мин⁻¹, *N_e* =95кВт

Выявленные закономерности приводят к уменьшению площади диаграммы и, как следствие, заниженной оценке показателей, определяемых по индикаторной диаграмме. Так, например, ошибка определения среднего индикаторного давления на режиме максимальной мощности составляет 11,5%. При этом очевидно, что корректировка положения ВМТ на ИД ситуацию не исправит.

Амплитудные искажения ИД проявляются в завышенной оценке максимального давления сгорания и давления конца сжатия, ошибка определения этих параметров на всех исследуемых режимах не превышает 2%.

Искажения, вносимые индикаторным каналом более отчетливо видны на характеристиках тепловыделения. На кривой скорости тепловыделения возникают осцилляции, приводящие к завышенной оценке максимальной скорости тепловыделения, для режима максимальной мощности ошибка составляет 23% (см. рис 3*a*). Изменение нагрузки при постоянной частоте вращения вала приводит к изменениям на кривой скорости тепловыделения в кинетической фазе сгорания (см. рис. 3 *a*, δ), а снижение частоты вращения коленчатого вала вызывает уменьшение фазового смещения (см. рис. 3*б*, *в*). Количество теплоты, подведенное в цикле при определении по ИД, измеренной через индикаторный канал, оказывается завышенным на 5–11%, в зависимости от нагрузочного режима.

Необходимо отметить что, частота вращения коленчатого вала оказывает более заметное влияние на погрешности, возникающие в индикаторном канале, чем нагрузка двигателя.

Таким образом, по результатам численного исследования можно сделать следующие выводы:

1. Фазовое смещение ИД неравномерно, на участке нарастания давления смещение больше чем на участке расширения.

2. Для исследуемого двигателя искажения, вносимые индикаторным каналом, незначительно влияют на давление конца сжатия и максимальное давления сгорания.

25

3. Искажения, вносимые индикаторным каналом, значительно искажают характеристики активного тепловыделения, это приводит к завышенной оценке скорости тепловыделения и количества теплоты подведённой в цикле.

4. Влияние частоты вращения коленчатого вала на погрешности измерения индикаторной диаграммы через индикаторный канал более выраженно, чем влияние нагрузки.

Список использованной литературы:

[1] Коньков, А.Ю., Лашко В.А. *Диагностирование дизеля на основе* идентификации рабочих процессов: моногр. Владивосток, Дальнаука, 2014. 356 с.

[2] Самойленко, А. Ю. Повышение эффективности эксплуатации судовых дизелей на основе совершенствования методов и средств контроля их режимных параметров. автореф. дис.... доктор техн.наук. Новоросийск, 2004. 48 с.

[3] Варбанец Р.А,. Беленький П. Н., Яровенко В. А., Ваганов А. И., Александровская Н. И. Определение основных параметров рабочего процесса и результаты диагностики главных дизелей теплохода «GREIFSWALD». Вестник Астраханского государственного технического университета. Серия: морская техника и технология, 2015, № 2, с. 31–41.

[4] Husted H., Kruger D., Attic G., Ripley G. and Kelly E. *Cylinder Pres*sure-Based Control of Pre-Mixed Diesel Combustion. SAE Technical Paper, 2007, № 2007–010773. 8pp.

[5] Shimasaki Y., Kobayashi M., Sakamoto H., Ueno M., Hasegawa M., Yamaguchi S., Suzuki T. *Study on engine management system using chamber pressure sensor integrated with spark plug.* SAE Paper, 2004, №2004–01–0519. 22pp.

26

[6] Brunt F.J., Rai H., Emtage A.L. *The calculation of heat release energy from engine cylinder pressure data*. SAE Paper, 1998, № 981052. 16pp.

[7] Кирпичев А., Симчук А., Тищенко Ю. Датчики динамического давления: продукция компании "Глобалтест". Электроника: наука, техно-логия, бизнес, 2008, №1, с. 88–91.

[8] Pischinger R. *Engine Indication. User Handbook.* Graz, AVL, 2002.151 pp.

[9] Трунов А.И., Конькова И. Д., Коньков А. Ю. Влияние индикаторного канала на результаты оценки тепловыделения среднеоборотного дизеля. Транспорт Азиатско—Тихоокеанского региона, 2015, № 2 (4), с.30-35.

[10] ГОСТ 18509-88 Дизели тракторные и комбайновые. Методы стендовых испытаний. Москва, Издательство стандартов, 1988. 27 с.

[11] Волчок, Л.Я. Методы измерения в двигателях внутреннего сгорания. Ленинград, Машгиз,1955. 271 с.

[12] Nagao F, Ikegami M. *Errors of an Indicator Due to a Connecting Passage*. Bulletin of JSME, 1965, vol.8, № 29, c.98–108.

[13] HountalasD.T., Anestis A. *Effect of pressure transducer position on measured cylinder pressure diagram of high speed diesel engines*. Energy Convers. Mgmt, 1998, Vol. 39, No. 7, p. 589–607.

[14] Кулешов А.С., Козлов А.В., Фадеев Ю.М., Барченко Ф.Б. Программа Дизель-РК: моделирование и оптимизация рабочих процессов ДВС. В сборнике: Двигатель-2010 Материалы международной конференции. 2010. С. 287-292.

Thermal Overload of Piston Crowns due to the Formation of Oil Coke Deposits on Surfaces of the Cooling Gallery S. Bludszuweit, S. Chrobak

MET Motoren- und Energietechnik GmbH, Germany

The design process of the modern combustion engines and their pistons is determinated by still increasing power density and emission limitations. To support this complicated design process a Virtual Piston Model (VPM) has been developed. This numerical model enables coupling of the main thermal calculation models used for a long time for analyses of the piston: combustion model, piston shaker cooling model and model of the heat transport in the piston body. The VPM includes a new developed cooling oil carbonization model. This model is able to predict the oil coke deposit formation on the walls of the piston cooling gallery. The oil coke layer has a very good thermal isolation property – thermal conductivity is approximate 100 times lower than steel. The formation of the coke deposit causes significant temperature increase in the piston crown. Such an increase in temperature could considerably influence the real thermal load on the piston and in some cases lead to thermal overload of the piston crown and piston damage.

<u>Keywords</u>: virtual piston model, piston design and analyses, piston shaker cooling, cooling oil carbonization, oil coke deposit

1. Motivation

Increasing the power density in currently developed engines is still one of the central development goals of engine manufacturers. In particular, the further development of two-stage turbocharging technology opens up new possibilities for increasing the power density of future engines. Current limitations result on the one hand from the increased emission limitations / emission requirements. On the other hand, the materials of the combustion chamber components including piston crone define allowed thermal stress level.

In modern large engines with very high mean effective pressures, piston damage occurs increasingly in the form of heavy material removal on the combustion chamber side of the piston crown. In many cases, these damages lead to a dramatic shortening of the life time of the pistons.

While the cylinder head and cylinder liners are cooled with cooling water, the pistons are usually cooled with engine oil. This results in a significantly lower heat transfer coefficient for piston cooling compared to water-cooled components. This disadvantage is best compensated by efficient shaker cooling procedure in the cooling gallery of the pistons. This procedure leads to a significantly better piston cooling in comparison to the salt-core cooling channel or spray jet cooling in small pistons (Figure 1).

Another trend in future engine development is aimed at extremely lightweight design. This trend means for piston designs, the use of higher strength materials (e.g. heat-treatable steels instead of aluminium alloys). This transition to lightweight construction results in significantly lower wall thicknesses between the cooling gallery and combustion chambers. This is necessary for not exceeding the piston crown material temperature limit on the combustion chamber side.



Figure 1: Schematic diagram of the three most commonly used types of piston cooling: a. Salt-core cooling channel, b. Spray jet cooling, c. Shaker cooling

On the oil cooling side of the piston crown, the upper limit for the surface temperature is given by the thermal stability of the engine oil used for cooling independent from the selected cooling kind of the piston (Figure 1). Depending on the antioxidant additives selected, engine oils can be used up to surface temperatures of 240 °C in the cooling chamber.



Figure 2: Oil coke deposit at wall of the cooling gallery in piston crown of large-bore engine

By modern high-performance engines with effective mean pressure of 30 bar, these temperatures can be significantly exceeded both locally and over time. These exceedances lead to local coking in the cooling chamber (Figure 2).

2. Virtual Piston Model (VPM)

As in the chapter 1 mentioned, the specific power density of the newly developed combustion engines and thermal load of the piston are further increasing.

For that reason the piston cooling is one of the most important aspects in piston design process. It is necessary to develop a virtual model of the piston including the physically and mathematically description of main heat flow ways inside the piston. This model has been developed for the gas engine pistons with piston cooling realised by the oil shaker in the inner and outer cooling gallery - Figure 3. The developed numerical algorithms can be applied for all combustion engine pistons with different piston cooling approaches (Figure 1).



Figure 3: 3D CAD model of the piston for gas engine.

The first development step considers for the Virtual Piston Model only the piston crown, which also is the part that has to resist the highest thermal stresses.

The virtual model of the piston crown includes following heat transport components (Figure 4):

• Thermal energy input generated in the combustion process

This heat flow calculated in a 3D combustion simulation is mapped on the piston as the transient, location-dependent gas temperature and as the wall heat transfer coefficient.

• Thermal energy output to the oil in cooling gallery

The heat transfer between piston and cooling oil was calculated in the two-phase computational fluid dynamic simulation (CFD). This 3D calculation model is able to characterize the detailed oil flow and heat transfer in the cooling gallery under dynamic conditions considering the temperature depending oil parameters. The output of this CFD oil shaker simulation - the heat flux on the wall of cooling gallery was transferred to the Virtual Piston Model.



Figure 4: Heat flow in the Virtual Piston Model

• Thermal energy output to the piston rings set

The main heat flow from the piston to the cylinder liner goes through the piston ring set. This heat flow is defined in the Virtual Piston Model, based on literature values and own experiences.

On the contact surface between piston crown and piston lower part a constant temperature was assumed as a boundary condition.

The Figure 5 shows the calculation results for the temperature field in the piston crown (steel) and for cooling oil temperature in the cooling gallery. The temperatures of the piston are shown as time average temperature field. The calculated temperature distribution was evaluated by a measurement on the engine test bed by the project partner. As can be clearly seen, the piston surface reflects the flame patterns from precombustion chamber as well as the influence of intake and exhaust flows (Figure 6).





As an extension of the Virtual Piston Model, an additional numerical model has been developed which takes into account the isolating properties of the coking layer. This model can be used to predict whether formation of the coke layer is to be expected and how a possible coke layer will affect the temperature field in the piston crown. In the current model, an oil coking layer of constant thickness is implemented in the areas of cooling gallery walls, where the wall surface temperatures are higher than the allowed operating temperature of the oil. The result of this a study is presented in Figure 6. A constant thickness of 0.5 mm was assumed for the coked deposit layer. The material properties of the coked oil were used as follows:

> Density: $\varrho = 1500 \frac{kg}{m^3}$ Thermal Conductivity: $\lambda = 0.3 \frac{W}{mK}$ Heat Capacity: $c_p = 400 \frac{J}{kgK}$

The temperature fields shown in Figure 6, taking into account the above assumed coking layer properties, show a significant temperature increase (up to approx. 80K) for the piston with the coking layer on the wall of the cooling gallery. Such an increase in temperature could considerably influence the real thermal load on the piston.

On the other hand, this temperature increase is strongly dependent on the thermal properties of the coking layer, which are again not widely documented in the literature. For this reason, an investigation of the formation of the coking layer and determination of its most important thermal properties was included in the project. The current status of the study will be described in Chapter 3.

In the next step, the Virtual Piston Model is extended by an algorithm that can locally assume different thicknesses of the oil coke layer. This model will represent a real structure of the coking layer and predict more precisely the effect of it on the temperature field in the piston crown.



Figure 6: Comparison of calculated temperature field in piston crown without coke deposit (left) and with coke deposit (right)

3. Investigation of the formation of the coking layer in an oil coking test station

All oils used for the lubrication and cooling of engines and pistons are subject to an oxidation process at higher temperatures. This process causes changes in the oil that leads to deposits on the hot walls. Modern oils contain corresponding additive substances which increase the thermal stability of the oils. In order to investigate the thermal properties of coke deposits, the oil coke layer was produced on a metal sample first. For this purpose, a test station was developed and built. In that station the metal samples are periodically heated and then immersed again in the oil to wet the surfaces of the samples with the oil. This periodic procedure approximately corresponds to the conditions acting on the oil in the shaker chamber of the piston by each rotation of the engine crankshaft. The 3D model of the test bench is shown in Figure 7.

The metal sample was subjected to several heating and oil wetting cycles. The sample was then ground on one of the two lateral surfaces and examined under a microscope to measure the thickness of the deposit layers (Figure 8).

The material of the samples is 42CrMo4V. This material is often used for the manufacturing of the piston upper part. The oil for the tests was typical oil for the high loaded gas engine.

The above-mentioned specimens with deposit layers will be used in the next step for the experimental analysis of the thermal conductivity of coke layers.


Figure 7: 3D model of the test station for the oil coke formation (1 – metal test sample, 2 – oil tank, 3 – thermocouple, 4 – stepper motor, 5 – induction heating, 6 – control box, 7 - fan)



Figure 8: Investigation of the oil coke deposit on the metal test sample using a microscope.

4. Summary

Based on increasingly observed thermal damage of pistons with very high effective mean pressures, accurate prediction and optimization tools are required which describe realistically the complete heat transfer process in the engine piston. The solution for this problem leads to the development of a Virtual Piston Model that realistically describes the physical transient and location-dependent process of heat transfer from the combustion chamber to the cooling gallery of the piston.

The article reports on the development and exemplary application of this Virtual Piston Model.

By use of the simulation models, the design condition of the piston is compared with a piston with the oil coke deposits on the cooling gallery surfaces.

The accuracy of the simulation results depends strongly on the accuracy of the used material values. While the material values for the combustion chamber gases, for the material of the piston crown and for the cooling oil are known, more precise information on the formation and material properties of the coking layers is missing. For this reason, a model test was designed and developed which has a great physical and chemical similarity to the oil coking processes on pistons crown of highly efficient engines. This article describes the developed test station. The structure of the coking layers obtained in the experiment is very similar to that observed in real pistons. With the developed test station, good conditions have been created to gain a deeper insight into the formation of such coking layers. In addition, the coking layers produced on the metal test sample can be used to reliably determine the material properties of these oil coking layers.

The research results presented in this article provide direct support for future engine development. In particular, the physically based modelling of the heat transfer from the combustion chamber to the cooling chamber extends by development of new engines the possibilities for future performance increases and emission reductions.

A deeper understanding of the formation of oil coke layers enables an extension of the service life of modern pistons and prevents engine damages due to thermal overload of the pistons.

In this article described research and development work carried out within the framework of project "SimShaker" FKZ: 03SX415B founded by German Federal Ministry for Economic Affairs and Energy.

CONTACT INFORMATION

Bludszuweit, Siegfried, Prof. Dr.-Ing. habil., CEO, MET Motoren- und Energietechnik GmbH, Germany: siegfried.b@met-online.com

Chrobak, Slawomir, Dipl.-Ing., Research engineer, MET Motoren- und Energietechnik GmbH, Germany: slawek.c@met-online.com

Application of a Twin-Screw Mechanism for Realisation of the Stirling Cycle in Cooling and Cryogenic Machines

Khamid MAHKAMOV*, Irina MAKHKAMOVA, Fadi KAHWASH

Northumbria University, Ellison Place, Newcastle upon Tyne, United Kingdom *Corresponding author: khamid.mahkamov@northumbria.ac.uk

Keywords: rotary positive displacement machines, Stirling Cycle

The paper describes principles of operation of a novel rotary type Stirling cycle machine based on the twin-screw rotary positive displacement mechanism. When rotary positive displacement mechanisms are used for expanding or compressing gases, the flow of the gas is one-directional with volumes of chambers varying in accordance with a saw-tooth type function. The proposed design solution combines at least two units of gas-coupled compressor and expander arrangements with a required shift in the shaft angle. Units are connected to each other via a set of heat exchangers, which are conventional for Stirling cycle machines and include recuperative cooling and warm heat exchangers with a regenerator, built between them.

The operational capability is demonstrated using three-dimensional CFD simulations. Computational results demonstrate reciprocating flow of the gas between units and pressure variation as in conventional Stirling machines, and functioning of the proposed design as a multi-cylinder, double acting Stirling machine. In the suggested design it is possible to achieve full dynamic balancing due to the rotation of screws around their axes. It also eliminates a number of design and operational problems of Stirling machines with reciprocating pistons and their kinematic drive mechanisms.

1. INTRODUCTION

The ideal Stirling cycle is a thermodynamic cycle, in which there is a cyclic compression and expansion of gas working fluid at different temperatures, such that there is a net conversion of thermal energy to mechanical work. The cycle is reversible: if supplied with mechanical power, the apparatus can function as a heat pump or cooling machine for respective heating or cooling.

The ideal Stirling cycle is a closed regenerative cycle which means that the working fluid is permanently contained within the thermodynamic system in which an internal heat exchanger, called a regenerator, is used. The regenerator increases the thermal efficiency by recycling internal heat that would otherwise pass through the system irreversibly. The ideal Stirling cycle, like many other thermodynamic cycles, comprises the four main processes of (i) compression, (ii) heat addition, (iii) expansion, and (iv) heat removal. However, in real engines these processes are not discrete and overlap.

An example of a typical Stirling engine with a crank-drive mechanism is shown in Figure 1 [1].



Figure 1. Conventional Stirling Cycle Machine with reciprocating pistons and crank-drive mechanism [1].

Here, a single gas circuit is made of two cylinders 4, 5 that are connected to each other through channels of three heat exchangers, a heater 1, a regenerator 3 and a cooler 2. The external surface of the heater 1 has an elevated temperature due to exposure to a high temperature environment and its function is to transfer heat into the working fluid inside the engine, whilst the working fluid flows through the channels of the heater 1. The external surface of the cooler 2 is exposed to relatively low temperature environment and its function is to reject heat from the working fluid whilst it flows through the channels of the cooler 2.

A regenerator 3 is introduced between the heater 1 and the cooler 2 to prevent heat losses that would otherwise occur if the heater 1 and cooler 2 were in direct contact. The regenerator 3 in this example comprises a porous medium that is enclosed in a metallic casing. This porous medium is made from a material with a high heat capacity and should ideally have infinite radial- and zero axial thermal conductance. The porous medium can be understood to act as a heat sponge, where heat is transferred to the material of the regenerator and stored when the working fluid flows from the "hot" zone to the "cold" zone. When the working fluid flows in the opposite direction, the stored heat is returned from the regenerator to the working fluid. Thermo-insulation is usually used to separate the porous medium from the walls of its casing in order to further reduce heat losses.

To provide for most of the working fluid to be in the hot zones (i.e. hot cylinder 4 and heater 1) during the heat input phase, and for most of the working fluid to be in the cold zone (i.e. cold cylinder 5 and the cooler 2) during the heat rejection phase, the piston 6 in the hot cylinder 4 is leading the piston 7 of the cold cylinder 5 by usually 90° to 110° (degrees of crankshaft angle) in the displacement, so the volume of the hot cylinder 4 leads the volume of the cold cylinder 5 in its variation by 90° to 120° degrees.

Figure 2(a) shows an example diagram of volume change (variation) in the hot cylinder 4 (dashed line) and in the cold cylinder 5 (solid line).

The two variable volumes (hot and cold) that are connected by a set of heat exchangers (heater 1, regenerator 3 and cooler 2), the variation of volume in the hot

space which is leading the variation of volume in the cold space by 90° to 110° (degrees), and the reciprocating flow of the working gas between the variable hot space and cold space through channels of a set of heat exchangers 1, 2, 3, are characterizing features of Stirling cycle machines. Typical PV-diagrams for the variable hot or expansion volume (dashed line) and the cold or compression variable volume (solid line) are shown in Figure 2(b).

Therefore, if the heater 1 is exposed to a relatively high temperature environment and the cooler 2 is exposed to a relatively low temperature environment, then the machine works as an engine that exerts power (i.e. the hot or expansion space area is greater than the cold or compression space area in the PV diagram, see Figure 2(b).



Figure 2. (a) - Variation of volumes of cylinders; (b) - pressure-volume diagrams.

However, if the cooler 2 is exposed to a relatively low temperature environment and the pistons are driven using an electric motor (e.g. via a shaft) or any other actuation sources, then the temperature of the working fluid in the heat exchanger 1 and variable expansion space 4 will reduce significantly (e.g. down to cryogenic levels), so that the machine operates as a cooling device generating cold (i.e. the expansion space area is less than the compressions space area in the PV diagram).

Alternatively, if the heat exchanger 1 is exposed to the relatively low temperature environment and the pistons are driven using an electric motor (e.g. via a shaft) or using any other actuation sources, then the temperature of the heat rejection in the cooler 2 will be significantly higher than the temperature of the heat exchanger 1, and the machine is working as a heat pump (i.e. absorbing heat at low temperature and delivering it ah high temperature).

The cycle of conventional Stirling machines with reciprocating motion of pistons in cylinders is usually completed in 360 degrees of the shaft angle.

However, conventional Stirling machines with reciprocating piston motion in cylinders (kinematical drive engines or free piston reciprocating machines) come with considerable disadvantages, such as, for example:

• Relatively large volumes and large specific areas of the variable volumes in the cylinders, which result in greater weight and dimensions of machines;

- Relatively large volume and weight of a crankcase and complexity of crankdrive or other types of kinematical drive mechanisms;
- Relatively low linear velocities of pistons, resulting in a relatively low rotational speed of a shaft or frequency of piston oscillations in free piston machines (typically up to 3000-4000 RPM).

In order to reduce the size and weight of these machines, designers may separate the crankcase from the gas circuit of the engine using a "sealing" of the vertical rod connecting pistons and drive mechanism (i.e. a so called unpressurised crank-case). Such a sealing has been achieved only on a very limited number of Stirling machines, and even in those engines the working fluid in the internal gas circuit has to be replenished repeatedly, since it is not possible to fully eliminate working fluid leakages in a rod sealing.

In free piston machines there is no conventional drive mechanism and pistons are driven reciprocally utilizing the gas forces provided in the internal gas circuit of machines and mechanical springs. The oscillating motion of the cold piston may be converted into electrical power by attaching rare-earth magnets to the piston and these magnets are surrounded by copper coils (i.e. the concept of linear generator). Such machines do not have a large crankcase and the engine is fully sealed by placing the linear alternator inside the engine casing. Its specific weight and dimensions are significantly improved than those of conventional kinematical machines, but to date the power output is limited to about 3 to 10 kW (Kilowatts), which is considerably lower than the output of conventional kinematical engines. The frequency of oscillation of the pistons corresponds to a rotational speed of the shafts between 2000 and 4000 RPM (revolutions per minute).

2. PREVIOUS WORK ON CONVENTIONAL STIRLING ENGINES

The first two authors of this article have long experience of R & D in the area of conventional Stirling engines and the following two cases demonstrate examples of such Stirling cycle machines.

The first case presents a 1-kWel kinematical Dish-Stirling system [2], see Figure 3. The steel frame of the Concentrator had a parabolic form with a focal length of 3.5 m and 89 separate quadratic 0.5 m×0.5 m spherical mirrors of various diameters were installed on its surface. A tracking mechanism allowed the Concentrator to follow the motion of the sun. Figure 3 also shows experimental results and at solar irradiance of about 850 W/m² the system produced 1-kW of electrical power.

Figure 4 shows the schematic diagram of the 1-kW Stirling Engine which was installed on the system and it was of the α -configuration. The Stirling engine consisted of two cylinders - a cylinder for the expansion space (16) and a cylinder for the compression space (10) -mounted on a pressurized crankcase (11). The expansion and compression cylinders were arranged as a 'V' type at an angle 90° between their axes. The engine heater (3) was of a cylindrical cavity type and its external surface (1) was for the input heat flux due to solar irradiation from the Concentrator. The regenerator (4) was also cylindrical in shape and had mesh gauzes which had been manufactured from a stainless steel type of material. The cooler (7) consisted of a package of tubes which were washed with water. The water jackets on the cylinders

and the cooler were connected by the tubes (5, 6) of the cooling system. To reduce the heat losses, the heater, the regenerator, the cylinder of the expansion space and the tube joint (17) between the "hot" cylinder and the heater were surrounded by thermoinsulation (2,15). The piston of the expansion space (14), and the piston of the compression space (9), had two guiding and two sealing rings which had been made from a fluoroplastic based material. The drive mechanism shaft had a sealing brush which had been made from the same material on the exit from the crankcase and the fly-wheel set on the nozzle of the shaft. Rolling bearings were used in the ends of the connecting rods (12, 13) and in the bearings for the crank mechanism. Helium was the working gas for the engine and an alternator is used as a load device.



Figure 3. A Dish/Stirling engine Power Unit.



Figure 4. The schematic diagram of the 1-kW Stirling Engine.

The principal parameters of the engine are given in the Table 1. Later modifications of this engine were made with the electrical alternator built into the crankcase.

Table 1 Specifications of the Stirling Engine	
Working fluid	Helium
Maximum working fluid pressure	4.177 MPa
Cycles per second	20
Diameter of the "hot" and "cold" cylinders	0.095 m
Stroke of the pistons	0.033 m
External diameter of the guide and sealing rings	0.095 m
Internal diameter/height of sealing rings	0.085/0.004 m
Diameter/width of the shaft sealing brush	0.004/0.0365 m
Diameter/width of the fly-wheel	22.3/8.2 cm
Diameter of the connecting rod small/big end	0.02/0.04 m
bearings	
Length of the connecting rods	0.165 m
Minimum volume of the crankcase	$4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$

Table 1 Specifications of the Stirling Engine

The second case describes a small gamma-type Stirling engine. Figure 5 presents a photograph of the test rig which consisted of such small gamma-type kinematical Stirling engine with a gas burner and combustion chamber and a boiler for utilisation of exhaust gases [1, 3].



Figure 5. A photograph of the experimental test rig with a small Stirling engine. 1- the Stirling engine; 2- the combustion chamber; 3- the gas burner; 4- the boiler.

Figure 6 shows the main cross-sections of the Stirling engine which is installed on the test rig. The Stirling engine is of a γ -type and for the production of 400 W. The machine consists of two –"hot" (1) and "cold" (2)- cylinders installed on a pressurised

crankcase (3) which houses a crankshaft drive mechanism (4) with a fly-wheel (5). The crankshaft is installed in the crankcase using rolling bearings (6). The displacer (7), made from a titanium alloy, and the power piston (8), made from an aluminium alloy, are connected to the crankshaft by rods (9) and (10). Both the pistons have guiding (11) and sealing (12) rings made from a fluoroplastic based material. Fins (13) on the crank-case are used to cool the guiding and sealing rings of the power piston (8). The same type of fluoroplastic material is used to manufacture the sealing (14) of the displacer rod. The piston (15) is also connected to the crankshaft and is used to unload the displacer (7) from side forces during its movement. A three-phase induction alternator (16) is installed on the shaft (17) of the drive mechanism and is enclosed in the sealed casing (18). The angle between the axes of the cylinders is 90° and the displacer (7) splits the volume of the "hot" cylinder (1) into two parts. The volume (19) which is above the displacer (7) is the expansion space. The volume (20) which is below the displacer (7) is the first part of the compression space, whilst volume (21) is second part. Both parts of the compression space are connected by the special channels (22) drilled in the body of the crankcase (3). The volumes (19) and (20) are connected through the channels of the tubular basket type heater (23), co-axial regenerator (24) and the tubular cooler (25). The hot cylinder (1) of the engine, tubes of the heater (23), collector (26) and casing of the regenerator (24) and its mesh gauzes are manufactured from a stainless steel type material. The cooler (25) is made as a bank of copper tubes which are washed with the water in the water jacket (27) of the engine. The water jacket (28) is used to cool the alternator (16). The diameter and stroke of both the piston and displacer are 62 and 33 mm, respectively. The speed of the engine is about 20-22 Hz and helium is used as the working fluid in the cycle.



Figure 6. A general scheme of a small gamma-type kinematical Stirling

Figure 7 demonstrates the design variation of the above engine which has a flat heater instead of basket-type tubular one [3]. Figure 8 shows a typical experimental PV diagrams for such engines obtained using instantaneous pressure sensors. The obtained electrical power was around 320-350 W at measured indicated power of about 800 W [1].



Figure 7. An appearance of a small gamma-type kinematical Stirling engine with flat heater.



Figure 8. Typical experimentally obtained pressure-volume diagrams in the expansion and compression spaces of the engine [1].

3. THEORETICAL INVESTIGATIONS EXPERIENCE

The second-order models and Computational Fluid Dynamic models were routinely used for designing of engines [2, 4,5].

In the second-order models the calculation scheme of the engine the engine is made of a sequence of five or more chambers representing volumes of the expansion space, heater, regenerator, cooler and compression space, respectively. Gas temperature variations in the chambers are taken into account due to changes in pressure, gas flow from and into chambers and heat transfer to the walls of chambers. A set of ordinary differential equations of mass and energy conservation are derived for each chamber and solved numerically together with ideal or real gas state equation. When heat transfer between the walls of chambers or the elements of the regenerator matrix due to conductivity and radiation is not taken into account, then, in addition to the set of thermal boundary conditions, a special criteria has to be introduced to achieve an overall heat balance in the cycle. This is necessary to obtain a solution in the stable regime of operation with the known speed of the engine. If the energy conservation equations for the elements of walls of the chambers and matrix of regenerator are included into the general set of equations then it is necessary to specify only a set of thermal boundary conditions to obtain a solution. The reminder of the method of the calculation of the cyclic work is similar to that of using first order-models. Usually models consider from 5 to 32 chambers in the calculation scheme of the engine.

Two- and three-dimensional Computational Fluid Dynamics (CFD) models of engines were usually deployed at later stages of the design process. This type of modelling has been broadly used for design and development of internal combustion engines and gas turbines and relatively recently these were deployed in R & D of Stirling Engines. The main feature of such type of modelling is that the real threedimensional geometry of the engine can be considered in the calculation scheme of the engine. The computational domain is subdivided into small finite elements (volumes) and the properties of the flow, such as velocities, temperature and pressure, are obtained for nodes of these elements by numerical solution of the full set of governing equations of mass, momentum and energy conservation for two- or threedimensional flows [6, 7]. In the general case multiphase flow with chemical reactions (combustion) can be considered. Finite elements or control volume techniques can be used for the numerical solution of the governing equations. In principle, this method allows one to consider conjugate heat transfer (heat conduction due conductivity, heat transfer and radiation) between the working gas and the constructive elements of the design. Furthermore, heat and mass transfer processes, which occur in the internal gas circuit of the engine, in design elements of the machine and on its external circuit (combustion and flow in the combustion chamber) can be considered and their dynamic interaction analysed. Figure 9 shows an example of computational grid for the internal gas circuit of the gamma-engine in Figure 6 and Figures 10 and 11 show the gas flow and typical distributions of temperature and pressure inside the engine [1].

4.TWIN-SCREW STIRLING CYCLE MACHINE FOR CRYOGENIC APPLICATION

Rotary mechanisms, such as twin-screw or scroll mechanisms, were considered for use in Stirling-cycle machines, see for example [8, 9]. In [9] the application of a scroll mechanisms resulted in a Joule cycle apparatus. Twin-screw mechanisms have been a very popular choice for compressors. Figure 3 (a) to (d) shows a full cycle of a twin-screw compressor. During operation (i.e. rotation of the twin-screw shafts), two intermeshing and counter-rotating male and female rotors trap a working fluid 1 (e.g. gas) in-between corresponding lobes and the enclosing casing 2. The gas is pushed forward axially by the intermeshing male and female lobes, so that the volume of the chamber, created by the intermeshing male and female lobes, is reduced progressively, causing the trapped gas to be compressed.





Figure 9. A three-dimensional computational grid of the Stirling engine.

Figure 10. Velocity fields (a) in the expansion space and (b) in the cold cylinder (m/s) for one of the characteristic points in the cycle.



Figure 11. Examples of the temperature ((a) - in degrees K) and pressure ((b)-in Pa) distributions in the gamma-type engine

As shown in Figure 12 (a) the gas 1 is taken in through an intake port 3; (b) the gas 1 is then trapped and moved in an axial direction; (c) the gas is compressed by the reducing chamber volume provided by the intermeshing lobes; and (d) the gas 1 is discharged through a discharge port 4.



Figure 12: Twin-screw mechanism compressor.

However, the cyclic volume changes provided by the twin-screw, scroll or conical single screw mechanisms follow a linear or nonlinear saw-tooth function, as shown in Figure 13. Here, the slow ramps may be defined by a linear function (i.e. a straight line), but may also be described by a nonlinear function (e.g. part of a harmonic or non-harmonic function). This saw-tooth character of the working fluid volume variation, as provided by these rotary machines, and one-directional flow of the gas seemingly made twin-screw or scroll mechanisms unsuitable for use in the Stirling cycle.

It is an objective of this paper to present a Stirling-cycle apparatus that utilizes rotary expander and compressor mechanisms, such as twin-screw, scroll or single conical screw mechanisms, even if they are positive displacement machines providing the flow of the working fluid in one direction [10].

Realization of the apparatus using the above mechanisms is demonstrated on the twin screw configuration in application to Stirling cooling machines. Figure 14 shows such the arrangement which consist of two identical units, except the first unit leads the second unit in rotation by 90 degrees. This shaft angle difference in rotation can be easily changed to be adapted for best performance of the Stirling machine.



Figure 13. Volume variations in twin screw, scroll or conical single screw expander or compressor machines.

Each unit consist of two mirrored twin screws on the same shaft. In this example four lobe male and 6 lobe female screws are used. This arrangement is equalling to 8cylinder machine. The casing and meshed lobes of male and female rotors form a compression chamber on the upper part of the unit and on opposite (bottom) side expansion process takes place. In this example geometrical parameters of the rotors are selected in such a way they compression or expansion in chambers is completed during a single full evolution of the shaft (in 360 degrees of the shaft angle). In commercially produced twin screw mechanisms this angle may vary and be less than 360 degrees but it does not affect the thermodynamic cycle. Both compression sides in the unit are connected to each other to form a single compression chamber. In similar way, both expansion chambers at the bottom side of the unit connected to each other to form a single expansion chambers.

Figure 15 shows that corresponding compression and expansion chambers are connected to each other through conduit channels in the shaft in a certainly timed manner so the gas is compressed by the compression chamber during the first half of the cycle and then this gas is directed and expanded during the second half in the expansion chamber. Meantime the portion of the gas which was expanding during the first half of the cycle then will be directed and compressed in the compression chamber, see Figure 16. In this way two working spaces of a Stirling Cycle machine are formed which vary in anti-phase. If these working spaces will be connected through a set of heat exchangers to the corresponding working spaces in the second unit as shown in Figure 17, then there will be periodic pressure variations in such single gas circuit formed by corresponding working spaces in each unit and the set of heat exchangers which connect them.



Figure 14. Stirling cycle machine apparatus consisting of two units of double twin screw mechanisms.



Figure 15. Connection of compression spaces in each chamber of the twin screw mechanism to the corresponding expansion spaces trough conduit channels in the shaft.

Figure 18 presents results of the conducted CFD simulations of the novel Stirling cycle apparatus which clearly demonstrate the existence of the reciprocating flow between working spaces, located in two units shown in Figure 17. In Figure 19 this data is also presented as diagrams of the mass flow rate and pressure variation of the working fluid as a function of time in heat exchanger, which connects corresponding working spaces in two units. It should be highlighted that the above diagrams are very close to that presented for the conventional Stirling machine with reciprocating pistons (shown in Figure 18 for comparison purposes in the blue colour).

The above results obtained using CFD analysis clearly demonstrate that it is possible to use twin crew mechanism or similar rotational mechanisms for realization of the Stirling cycle.



Reciprocating flow

Figure 16. Formation of two working spaces per chamber of the twin screw mechanism with expansion and compression processes due to the timing of connection of corresponding compression and expansion spaces through conduit channels in the shaft.

Figure 17. Connection of corresponding working volumes between two units trough a set of heat exchangers (cold heat exchanger, regenerator and warm heat exchanger). Figure 20 (a) and (b) show alternative rotary mechanisms that can also be used for realisation of Stirling cycle in a similar manner described case of twin-screw mechanism

4. CONCLUSIONS

New design of Stirling Cycle machines has been proposed in this paper based on application of twin screw and other rotating mechanisms. It has been demonstrated that proposed design arrangement provides the periodic reciprocating flow between two corresponding working volumes as in the classical reciprocating piston Stirling machines.

The new design will have better performance in terms of dynamic balancing, vibrations and specific weight and volume. Due to these advantages one of the areas of potential application can be domestic and industrial scale refrigeration and cry-cooling of infrared sensors or for thermal management of other electronic devices.

Currently work is in progress on the development of the laboratory prototype of the new Stirling machine.



(a)





Figure 18. Results of 3-D CFD modelling of the gas flow in the proposed Stirling cycle machine apparatus (a) with demonstration of reciprocating flow between two units (b).



Figure 19. a) Dimensionless Mass flow rate and b) Pressure variation of the working fluid in the set of heat exchangers built in between two corresponding working volumes in two units of the proposed Stirling cycle apparatus;



Figure 20. (a) – scroll mechanism; (b) – conical single screw mechanism [11]: 1 – rotating single conical screw; 2 – rotating casing; 3 – inlet side; 4 – outlet side.

REFERENCES

- [1] K. Mahkamov. Chapter 18: Thermal-engine-based small and micro combined and power (CHP) systems for domestic applications: modelling micro-CHP deployment. (pp 459-513) in the book by R. Beith (Editor), "Small and Micro combined heat and power (CHP systems: Advanced design, performance, materials and applications", ISBN 978-1-84569-795-2, Woodhead Publishing Limited, 2011, 528 p.
- [2] Makhkamov, K. and Ingham, D.B., 1999, Analysis of the Working Process and Mechanical Losses in a Stirling Engine for a Solar Power Unit, ASME J. Sol. Energy Eng., 121, pp.121-127.
- [3] K Makhkamov, V Trukhov, B Orunov, A Korobkov, A Lejebokov, I Tursunbaev, E Orda, V Chuvichkin, G Yudin, E Muhamediev, DB Ingham. Proceedings of the 35th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference and Exhibition, V2, pp 723-733, Las Vegas, 2000, IEEE.
- [4] K. Mahkamov (2006). An Axi-Symmetric CFD Approach to the Analysis of the Working Process of a Solar Stirling Engine. ASME Journal of Solar Energy Engineering, 128(1):45-53.
- [5] K. Mahkamov (2006). Design Improvements to a Biomass Stirling Engine using Mathematical Analysis and 3-D CFD Modelling. ASME Journal of Energy Resources, 128(3):203-215.
- [6] Hirsch, C., 1990, Numerical computation of internal and external flows, Vol.1-2, Wiley, New-York, ISBN 0-471-92385-0.
- [7] Hoffmann, K.A. and Chiang, S. T., 2000, Computational Fluid Dynamics. Vol. I-III. Engineering Education System, ISBN 0-9623731-6-8.
- [8] US Patent US2014271308 (A1) Gerotor Rotary Stirling Cycle Engine
- [9] Youngmin Kim, Dongkil Shin, Janghee Lee and Kwenha Park. Noble Stirling engine employing scroll mechanism. Proceedings of the 11th International Stirling Engine Conference, 19-21 September 2004, University of Sapienza, Rome, Italy ISBN: 978-88-8326-021-6, PP. 67-75.
- [10] K Mahkamov and I. Makhkamova. A rotary stirling-cycle apparatus and method thereof. PCT/GB2016/053405. Priority date: 2015-12-11
- [11] <u>https://vertrotors.com</u>. Assessed on 8 July 2018.

Методика уравновешивания V-образного двигателя с угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов

Вальехо Мальдонадо П. Р. РУДН, Россия Чайнов Н. Д. МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Современные сверхкомпактные автомобильные двигатели, имеющие квази V-образную схему расположения цилиндров с кривошипно-шатунным механизмом (КШМ), не обладают равномерным чередованием вспышек в цилиндрах, что ведет к усилению вибраций и структурного шума, излучаемого двигателем.

Равномерное чередование вспышек в V-образном двигателе, как известно, можно обеспечить смещением шатунных шеек смежных цилиндров на определенный угол (рис. 1).



Рис. 1. Расположение кривошинов коленчатого вала, обеспечивающее равномерное чередование вспышек в четырехтактном V-образном двигателе: а – 6-цилиндровом двигателе с углом развала цилиндров 90°; б – 6-цилиндровом двигателе типа VR с углом развала цилиндров 15°; в – 12- цилиндровом двигателе типа W12 с углом развала блоков цилиндров 72°; г – 8-цилиндровом двигателе с углом развала цилиндров 75° В табл. 1 приведены основные параметры двигателей, расположение кривошипов коленчатых валов, которое представлено на рис. 1.

Параметры	Модель автомобиля			
	a.	б.	6.	г.
	E280	Golf	Audi -A8	Gelendwagen
				G400 CDI
Тип двигателя	с искровым зажиганием	с искровым зажиганием	с искровым зажиганием	дизель
Концерн	Mercedes-Benz	Volkswagen	Volkswagen	Mercedes-Benz
диаметр цилиндра (D), мм;	89,9	84,5	84,0	86,0
ход поршня (S), мм;	73,5	95,0	90,168	86,0
отношение радиуса кривошипа к длине шатуна (λ)	0,239	0,283	0,283	0,279
номинальная частота вращения (n), мин ⁻¹	5500	6300	6000	4000
степень сжатия (є)	10,0	11,3	10,75	18
эффективная мощность (Ne), кВт	162	185	309	184
дезаксаж (е), мм	0	± 12,5	± 12,5	0
относительное смещение оси цилиндра по модулю ($K = e/R$)	0	± 0,263	± 0,263	0
число цилиндров (<i>i</i>)	6	6	12	8
γ _{III}	30°	21°	21°	15°

Таблица 1 – Основные параметры двигателей

Для четырехтактных двигателей с числом цилиндров *i* и углом развала их γ_{μ} необходимую величину углового смещения γ_{μ} шеек можно определить по формуле (1),

$$\gamma_{\rm III} = \left(720^{\circ}/i\right) - \gamma_{\rm II} \,. \tag{1}$$

При наличии дезаксажа γ_{III} определяется по формуле (2) [3, 4]

$$\gamma_{\rm III} = \gamma_{\rm II} + 2 \left| \phi_{\rm BMT} \right|, \tag{2}$$

где $|\varphi_{BMT}| = \arcsin \frac{\lambda K}{(1+\lambda)}$ – абсолютное значение угла поворота кривошипа относительно оси цилиндра в дезаксиальном КШМ при положении механизма в ВМТ.

Дезаксаж, например, в двигателе VR-6 необходим для предотвращения пересечения поверхностей цилиндров в их нижней части. Поэтому оси правых цилиндров (со стороны носка коленчатого вала) имеют положительный дезаксаж, а оси левых цилиндров смещены относительно оси коленчатого вала в отрицательном направлении (рис. 2).

В работах [2, 3, 4, 5, 6] показано, что силы инерции первого и второго порядков от возвратно-поступательно движущихся масс и силы инерции от вращающихся масс являются уравновешенными. Их моменты не уравновешиваются. Исключениями являются моменты сил инерции второго порядка двигателя V8x75x15.



Рис. 2. Кинематическая схема двигателя VR-6 с дезаксиальным КШМ

В качестве примера представлена методика уравновешивания двигателя VR-6.

Уравновешивание моментов сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс

Уравновешивание моментов сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс в двигателе VR-6 удобно анализировать, заменяя указанные силы их проекциями на ортогональные координатные оси X и V. Ось V перпендикулярна оси коленчатого вала и совпадает с направлением биссектрисы угла развала цилиндров $\gamma_{\rm u}$; ось X - плоскости таких биссектрис в точках, принадлежащих линии пересечения плоскостей осей цилиндров левого и правого ряда (рис. 3).

Момент сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс удобно определять относительно точки «O» – середины коленчатого вала (рис. 3). Будем считать, что положительные проекции сил инерции относительно этой точки в 1-ом, 2-ом и 3-ем цилиндрах создают положительные моменты, а в 4-ом, 5-ом и 6-ом – отрицательные моменты. Тогда момент от сил инерции первого порядка, действующий в плоскости осей V,

$$M_{1y} = 2,5aP_{j1y(1)} + 1,5aP_{j1y(2)} + 0,5aP_{j1y(3)} - 0,5aP_{j1y(4)} - 1,5aP_{j1y(5)} - 2,5aP_{j1y(6)},$$
(3)

а момент от тех же сил, действующий в плоскости осей Х,

$$M_{1x} = 2,5aP_{j1x(1)} + 1,5aP_{j1x(2)} + 0,5aP_{j1x(3)} - 0,5aP_{j1x(4)} - 1,5aP_{j1x(5)} - 2,5aP_{j1x(6)}.$$
(4)

Момент сил инерции второго порядка, действующий в плоскости осей У,

$$M_{2y} = 2,5aP_{j2y(1)} + 1,5aP_{j2y(2)} + 0,5aP_{j2y(3)} - 0,5aP_{j2y(4)} - 1,5aP_{j2y(5)} - 2,5aP_{j2y(6)},$$
(5)

а момент тех же сил, действующий в плоскости осей X,

$$M_{2x} = 2,5aP_{j2x(1)} + 1,5aP_{j2x(2)} + 0,5aP_{j2x(3)} - 0,5aP_{j2x(4)} - 1,5aP_{j2x(5)} - 2,5aP_{j2x(6)}.$$
 (6)

$$Y P_{12(4)} P_{11(2)} P_{11(6)} P_{11$$

Рис. 3. Расчетная система координат двигателя VR-6

Преобразуя уравнения (3), (4), (5) и (6) с учетом выражений проекций $P_{j1y(i)}$, $P_{j1x(i)}$, $P_{j2y(i)}$ и $P_{j2x(i)}$ [3], получим

$$\begin{split} M_{1y} &= m_j R \omega^2 a \left(A_{1y} \cos \varphi + B_{1y} \sin \varphi \right) \cos \frac{\gamma_{\mathbf{u}}}{2}; \\ M_{1x} &= m_j R \omega^2 a \left(A_{1x} \cos \varphi + B_{1x} \sin \varphi \right) \sin \frac{\gamma_{\mathbf{u}}}{2}, \\ M_{2y} &= m_j R \omega^2 \lambda a \left(A_{2y} \cos 2\varphi + B_{2y} \sin 2\varphi \right) \cos \frac{\gamma_{\mathbf{u}}}{2}; \\ M_{2x} &= m_j R \omega^2 \lambda a \left(A_{2x} \cos 2\varphi + B_{2x} \sin 2\varphi \right) \sin \frac{\gamma_{\mathbf{u}}}{2}, \end{split}$$

$$A_{1y} = 3 - \sqrt{3}\lambda K - (3 + \sqrt{3}\lambda K) \cos \theta + (\sqrt{3} - 3\lambda K) \sin \theta;$$

$$B_{1y} = -\sqrt{3} - 3\lambda K + (3 + \sqrt{3}\lambda K) \sin \theta + (\sqrt{3} - 3\lambda K) \cos \theta;$$

$$A_{1x} = -3 + \sqrt{3}\lambda K - (3 + \sqrt{3}\lambda K) \cos \theta + (\sqrt{3} - 3\lambda K) \cos \theta;$$

$$B_{1x} = \sqrt{3} + 3\lambda K + (3 + \sqrt{3}\lambda K) \sin \theta + (\sqrt{3} - 3\lambda K) \cos \theta.$$

$$A_{2y} = 3 - 3\cos 2\theta - \sqrt{3}\sin 2\theta;$$

$$B_{2y} = \sqrt{3} + 3\sin 2\theta - \sqrt{3}\cos 2\theta;$$

$$A_{2x} = -3 - 3\cos 2\theta - \sqrt{3}\sin 2\theta;$$

$$B_{2x} = -\sqrt{3} + 3\sin 2\theta - \sqrt{3}\cos 2\theta.$$

$$\theta = \gamma_{III} - \gamma_{III} = 2|\phi_{BMT}| = 2\arcsin\frac{\lambda K}{(1 + \lambda)}.$$
(9)
$$\frac{\phi_{1y}}{m_{1x}} + \frac{\phi_{1x}}{\theta} + \frac{\phi_{1x}}{1 + \sqrt{9}} + \frac{\phi_{1x}}$$

где

Рис. 4. Графики изменения моментов от сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс, Нм, в плоскостях осей У и Х двигателя VR-6: а – от сил инерции первого порядка; б - от сил инерции второго порядка

Полное уравновешивание каждого из моментов M_{1y} и M_{1x} двигателя VR-6 достигается с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополнительных валах, параллельных оси коленчатого вала. Валы располагают обычно в плоскости, перпендикулярной соответствующей координатной оси – У для M_{1y} и X для M_{1x} , и вращают попарно в разные стороны с угловыми скоростями ω и – ω [3].

Полное уравновешивание каждого из моментов M_{2y} и M_{2x} двигателя VR-6 достигается с помощью четырех противовесов, установленных на двух дополнительных валах, вращающихся в противоположных направлениях с угловыми скоростями 2 ω и -2 ω [3].

Для моментов сил инерции 1-го и 2-го порядков, количество валов и противовесов можно сократить вдвое. Используя плоско-параллельный перенос дополнительных валов, переместим все противовесы, вращающиеся в одинаковую сторону (и с одинаковой частотой), с двух валов на один общий вал, и каждые два противовеса, оказавшиеся на одном конце этого вала, заменим одним противовесом, эквивалентным им по уравновешивающему действию (рис. 5, 6).



Рис. 5. К уравновешиванию моментов от сил инерции первого порядка (φ = 0) двигателя VR-6



Рис. 6. К уравновешиванию моментов от сил инерции второго порядка (φ = 0) двигателя VR-6

Как следует из рис. 5 и рис. 6, моменты, создаваемые противовесами, перенесенными на общий вал, действуют в одной плоскости. Экстремальные значения моментов каждого из выше указанных двигателей $|M_{1y}|_{max}$, $|M_{1x}|_{max}$, $|M_{2y}|_{max}$ и $|M_{2x}|_{max}$ имеют место соответственно при φ_{1y} , φ_{1x} , φ_{2y} и φ_{2x} (рис. 4). В табл. 2 представлены углы $\varphi_{1(\omega)}$, $\varphi_{1(-\omega)}$, $\varphi_{2(2\omega)}$, $\varphi_{2(-2\omega)}$ действия уравновешивания момента в плоскости относительно оси У, зависимость моментов $M_{np1(\omega)}$, $M_{np2(2\omega)}$, $M_{np2(-2\omega)}$ и масс, объединенных противовесов $m_{np1(\omega)}$, $m_{np2(2\omega)}$, $m_{np2(-2\omega)}$ (рис. 5 и рис. 6).

Уравновешивание моментов центробежных сил инерции вращающихся масс кривошипношатунных механизмов Равнодействующий момент $M_{R1.5}$ центробежных сил инерции, возникающих в левой 3цилиндровой половине двигателя, и равнодействующий момент $M_{R2.6}$ тех же сил, возникающих в правой 3-цилиндровой половине двигателя[3], представлены в табл. 4. Момент $M_{R1.5}$ действует во вращающейся плоскости, опережающей плоскость 1-го кривошипа на угол 30°, и может быть уравновешен противовесами $m_{npR1.5}$ (см. табл. 4), устанавливаемыми в этой плоскости на продолжении щек 1-го и 5-го кривошипов [3] (рис. 7). Момент $M_{R2.6}$ действует во вращающейся плоскости, отстающей от плоскости 2-го кривошипа на угол 30° (от плоскости 1-го кривошипа – на 30° po°_{20} po°_{20} po°_{20}). Он может быть уравновешен противовесами $m_{npR2.6}$ (см. табл. 4), устанавливаемыми в указанной плоскости на продолжении щек 2-го и 6-го кривошипов [3] (рис. 7).

Учитывая взаимное расположение масс $m_{npR1.5}$ и $m_{npR2.6}$ в анализируемом двигателе, целесообразно сократить количество уравновешивающих противовесов – с четырех до двух, заменяя для этого противовесы, расположенные на одном конце вала одним противовесом, эквивалентным им по уравновешивающему действию. Найдем угловое положение таких противовесов и их массы, определив величину и плоскость действия суммарного момента M_R всех центробежных сил инерции. Выполняя векторное сложение моментов $M_{R1.5}$ и $M_{R2.6}$ (рис. 8), найдем суммарный момент M_R в двигателе VR-6 (см. табл. 4). Этот момент действует во вращающейся плоскости, отстающей от плоскости 1-го кривошипа на угол $\varphi_R = 49^{\circ}_{10}$, и может быть уравновешен противовесами m_{npR} (см. табл. 4), устанавливаемыми в этой плоскости на продолжении щек 1-го и 6-го цилиндров [3].



Рис. 7. К уравновешиванию моментов центробежных сил инерции (1, 2...6 – номера цилиндров и кривошипов двигателя)

В табл. 2 и 3 представлены зависимости для уравновешивания моментов от сил инерции возвратно-поступательных и вращающихся масс разных двигателей.

	Двигатели			
	VR-6	V6 x90x30	W-12	V8 x75x15
φ _{1y}	56°-10 - 100° K,	150°±180° к,	86°-10 - 100° K,	26° - 100° K,
	$\kappa = 0, 1, 2, \dots$	$\kappa = 0, 1, 2, \dots$	$\kappa = 0, 1, 2, \dots$	$\kappa = 0, 1, 2, \dots$
ϕ_{1x}	146°-100° K	270°±180° к	176°+10 - 100°K	116°27 - 100° K
$\left M_{1y} \right _{\max}$	$0,111m_jR\omega^2a$	$1,732 \mathrm{m}_{j} R \omega^{2} a$	$0,4143m_jR\omega^2a$	$3,548m_jR\omega^2a$
$ M_{1x} _{\max}$	$0,907m_jR\omega^2a$	$1,732 \mathrm{m}_{j} R \omega^{2} a$	$1,2205m_jR\omega^2a$	$2,722m_jR\omega^2a$
<i>M</i> _{πp1(ω)}	$0,398m_jR\omega^2a$	$1,673 \mathrm{m}_j R \omega^2 a$	$0,817m_jR\omega^2a$	$6,27m_jR\omega^2a$
<i>M</i> _{πp1(-ω)}	$0,51m_jR\omega^2a$	$0,448\mathrm{m}_{j}R\omega^{2}a$	$0,403m_jR\omega^2a$	$1,826m_jR\omega^2a$
m _{πp1(ω)}	$0,398m_j \frac{R}{\rho_{\rm np1(\omega)}} \cdot \frac{a}{b_l}$	$1,673 \mathrm{m}_{j} \frac{R}{\rho_{\mathrm{np1}(\omega)}} \cdot \frac{a}{b_{\mathrm{l}}}$	$0,817m_j \frac{R}{\rho_{\rm np1(\omega)}} \cdot \frac{a}{b_{\rm l}}$	$6,27m_j \frac{R}{\rho_{np1(\omega)}} \cdot \frac{a}{b_1}$
<i>m</i> _{πp1(-ω)}	$0,51m_j \frac{R}{\rho_{\rm np1(-\omega)}} \cdot \frac{a}{b_{\rm l}}$	$0,448\mathrm{m}_{j} \frac{R}{\rho_{\mathrm{npl}(-\omega)}} \cdot \frac{a}{b_{\mathrm{l}}}$	$0,403m_j \frac{R}{\rho_{\rm np1(-\omega)}} \cdot \frac{a}{b_{\rm l}}$	$1,826m_j \frac{R}{\rho_{\rm np1(-\omega)}} \cdot \frac{a}{b_{\rm l}}$
$\phi_{l(\omega)}$	- 56°-+v	+15°	-86°-+v	- 26°-ד-נ
Φι(-ω)	+56°	-75°	+86°+v	+26°.,-+
Φ2 <i>y</i>	$56^{\circ} + v \perp 2v^{\circ} \kappa$,	$15^{\circ} \pm 90^{\circ} \kappa,$	86° + $_{-}$ $_{-}$ $_{-}$ $_{-}$ κ ,	-
	$\kappa = 0, 1, 2, \dots$	$\kappa = 0, 1, 2, \dots$	$\kappa = 0, 1, 2, \dots$	

Таблица 2 – Зависимости моментов, их экстремальных значений, масс противовесов, необходимых для уравновешивания моментов сил инерции возвратно-поступательно движущихся масс двигателей

φ _{2x}	11°-יע <u>י</u> דע אי <i>ר</i> אר	$135^\circ \pm 90^\circ \kappa$	41°	-
$\left M_{2y} \right _{\max}$	$0,797m_jR\omega^2\lambda a$	$1,732 \mathrm{m}_{j} R \omega^{2} \lambda a$	$1,5595m_jR\omega^2\lambda a$	-
$\left M_{2x}\right _{\max}$	$0,898m_jR\omega^2\lambda a$	$1,732 \mathrm{m}_{j} R \omega^{2} \lambda a$	$1,5385m_jR\omega^2\lambda a$	-
Μ _{пр2(2ω)}	$0,847m_jR\omega^2\lambda a$	$0,448 \mathrm{m}_{j} R \omega^{2} \lambda a$	$1,549m_jR\omega^2\lambda a$	_
<i>M</i> _{πp2(-2ω)}	$0,051m_jR\omega^2\lambda a$	$1,673 \mathrm{m}_{j} R \omega^{2} \lambda a$	$0,0105m_jR\omega^2\lambda a$	_
<i>m</i> _{пp2(2ω)}	$0,212m_j \frac{R\lambda}{\rho_{\rm np2(2\omega)}} \cdot \frac{a}{b_2}$	$0,112\mathrm{m}_{j}\frac{R\lambda}{\rho_{\mathrm{np2}(2\omega)}}\cdot\frac{a}{b_{2}}$	$0,3872m_j \frac{R\lambda}{\rho_{\rm np2(2\omega)}} \cdot \frac{a}{b_2}$	-
<i>m</i> _{пp2(-2ω)}	$0,013m_j \frac{R\lambda}{\rho_{\Pi p2(-2\omega)}} \cdot \frac{a}{b_2}$	$0,418\mathrm{m}_{j} \frac{R\lambda}{\rho_{\mathrm{np2}(-2\omega)}} \cdot \frac{a}{b_{2}}$	$0,002625m_j \frac{R\lambda}{\rho_{\Pi p2(-2\omega)}} \cdot \frac{a}{b_2}$	-
φ _{2(2ω)}	+66°	+75°	+6°-+v	-
φ _{2(-2ω)}	- 66°-10	-15°	-6°-10	-

a – расстояние между осями соседних цилиндров; *b*₁, *b*₂ – расстояние между плоскостями вращения противовесов для уравновешивания моментов от сил инерции соответственно первого и второго порядков; m_{*j*} – возвратно-поступательно движущаяся масса в одном цилиндре двигателя; ω – угловая скорость коленчатого вала, рад/с; *R* – радиус кривошипа; λ – отношение радиуса кривошипа к длине шатуна; ρ_{пp} – расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения соответствующего вала; знак «+» показывает направление по ходу часовой стрелки; знак «-» - против хода часовой стрелки.

	Де	вигатели		
VR-6		V6 x90x30		
M _{<i>R</i>1.5}	$2\sqrt{3}K_Ra$	M _{Ry}	1,732K _R a	
M _{R2.6}	$2\sqrt{3}K_Ra$	M _{Rx}	1,732K _R a	
т _{прR1.5}	$2\sqrt{3}\mathrm{m}_R \frac{R}{\rho_{\mathrm{\pi p}R1.5}} \cdot \frac{a}{b_{R1.5}}$	m _{прRy}	$1,732 \mathrm{m}_R \frac{R}{\rho_{\mathrm{mp}Ry}} \cdot \frac{a}{b_{Ry}}$	
т _{прR2.6}	$2\sqrt{3}\mathrm{m}_R \frac{R}{\rho_{\mathrm{mp}R2.6}} \cdot \frac{a}{b_{R2.6}}$	m _{прRx}	$1,732 \mathrm{m}_R \frac{R}{\rho_{\mathrm{\pi p}Rx}} \cdot \frac{a}{b_{Rx}}$	
M _R	1,302K _R a			
φ_R	49°10			
т _{прR}	$1,302 m_R \frac{R}{\rho_{\rm mpR}} \cdot \frac{a}{b_R}$			
W12		V8 x75x15		
M _{R1.6}	$1,302K_R \cdot a$	M _{R1234}	$\sqrt{10} K_R \cdot a$	
M _{<i>R</i>7.12}	$1,302K_R \cdot a$	M _{R5678}	$\sqrt{10} \mathrm{K}_R \cdot a$	
т _{прR1.6}	$1.302 \mathrm{m}_R \frac{R}{\mathrm{\rho}_{\mathrm{\pi}\mathrm{p}R1.6}} \cdot \frac{a}{b_{\mathrm{R1.6}}}$	т _{прR1234}	$\sqrt{10}\mathrm{m}_R \frac{R}{\rho_{\mathrm{mp}R1234}} \cdot \frac{a}{b_{R1234}}$	
т _{прR7.12}	$1.302 \mathrm{m}_R \frac{R}{\mathrm{\rho}_{\mathrm{\pi}\mathrm{p}R7.12}} \cdot \frac{a}{b_{R7.12}}$	т _{прR5678}	$\sqrt{10}\mathrm{m}_R \frac{R}{\mathrm{\rho}_{\mathrm{IIP}R5678}} \cdot \frac{a}{b_{R5678}}$	
M_R	$2,59K_R \cdot a$	т _{прR1234}	$\sqrt{10}\mathrm{m}_R \frac{R}{\mathrm{\rho}_{\mathrm{mp}R1234}} \cdot \frac{a}{b_{R1234}}$	
Φ _R	43°10	т _{прR5678}	$\sqrt{10}\mathrm{m}_R \frac{R}{\rho_{\mathrm{mp}R5678}} \cdot \frac{a}{b_{R5678}}$	
m _{пpR}	$2.59 \mathrm{m}_R \frac{R}{\mathrm{\rho}_{\mathrm{mp}R}} \cdot \frac{a}{b_R}$	M _R	6,27K _{<i>R</i>} · <i>a</i>	

Таблица 3—Зависимости моментов, их экстремальных значений, масс противовесов, необходимых для уравновешивания моментов сил инерции вращающихся масс двигателей

 $K_R = (m_k + m_{km})R\omega^2$ - центробежная сила (по модулю), действующая в одном цилиндре; m_k – неуравновешенная масса колена, приведенная к радиусу кривошипа; m_{km} – часть массы шатуна, приведенная к центру шатунной шейки; b_{Ry} , b_{Rx} – расстояния между плоскостями вращения противовесов; ρ_{npRy} и ρ_{npRx} – расстояния от центра тяжести противовеса до оси вращения вала; $b_{R1.5}$, $b_{R2.6}$, $b_{R1.6}$, $b_{R7.12}$, b_{R1234} , b_{R5678} – расстояния между плоскостями вращения противовесов; $\rho_{npR1.5}$, $\rho_{npR1.6}$, $\rho_{npR1.6}$, $\rho_{npR7.12}$, $\rho_{npR1234}$, $\rho_{npR5678}$ – расстояния от центра тяжести противовеса до оси вращения вала; b_R – расстояние между плоскостями вращения противовесов; ρ_{npR} – расстояние от центра тяжести противовесов; ρ_{npR} – расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения вала; b_R – расстояние между плоскостями вращения противовесов; ρ_{npR} – расстояние от центра тяжести противовеса до оси вращения коленчатого вала. Приведенные зависимости можно использовать при динамическом анализе уравновешивания четырехтактного двигателя, имеющего V-образную компоновку с разными углами развала цилиндров, угловым смещением шатунных шеек рядом расположенных шатунов и равномерным чередованием вспышек.

Литература:

1. Сегаль В. Ф. Динамические расчеты двигателей внутреннего сгорания. Л., Машиностроение, 1974. – 248 с.

2. **П.Р. Вальехо Мальдонадо, К. С. Руновский, Н.Д. Чайнов.** Уравновешивание Vобразного 6-цилиндрового четырехтактного двигателя с углом развала цилиндров 90° и равномерным чередованием вспышек// Грузовик, 2015, №6, с. 14-20.

3. **П.Р. Вальехо Мальдонадо, К. С. Руновский, Н.Д. Чайнов.** Уравновешивание 6цилиндрового четырехтактного двигателя типа VR с углом развала цилиндров 15° и дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом// Грузовик, 2016, №5, с. 3-13.

4. **П. Р. Вальехо Мальдонадо, К. С. Руновский, Н.Д. Чайнов.** Уравновешивание 12цилиндрового четырехтактного двигателя типа W дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Часть первая. // Грузовик, 2017, №11, с. 3-7.

5. **П. Р. Вальехо Мальдонадо, К. С. Руновский, Н.Д. Чайнов.** Уравновешивание 12цилиндрового четырехтактного двигателя типа W дезаксиальным кривошипно-шатунным механизмом и равномерным чередованием вспышек. Часть вторая. // Грузовик, 2017, №12, с. 3-7.

6. **П. Р. Вальехо Мальдонадо, Н.Д. Чайнов.** Уравновешивание 8-цилиндрового двигателя с углом развала цилиндров 75°. // (передана в печать) Грузовик, 2019, №1.

7. Конструирование двигателей внутреннего сгорания: Учебник для студентов вузов./ Н. Д. Чайнов, Н. А. Иващенко, А. Н. Краснокутский, Л. Л. Мягков; Под ред. Н. Д. Чайнова. – М.: Машиностроение, 2011. – 496 с.

8. Кинематический и динамический расчеты кривошипно-шатунного механизма с прицепным шатуном V-образного двигателя внутреннего сгорания с применением программы mathcad: Учебно-методическое пособие для выполнения практических и лабораторных работ, курсовых и дипломных проектов./ П. Р. Вальехо Мальдонадо, Д. К. Гришин, Н. Д. Чайнов. – М.: МГМУ «МАМИ», 2012. 120 стр.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Вальехо Мальдонадо П. Р.: <u>prvm@rambler.ru</u>,

Чайнов Н. Д.: <u>ndchainov@yandex.ru</u>

The procedure for balancing a V-shaped engine with an angular displacement of the connecting rod necks near the connecting rods

Vallejo Maldonado P. R. RUDN, Russia Chainov N. N. Bauman MSTU, Russia

А.В.Васильев, А.М.Ларцев, Е.А.Федянов Оценка возможных пределов форсирования дизелей воздушного охлаждения

Волгоградский государственный технический университет

A.V.Vasilyev, A.M.Lartsev, E.A.Fedyanov Assessment of the possible limits of the crossing air cooling diesel engines

Volgograd state technical University

В настоящее время резко возрос интерес к освоению Крайнего Севера и Арктики. Дизели воздушного охлаждения большой мощности могут найти широкое применение в столь суровых условиях. В связи с этим задача определения возможных пределов форсирования дизелей воздушного охлаждения вновь становится актуальной. Решение поставленной задачи было выполнено путем расчетно - экспериментального определения возможных пределов форсирования дизелей воздушного охлаждения по выбранному критерию, определяющему предел форсирования. В результате определены допустимые уровни форсирования дизелей воздушного охлаждения наддувом при различных коэффициентах избытка воздуха и стеохлаждения наддувочного воздуха. Ha основании пенях анализа результататов расчетов сделан вывод о том, что дизели воздушного охлаждения при форсировании наддувом особенно критичны к величине отношения давления наддува к противодавлению на выпуске. Показано, *увеличением* средняя что С этого отношения максимальная U температуры огневого днища головки цилиндра снижаются по линейному закону. Выполнена оценка возможных пределов увеличения диаметра цилиндра дизеля воздушного охлаждения с различными уровнями форсирования по среднему эффективному давлению.

Currently, interest in the development of the Far North and the Arctic has increased dramatically. High-power air-cooled diesels can be widely used in such harsh conditions. In this regard, the problem of determining the possible limits of forcing air cooling diesels becomes relevant again. The solution of the problem was performed by calculation and experimental determination of possible limits of forcing the diesel engine air-cooling according to the chosen criterion that defines the limit of forcing, at various degrees of intercooling and regulations on the coefficient of excess air. As a result, identify the acceptable levels of for-the contribution of diesel engine air cooling supercharged with different degree of cooling and the adjustment to the excess air ratio. Based on the analysis of rezultatov calculations it is concluded that the diesel engine aircooling when crossing the supercharged is especially critical to the value of the ratio of boost pressure to exhaust back pressure. It is shown that with an increase in this ratio, the maximum and average temperatures of the fire bottom of the cylinder head decrease linearly. The estimation of the possible limits of increasing the diameter of the air-cooled diesel cylinder with different levels of forcing on the average effective pressure.

<u>Ключевые слова</u>: двигатель воздушного охлаждения, уровень форсирования, охлаждение наддувочного воздуха, коэффициент избытка воздуха.

<u>Keywords</u>: the air-cooled engine, the level of boost, charge air cooling, the air excess factor.

Главной конструктивной особенностью многоцилиндровых двигателей воздушного охлаждения, затрудняющей форсирование, является отсутствие монолитного блока цилиндров. Вследствие этого картер легче деформируется под действием сил от опорных шеек коленчатого вала, что,

в свою очередь, нарушает геометрию опорных поверхностей и снижает надежность работы коленвала. Указанная конструктивная особенность осложняет форсирование, но не является фактором, определяющим предельно допустимый уровень повышения мощности. Жесткость картера может быть повышена увеличением толщины стенок, добавлением ребер жесткости. У коленчатого вала можно увеличивать диаметр шеек и сечение щек.

Фактором, принципиально ограничивающим достижимый уровень форсирования двигателей с воздушным охлаждением, является термическая напряженность головки цилиндра [1, 2].

Интенсивность отвода теплоты в охлаждающий воздух, как известно, существенно ниже, чем в жидкость [3]. Согласно имеющимся данным [4], коэффициент теплоотдачи на внешних охлаждающих поверхностях двигателей воздушного охлаждения лежит в пределах 50...800 Вт/(м²*К), в то время как при отводе теплоты в охлаждающую жидкость он на порядок больше [5]. Еще выше интенсивность теплоотвода при испарительном охлаждении.

При форсировании двигателя воздушного охлаждения тепловой поток в стенки камеры сгорания растет. В то же время количество теплоты, которое может быть отведено системой охлаждения, практически не увеличивается, так как конструктивные возможности увеличения поверхностей охлаждения, как правило, уже исчерпаны [6, 7], а повышение мощности вентилятора и, соответственно, скорости обдува поверхностей охлаждения воздухом не сильно влияет на теплоотдачу, но заметно снижает КПД двигателя [8].

С увеличением размерности дизелей воздушного охлаждения задача повышения мощности становится особенно сложной. Влияние размерности двигателя воздушного охлаждения на предельно достижимую величину среднего эффективного давления *p*_e обусловлено следующим. С увели-

чением размерности объем камеры сгорания при сохранении величины отношения хода поршня к диаметру цилиндра, а, следовательно, и количество сгорающей топливно-воздушной смеси растут примерно пропорционально кубу диаметра цилиндра. В то же время площадь охлаждаемых воздухом поверхностей увеличивается пропорционально квадрату диаметра. С учетом изложенного, при сохранении доли теплоты, передаваемой в стенки камеры сгорания, плотность теплового потока от внешних поверхностей должна с увеличением диаметра цилиндра расти. Практически это возможно лишь за счет повышения температур на охлаждаемых поверхностях и, как следствие, средних температур деталей двигателя.

Исходя из выше изложенного, можно утверждать, что для двигателей воздушного охлаждения существует предел повышения размерности, выше которого нельзя обеспечить допустимый температурный режим деталей цилиндро-поршневой группы при заданном уровне форсирования.

Среди серийно выпускавшихся и выпускающихся в настоящее время дизелей воздушного охлаждения самую большую размерность имел дизель 84ВH15/16, производившийся на Волгоградском моторном заводе. За время выпуска удалось повысить мощность этого двигателя с 272 кВт (p_e =0,85 МПа) до 404 кВт (p_e =1,26 МПа) [9, 10]. Это дизель имел также самое высокое значение p_e среди дизелей воздушного охлаждения, предназначенных для тягово-транспортных машин. Все это свидетельствует о том, что оценку возможности форсирования дизелей воздушного охлаждения до предельного уровня целесообразно рассмотреть на примере именно этого дизеля.

Оценка возможных пределов форсирования наддувом дизелей воздушного охлаждения при различных уровнях охлаждения наддувочного воздуха и различных регулировках по коэффициенту избытка воздуха была проведена с помощью расчетно – экспериментального метода оценки теплового состояния головки цилиндра [11].

На Рис. 1 показаны зависимости возможных по условию ограничения максимальной температуры головки цилиндра Ттах значений номинальной мощности Ne от глубины охлаждения наддувочного воздуха ΔT при различных регулировках по коэффициенту избытка воздуха α. Параметры турбокомпрессоров менялись с целью увеличения расхода воздуха.



Рис. 1. Предельная мощность двигателя по тепловому состоянию головки цилиндра

Выполнены расчеты по уменьшению коэффициента избытка воздуха путем увеличения цикловой подачи без изменения параметров турбокомпрессора. На Рис. 2, 3 приведены зависимости максимальной температуры головки цилиндра от номинальной мощности с детальной избытка дифференциацией коэффициента воздуха при ОДНОМ турбокомпрессоре и разных значениях глубины охлаждения наддувочного воздуха.


Рис. 2. Зависимость теплового состояния головки цилиндра от эффективной мощности при разных величинах коэффициента избытка воздуха. Двигатель без ОНВ



Рис. 3. Зависимость теплового состояния головки цилиндра от эффективной мощности при разных величинах коэффициента избытка воздуха. ΔT=35°

Как известно, значительное влияние на показатели двигателя оказывает отношение давления наддува $p_{\rm k}$ к противодавлению на выпуске $p_{\rm T}$, определяемое параметрами турбокомпрессора. Повышение указанного отношения дает возможность уменьшить коэффициент остаточных газов $\gamma_{\rm r}$ и увеличить коэффициент наполнения $\eta_{\rm v}$, уменьшить тепловую напряженность. В частности, при более высоких значениях КПД компрессора величина отношения $p_{\rm k}/p_{\rm T}$ увеличивается.

На Рис. 4 представлена зависимость максимальной Ттах и средней Тдгц температуры головки цилиндра от отношения $p_{\rm k}/p_{\rm T}$ при постоянной мощности дизеля.



Рис. 4. Зависимость теплового состояния головки цилиндра от $p_{\rm K}/p_{\rm T}$

С увеличением рабочего объема двигателя воздушного охлаждения усложняется задача поддержания его допустимого теплового состояния. Особенно это касается дизельных двигателей с их характерной неравномерностью температурного поля в камере сгорания и большей, по сравнению с бензиновыми двигателями, продолжительностью процесса горения в целом. В связи с этим выполнена оценка возможных значений диаметров цилиндров дизелей воздушного охлаждения, при которых удается обеспечить необходимое охлаждение головки цилиндра, исходя из предельно допустимой по величине плотности теплового потока q в днище головки. На Рис. 5 показано как меняется максимально возможный по условиям охлаждения диаметр цилиндра в зависимости от уровня форсирования.



Рис. 5. Максимально допустимые диаметры цилиндров двигателей воздушного охлаждения на различных уровнях форсирования: 1- ограничение по предельному тепловому состоянию головки,

2 – фактические тепловые потоки: • - p_e =0,96МПа, ▲ - p_e =1,03МПа,

♦ - p_e =1,11MΠa, ■ - p_e =1,26MΠa. (Δ T=35°, T_{max}=623K)

Приведенные результаты численных экспериментов позволяют выбрать параметры охладителей наддувочного воздуха, агрегатов наддува, значения коэффициентов избытка воздуха, обеспечивающие допустимое тепловое состояние двигателя воздушного охлаждения при заданном уровне форсирования. На основе анализа результататов расчетов сделан вывод о том, что дизели воздушного охлаждения при форсировании наддувом особенно критичны к величине отношения давлений $p_{\rm k}/p_{\rm T}$. Показано, что с увеличением отношения $p_{\rm k}/p_{\rm T}$ максимальная и средняя температуры огневого днища головки цилиндра снижаются по линейному закону.

Выполнена оценка наибольших (пороговых) значений диаметров цилиндров дизелей воздушного охлаждения, при которых удается обеспечить необходимое охлаждение головки цилиндров, исходя из предельно допустимой по величине максимальной среднеинтегральной температуры плотности теплового потока в ее днище.

Литература

[1] Васильев, А.В. Оценка теплового состояния головки цилиндра двигателя воздушного охлаждения при его форсировании / А.В. Васильев, А.М. Ларцев, Е.А. Федянов // Грузовик. - 2017. - № 11. - С. 24-27.

[2] Ларцев, А.М. Особенности форсирования наддувом дизелей воздушного охлаждения большой размерности: монография / А.М.Ларцев; ВолгГТУ. – Волгоград, 2015. – 163 с.

[3] Арнольд, Л.В. Техническая термодинамика и теплопередача : учеб. для судомеханич. спец. ин-тов водного транспорта / Л.В.Арнольд, Г.А.Михайловский, В. М. Селиверстов. – 2-е изд., перераб. – Москва : Высш. шк., 1979. – 446 с

[4] Поспелов, Д. Р. Двигатели внутреннего сгорания с воздушным охлаждением. Теория и расчет / Д. Р. Поспелов. – Москва : Машиностроение, 1971. – 535 с.

[5] Теплообмен в двигателях и теплонапряженность их деталей / Н.
Х. Дьяченко [и др.]; под ред. С. Н. Дашкова. – Л. : Машиностроение, 1969. – 248 с.

[6] Меньшенин, Г. Г. Повышение технического уровня и надежности дизельных двигателей воздушного охлаждения 84ВН15/16 с учетом результатов эксплуатации : монография / Г. Г. Меньшенин ; ВПИ (филиал) ВолгГТУ. – Волгоград, 2006. – 298 с.

[7] Оптимизация конструкции теплонапряженных деталей дизелей / С. М. Шелков, В. В. Мирошников, Н. А. Иващенко, Д. Л. Хак. – Москва : Машиностроение, 1983. –112 с.

[8] Результаты исследовательских испытаний дизеля В-400 по определению пределов его форсирования: технический отчет / Волгогр. моторный завод. – Волгоград, 1989. – 33 с.

[9] Дизель 8ДВТ-330. Техническое описание и инструкция по эксплуатации / под ред. Г. Г.Меньшенина. – Москва : Машиностроение, 1986. – 144 с.

[10] Ларцев, А.М. Особенности производства двигателей воздушного охлаждения большой мощности /А.М.Ларцев // Двигателестроение. -2013. - №4(254). - С.9-13.

[11] Васильев, А.В. Метод оценки изменения теплового состояния головки цилиндра двигателя воздушного охлаждения при его форсировании / А.В.Васильев, А.М. Ларцев, Е.А. Федянов // Известия МГТУ МАМИ. Сер. Транспортные машины, транспортно-технологические средства и энергетические установки. - Москва, 2016, - Вып.4, №30. - С.15-19.

УДК 621.4:620.3

Р. В. Горшков

Интенсификация процесса теплоотдачи в системе охлаждения гильзы цилиндра двигателя за счет повышения коэффициента теплопроводности теплоносителя, модифицированного наночастицами мультиграфена

Ярославский Государственный Технический Университет

Intensification of the heat transfer process in the cooling system of a cylinder liner by increasing the thermal conductivity of the coolant modified with multigraphene nanoparticles

R. V. Gorshkov

Yaroslavl State Technical University

В связи с ростом уровня форсировки перспективных дизелей увеличиваются как максимальное давление сгорания, так и среднее эффективное давление. Это приводит к высоким значениям температур теплонагруженных деталей. ограничивающих камеру сгорания. Интенсификация процесса теплоотдачи в системе охлаждения для снижения этих температур приобретает важное значение. Основываясь на этом, нами предложен способ увеличения интенсивности теплоотдачи на границе «стенка – охлаждающая жидкость» за счет значительного увеличения коэффициента теплопроводности теплоносителя. Разработаны устойчивые двухфазные суспензии твердых наночастиц мультиграфена, имеющего коэффициент теплопроводности 3000-5000 Вт/м·К, и базовой жидкости, представляющей собой 20% водный раствор этиленгликоля. теплопроводности образца Коэффициент суспензии С массовой концентрацией частиц мультиграфена 0,75% увеличился на 60% ΠО сравнению с базовой жидкостью при температуре 90 °С. Для оценки увеличения коэффициента теплоотдачи на границе «стенка – жидкость» и уровня снижения температур стенки гильзы цилиндра двигателя 6ЧН

13/14, было выполнено компьютерное CFD-моделирование по методу вычислительной гидродинамики. Симуляция охлаждения гильзы проводилась с использованием в качестве теплоносителя системы охлаждения базовой жидкости и суспензии с массовой концентрацией частиц мультиграфена 0,75%. Все остальные условия моделирования были неизменны. Применение в качестве теплоносителя указанной суспензии показало общее снижение температур расчетной поверхности гильзы цилиндра двигателя 6ЧН 13/14, а максимальная температура поверхности гильзы уменьшилась на 8 °C.

<u>Ключевые слова</u>: коэффициент теплопроводности, теплоотдача, система охлаждения, гильза цилиндра, наножидкость, мультиграфен, температуры стенки, моделирование.

In connection with the increase in the level of forcing of promising diesels, both the maximum combustion pressure and the average effective pressure increase. This leads to high temperatures of heat-loaded parts, limiting the combustion chamber. The intensification of the process of heat transfer in the cooling system to reduce these temperatures becomes important. Based on this, we have proposed a method for increasing the intensity of heat transfer at the "wall - coolant" boundary due to a significant increase in the thermal conductivity of the coolant. Sustained two-phase suspensions of solid nanoparticles of multigraphene, having a thermal conductivity of 3000-5000 W / m \cdot K, and a base fluid, which is a 20% aqueous solution of ethylene glycol, have been developed. The thermal conductivity of the sample suspension with a mass concentration of multigraphene particles of 0.75% increased by 60% compared with the base fluid at a temperature of 90 $^{\circ}$ C. To estimate the increase in the heat transfer coefficient at the "wall – liquid" boundary and the level of temperature decrease in the cylinder liner wall of the 64H 13/14 engine, computer CFD modeling was performed using the computational fluid dynamics method. A simulation of cooling the liner was carried out using the base fluid

and the suspension with a mass concentration of multigraphene 0.75% as a coolant. All other modeling conditions were unchanged. The use of this suspension as a heat carrier showed a general decrease in the temperatures of the calculated surface of the cylinder liner of the 6CHN 13/14 engine, and the maximum surface temperature of the liner decreased by 8 $^{\circ}$ C.

<u>Keywords:</u> thermal conductivity coefficient, heat transfer, cooling system, cylinder liner, nanofluid, multigraphene, wall temperature, simulation.

Согласно доклада австрийской фирмы AVL, перспективные дизели при достижении норм экологического класса Euro 6 могут достигать эффективного больше 2,5 МΠа значений среднего давления И максимального давления сгорания более 24 МПа. А это в свою очередь приводит к высоким значениям температур таких теплонапряженных поршень, деталей как головка И гильза цилиндров. Поэтому интенсификация процесса теплоотдачи в системе охлаждения (СО) для снижения этих температур приобретает важное значение. Для снижения деталей существуют высоких температур ЭТИХ разные способы интенсификации процесса теплоотдачи в системах охлаждения двигателей. Это и улучшение режимных параметров СО и конструкционное оформление направления движения теплоносителя. Кроме вышеуказанных способов увеличения коэффициента теплоотдачи (α) в СО большое значение имеет и изменение комплекса величин К_{ож} (λ, ρ, ν, C_p), характеризующего охлаждающие свойства выбранного теплоносителя [1]. А среди этих физических параметров теплоносителя существенное влияние на теплоотдачу оказывает его коэффициент теплопроводности λ . Добиться значительного увеличения λ теплоносителя для СО двигателя позволило развитие современных нанотехнологий. Нами разработаны устойчивые двухфазные суспензии твердых наночастиц мультиграфена, имеющего коэффициент теплопроводности 3000-5000 Вт/м·К [3], и

базовой жидкости, представляющей собой 20% водный раствор этиленгликоля (ВЭГ 20%). Такие суспензии называют наножидкостями [2].

Мультиграфен получили методом электрохимической эксфолиации графитовой фольги. Сущностью этого метода является диффузия ионов из раствора электролита в межслойное пространство графитовых слоев под действием электрического поля. Устойчивую суспензию мультиграфена в ВЭГ 20% 6% получили с использованием водного раствора поливинилпирролидона (ПВП). Необходимое количество мультиграфена диспергировали в ВЭГ 20% и водном растворе ПВП (с массовой концентрацией 1%) с использованием ультразвукового диспергатора в течение 48 часов. Устойчивость дисперсии определяли по изменению пропускания раствора в видимом диапазоне спектра с течением времени.

Известные эмпирические корреляции [4-6] являются аппроксимацией достаточно большого количества экспериментальных данных и не описывают поведение коэффициента теплопроводности с учетом всех факторов. Поэтому достоверные значения коэффициентов теплопроводности суспензий мы определили экспериментально.

Измерения λ полученных нами образцов наножидкостей при выбранных массовых концентрациях (ϕ_m) наночастиц мультиграфена от 0,2% до 0,75% осуществлялись в диапазоне температур 20...60 °C посредством прибора KD2 Pro, реализующего метод горячей проволоки, по методике, представленной в работе [1].



Рис. 1. Коэффициент теплопроводности охлаждающих наножидкостей в зависимости от температуры и от массовой концентрации частиц мультиграфена

Коэффициент теплопроводности образца суспензии с массовой концентрацией частиц мультиграфена 0,75 % увеличился на 58 % по сравнению с базовой жидкостью при температуре 333 К (рис. 1). Это, в свою очередь, приводит к увеличению интенсивности теплоотдачи на границе «стенка – охлаждающая жидкость» при применении указанной наножидкости в системах охлаждения тепловых двигателей по сравнению с используемой в настоящее время базовой жидкостью ВЭГ 20%. В соответствии с этим должны снизиться и температуры теплонагруженных деталей, охлаждаемых такой суспензией при прочих неизменных условиях.

Для оценки увеличения коэффициента теплоотдачи на указанной выше границе и уровня снижения температур стенки гильзы цилиндра двигателя 6ЧН 13/14 мощностью $N_e = 198,6$ кВт, воспользуемся компьютерным моделированием по методу вычислительной гидродинамики (от англ. CFD – computational fluid dynamics). В основе

метода лежат численные решения фундаментальных систем дифференциальных уравнений Навье-Стокса, энергии, неразрывности, а также уравнений принятой модели турбулентности [7,8]. В результате решения этих уравнений определяются трёхмерные поля скоростей, температур и давлений, а также значения коэффициентов теплоотдачи, гидравлических потерь и других параметров.

Компьютерную CFD-симуляцию охлаждения гильзы цилиндра двигателя 6ЧН 13/14 выполнили в среде программного продукта «Autodesk CFD» 2018. По представленной на рисунке 2a расчетной схеме была создана твердотельная модель CO одного цилиндра двигателя 6ЧН 13/14. Для моделирования течения теплоносителя была выполнена CFD-модель всего объема жидкости системы охлаждения вокруг одного цилиндра, которая учитывает конструктивные особенности системы, а также расположение входного и выходных каналов для ОЖ (рис. 2б).



Рис. 2: а) – расчетная схема СО одного цилиндра двигателя 6ЧН 13/14; б) СFD-модель объема системы охлаждения со схемой входа и выхода ОЖ

Гильза и блок цилиндров выполнены из серого чугуна с коэффициентом теплопроводности 50 Вт/м·К. Объему, моделирующему жидкость СО, были заданы физические свойства ВЭГ 20% [9] для

симуляции охлаждения гильзы базовой жидкостью. Задание свойств наножидкости с концентрацией мультиграфена 0,75% производилось на основе экспериментально полученных нами данных по коэффициенту теплопроводности суспензии.

В качестве граничных условий задавались: расход ОЖ на входе в полость охлаждения G=12,6 м³/ч; температура теплоносителя на входе t_{Bx} = 88 °C; распределение тепловой нагрузки со стороны горячих газов (рис. 2а), принятая согласно [10].

Выполненная модель СО была разбита на сетку конечных элементов (рис. 3) с размерами последних 3 мм. Пристеночный слой жидкости разбивался на 3 слоя с включенной опцией смешивания слоёв, что позволяет повысить точность результатов CFD-моделирования.



Рис. 3. Сетка конечных элементов CFD-модели системы охлаждения гильзы

Задача по исследованию теплоотдачи и полей распределения температур гильзы решалась для установившихся гидродинамических и тепловых процессов в условиях стационарного теплообмена для номинального режима работы двигателя. В качестве основных настроек решателя задавались опции гидродинамического потока, теплопередачи и вынужденной конвекции; модель турбулентности k-є; схема адвекции; 35 итераций при вычислениях гидродинамических параметров потока ОЖ (рис. 4).



Рис. 4. Картина распределения потоков охлаждающей жидкости

При одинаковых граничных условиях и настройках решателя было проведено два расчета: с использованием в качестве теплоносителя ВЭГ 20% и с использованием модифицированного теплоносителя с концентрацией частиц мультиграфена 0,75%. Эффект интенсификации теплоотдачи в СО при применении наножидкости в качестве теплоносителя оценивали по изменению распределения температур (t_{cT}) указанной на рисунке 2a стенки со стороны СО (рис. 5) и по средним значениям температуры и α на этой же стенке (рис. 6).



Рис. 5. Распределение температур расчетной поверхности стенки гильзы

Применение в качестве теплоносителя СО наножидкости с массовой концентрацией частиц мультиграфена 0,75% привело к общему снижению температур расчетной поверхности гильзы цилиндра двигателя 6ЧН 13/14 на 2...8 °С (рис. 5).

Увеличение коэффициента теплопроводности ОЖ за счет добавления в базовую жидкость высокотеплопроводных наночастиц привело к увеличению коэффициента теплоотдачи на расчетной поверхности стенки втулки на 57%. А это в свою очередь привело и к уменьшению средней температуры этой стенки (рис. 6).



Рис. 6. Средние значения температуры и коэффициента теплоотдачи на расчетной поверхности стенки гильзы: а) при использовании ВЭГ 20%; б) при использовании наножидкости с содержанием 0,75% мультиграфена

Таким образом использование в качестве теплоносителя СО двигателя 6ЧН 13/14 наножидкости на основе мультиграфена при его массовой концентрации 0,75% и коэффициенте теплопроводности суспензии 0,87 Вт/м·К позволило увеличить коэффициент теплоотдачи на расчетной поверхности стенки гильзы на 57%, что привело к уменьшению максимальной температуры той же стенки на 8 °С.

Литература

1. Жаров А.В. Охлаждающие наножидкости на основе оксида графена для тепловых двигателей / Горшков Р.В., Савинский Н.Г., Павлов А.А. // Труды НАМИ. – 2018. – № 1 (272). – С. 21–27.

2. Choi S.U.S. Enhancing thermal conductivity of fluids with nanoparticles // Developments and Applications of Non-Newtonian Flows. – 1995. – FED-231/MD66, ASME, New York. – pp. 99-105.

3. Kalpana Sarojini K. Gandhi, Manojsiva Velayutham, Sarit K. DAS, Sundararajan Thirumalachari. Measurement of thermal and electrical conductivities of graphene nanofluids // 3rd Micro and Nano Flows Conference Thessaloniki, Greece. – 2011. – pp. 22-24.

4. Ali Ijam, R. Saidur, P. Ganesan, A. Moradi Golsheikh. Stability, thermophysical properties, and electrical conductivity of graphene oxide-deionized water/ethylene glycol based nanofluid // International Journal of Heat and Mass Transfer. – 2015. – pp. 92-103.

5. K Dilip Kumar, B Uma Maheswar Gowd. Convective heat transfer characteristics of graphene dispersed nanofluids // Int. J. Mech. Eng. -2012. -vol. $1. - N \ge 2. -11$ p.

6. Hadadian, Mahboubeh & Goharshadi, Elaheh & Youssefi, Abbas. Electrical conductivity, thermal conductivity, and rheological properties of graphene oxide-based nanofluids // Journal of nanoparticle research. – 2014. – 18 p.

7. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. В 2-х т.: Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – Т. 1. – 504 с., ил.

8. Флетчер К. Вычислительные методы в динамике жидкостей. В 2-х т.: Пер. с англ. – М.: Мир, 1991. – Т. 2. – 552 с., ил.

9. Дымент О.Н., Казанский К.С., Мирошников А.М. Гликоли и другие производные окисей этилена и пропилена. – М: Химия, 1976. – 373 с.

10. Стефановский Б. С. «Теплонапряженность деталей быстроходных поршневых двигателей» – Москва, Энергомашиностроение, 1978. - 128с., илл.

УДК 621.43

Интенсификация теплообмена в полостях охлаждения высокофорсированного дизеля организацией пузырькового кипения жидкости Л.Л. Мягков, В.М. Сивачев

Московский Государственный Университет им. Н.Э. Баумана

Enhanced heat transfer with nucleate boiling in cooling passages of high performance diesel engine

L.L. Myagkov, V.M. Sivachev

Bauman Moscow State Technical University

Форсирование среднеоборотных дизелей посредством повышения давления наддува приводит к росту тепловой напряженности крышек и втулок цилиндров. Это может стать причиной образования термоусталостных трещин на огневом днище крышек цилиндров, а также причиной задира поршня вследствие высоких температур зеркала цилиндра. Нормализация теплового состояния дизеля может быть достигнута интенсификацией теплообмена в полостях охлаждения теплонапряженных деталей. Одним из способов локального увеличения теплоотдачи может служить процесс пузырькового кипения охлаждающей жидкости. Организация локального процесса кипения может быть реализована изменением геометрии проточной части. Для этого необходимо провести расчетные исследования гидродинамики жидкости и сопряженного теплообмена в полости охлаждения дизеля на базе методов вычислительной гидрогазодинамики (CFD-методов). В настоящей работе объектом исследования был выбран высокофорсированный среднеоборотный дизель нового поколения Д500. В качестве первого этапа исследования проведен расчет однофазного течения жидкости. Расчетные исследования показали, что температура жидкости в отдельных зонах полостей охлаждения крышек и втулок цилиндров дизеля достигает температуры насыщения. На последующих этапах работы предполагается имплементировать модель кипения в CFD-код и провести усовершенствование проточной части дизеля.

<u>Ключевые слова</u>: ДВС, дизель, система охлаждения, кипение с недогревом, численное моделирование, CFD.

Intensification of working processes of medium-speed transport diesels by increasing the mean effective pressure leads to an increase in the thermal factor of the cylinder head and cylinder liner. It can cause the formation of thermal fatigue cracks on the fire bottom of the cylinder heads, as well as piston scuffing due to cylinder bore high temperatures. Normalization of the thermal state of the diesel parts can be achieved by intensification of heat transfer in the cooling gallery. One of the methods of this is coolant nucleate boiling. It is necessary to change the geometry of the cooling passages to organize the local boiling process. In this connection, numerical study of hydrodynamics and conjugate heat transfer in the cooling gallery on the basis of CFD is needed. As the object of research, a high performance diesel D500 is chosen. As the first step of the study, the singlephase flow simulation is done. Calculation studies show that the fluid temperatures in some places of cooling gallery of cylinder heads and liners reaches a saturation temperature. In the subsequent steps of research, it is expected to implement boiling model for a CFD simulation and accomplish the improvement of cooling gallery geometry.

<u>Keywords</u>: ICE, diesel engine, cooling system, subcooled boiling, numerical simulation, CFD

Введение

Форсирование среднеоборотных транспортных дизелей по среднему эффективному давлению с целью повышения их мощностных, экономических и экологических показателей приводит к увеличению тепловой напряженности крышек и втулок цилиндров, что имеет негативные последствия с точки зрения возможности образования термоусталостных трещин в межклапанных перемычках крышек цилиндров, а также возможности задира поршня из-за разрушения масляной пленки на зеркале цилиндра. В связи с этим необходимо принятие мер по нормализации теплового состояния теплонапряженных деталей двигателя, которое обеспечит надежную работы дизеля в условиях форсированных рабочих процессов.

Для нормализации теплового состояния деталей дизелей применяются различные способы локального охлаждения, среди которых наиболее эффективным можно считать процесс пузырькового кипения с недогревом, так как, во-первых, интенсивность охлаждения в режиме поверхностного кипения значительно выше, чем при вынужденной конвекции, а во-вторых, коэффициент теплоотдачи при кипении напрямую зависит от тепловой нагрузки, следовательно, в зонах с высокими тепловыми потоками интенсивность охлаждения автоматически будет высокой [1, 2]. Таким образом, для обеспечения ресурса перспективных дизелей представляется возможным интенсифицировать теплоотвод в наиболее теплонагруженных зонах деталей дизеля, применяя процесс пузырькового кипения жидкости.

В настоящее время для решения задач, связанных с течениями жидкости в полостях охлаждения двигателей внутреннего сгорания (ДВС), а также с сопутствующими явлениями, такими как тепло— и массообмен, многофазные течения и т.д., используются методы вычислительной гидродинамики (CFD-методы) [3]. При этом решается сопряженная задача теплообмена, когда к системе уравнений, описывающих температурное поле в потоке, присоединяется уравнение теплопроводности, описывающее температурное поле в твердом теле, а на границе жидкость—стенка задаются условия сопряжения этих полей [4, 5]. Для моделирования процесса кипения жидкости на стенках проточной части используются специальные зависимости для плотности теплового потока на стенке — модели кипения. Наибо-

лее распространённой является модель Дж. Чена [6], которая использовалось применительно к системе охлаждения ДВС в работах [7-17]. Обзор литературы показывает, что более точные результаты, по-видимому, дают модификации модели Дж. Чена, учитывающие влияние недогрева жидкости на подавление пузырькового кипения, в частности, следующая зависимость [16, 17]:

$$\begin{aligned} q_{w} &= q_{\text{конв}} + \frac{1}{1 + 0.12 \cdot (Re \cdot 10^{-4})^{1.14}} \frac{T_{w} - T_{sat}}{T_{w} - T_{\infty}} q_{\text{кип}}, \\ q_{\text{кип}} &= 0.00122 \frac{\lambda_{l}^{0.79} c_{p,l}^{0.45} \rho_{l}^{0.49}}{\sigma^{0.5} \mu_{l}^{0.29} L^{0.24} \rho_{g}^{0.24}} (T_{w} - T_{sat})^{1.24} (p_{sat}(T_{w}) - p)^{0.75}. \end{aligned}$$

где $q_{\text{конв}}$ — конвективный тепловой поток, определяемый в соответствии с зависимостью Диттуса-Болтера [18]; Re — число Рейнольдса; T_w — температура стенки; T_{sat} — температура насыщения жидкости; T_{∞} — температура ядра потока; $q_{\text{кип}}$ — тепловой поток за счет кипения жидкости; λ_l — коэффициент теплопроводности жидкости; c_{pl} — изобарная теплоёмкость жидкости; ρ_l — плотность жидкости; σ — коэффициент поверхностного натяжения; μ_l — динамическая вязкость жидкости; L — скрытая теплота парообразования; ρ_g — плотность пара; p — давление; p_{sat} — давление на линии насыщения.

Имплементация модели кипения в CFD-код может быть реализована с помощью источникового члена S_E в уравнении энергии, который записывается только для пристеночных ячеек:

$$S_E = \frac{q_{\text{кип}}}{\delta} = \frac{S\alpha_{\text{кип}}(T_w - T_{sat})}{\delta},$$

где *δ* – размер контрольного объёма по нормали к поверхности раздела сред (Рис. 1).

Такой подход позволяет выполнять расчет тепломассообмена в системе охлаждения двигателя с учётом кипения жидкости, не моделируя напрямую паровую фазу.



Рис. 1. Имплементация модели кипения в CFD-код

Постановка задачи

Объектом исследования является высокофорсированный среднеоборотный V-образный дизельный двигатель нового поколения 12ЧН26,5/31 — Д500. Дизель снабжен системой газотурбинного наддувам с охлаждением наддувочного воздуха и предназначен для широкого ряда промышленных изделий нового поколения: в том числе - тепловозов, кораблей, атомных электростанций [19]. Система охлаждения дизеля Д500 состоит из двух контуров: холодный контур — охлаждение наддувочного воздуха и масла; горячий контур — охлаждение втулок, крышек цилиндров и корпусов турбокомпрессоров.

Снижение тепловой напряженности дизеля Д500 за счет организации пузырькового кипения охлаждающей жидкости возможно реализовать путем изменения геометрии проточной части системы охлаждения. Для этого необходимо реализовать расчетные исследования сопряженного теплообмена в полостях охлаждения дизеля на базе CFD.

Первым этапом исследования является расчет тепломассообмена в системы охлаждения дизеля при допущении об отсутствии фазовых переходов жидкости. На Рис. 2 и Рис. 3 изображена расчетная область, которая состоит из области, занятой охлаждающей жидкостью (Ω), воздушных полостей (Ψ) и области, занятой деталями двигателя (Φ). Для того чтобы учесть неравномерность охлаждения деталей по цилиндрам, расчетная область выбрана таким образом, что включает в себя все 12 цилиндровых комплекта, установленных в блок—картер двигателя.

Граничные условия (ГУ) для поверхностей деталей определяются из расчета рабочего процесса (режим номинальной мощности при среднем эффективном давлении 27 бар) и по экспериментальным данным для дизелей данного типа (Рис. 4, Таблица 1). Естественная конвекция в замкнутых объемах, занимаемых воздухом, моделируется с помощью методики [20], позволяющей рассматривать моделирование естественной конвекции как теплопроводность.

В системе охлаждения исследуемого дизеля охлаждающей жидкостью является вода. Давление в полостях охлаждения поддерживается равным 2,5 бар, а расход жидкости составляет 130 м³/час. Входное сечение (Γ_1 , Рис. 3) совпадает с сечением подводящего патрубка (поз. 1), в который жидкость поступает из водяного насоса. Выходное сечение (Γ_2) совпадает с сечением отводящего патрубка (поз. 2). На границе раздела жидкость—стенка (Γ_3) не вводятся ГУ, так как они реализуются автоматически в процессе создания дискретных аналогов.



Ф — область, занятая деталями двигателя; Ψ — воздушная полость Рис. 2. Расчетная область



подводящий патрубок; 2 — отводящий патрубок; Г₁ — входное граничное условие; Г₂ — выходное граничное условие; Г₃ — граница раздела жидкость—стенка; Ω — область, занятая охлаждающей жидкостью
 Рис. 3. Область, занятая охлаждающей жидкостью



Рис. 4. Граничные условия для огневого днища крышки цилиндров (a) и зеркала цилиндра (б)

Таблица 1

Граничные условия

Поверхность теплообмена	α, (Вт/(м ² К))	Т, (°С)
Впускной канал	333	78
Выпускной канал	904	641
Наружные поверхности	30	40
Контактные пары		
	Идеальный контакт	
Клапан – седло	Идеальни	ый контакт
Клапан – седло Седло – крышка	Идеальнн 9200	ый контакт
Клапан – седло Седло – крышка Направляющая втулка – крышка	Идеальнн 9200 9200	ый контакт - -

Особенности течения жидкости в полостях охлаждения ДВС позволяют принять ряд следующих основных допущений при построении математической модели:

- течение жидкости стационарное и турбулентное;
- жидкость считается вязкой, ньютоновской и несжимаемой средой.

Ниже представлены основные уравнения математической модели.

Уравнение неразрывности:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{u}) = 0$$

Уравнение движения:

$$\rho(\vec{u}\cdot\vec{\nabla})\vec{u} = -\vec{\nabla}\cdot(p\mathbf{I}) + \vec{\nabla}\cdot\mathbf{T}$$

Уравнение энергии:

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho H \vec{u}) = \vec{\nabla} \cdot (\vec{u} \cdot \mathbf{T}) + \vec{\nabla} \cdot \left(\left(\frac{\mu}{Pr} + \frac{\mu_t}{Pr_t} \right) \vec{\nabla} h \right) + S_E,$$

где \vec{u} — вектор скорости; μ_t — турбулентная динамическая вязкость; **I** — единичная матрица; $\mathbf{T} = (\mu + \mu_t) \left(\vec{\nabla} \, \vec{u} + \left(\vec{\nabla} \, \vec{u} \right)^T \right) - \frac{2}{3} (\mu + \mu_t) (\vec{\nabla} \cdot \, \vec{u}) \mathbf{I}$ тензор вязких напряжений; $H = h + |\vec{u}|^2/2$ — полная энтальпия; h — энтальпия; S_E — источниковый член уравнения энергии; Pr_t — турбулентное число Прандтля. Для моделирования процессов турбулентного переноса используется двухпараметрическая k—ω SST модель Ментера [21]. Для описания движения жидкости в области от стенки до турбулентного ядра применяются пристеночные функции.

Уравнение энергии для твердого тела:

$$\vec{\nabla} \cdot \left(\lambda_{\mathrm{T}} \, \vec{\nabla} T_{\mathrm{T}}\right) + S_{E\mathrm{T}} = 0,$$

где индекс «т» означает, что параметр относится к твёрдому телу.

Расчетные исследования охлаждения дизеля Д500

Моделирование охлаждения дизеля Д500 реализовано в программном комплексе (ПК) STAR CCM+. В результате получены трехмерные распределения температур в деталях дизеля, а также параметров жидкости в проточной части системы охлаждения (Рис. 5).



Рис. 5. Температурное поле деталей (а) и жидкости в полостях охлаждения (б) дизеля Д500

На Рис. 5,б видно, что во втулках и крышках цилиндров имеют место области, где температура жидкости достигает температуры насыщения, которая для давления p=2,5 бара составляет T_{sat}=127°C. Бо́льшие по площади зоны кипения, а также более высокие температуры деталей, характерны для цилиндров, наиболее удаленных от входа жидкости в блок-картер. Это об-

стоятельство связано с падением расхода жидкости вследствие коллекторного эффекта. Также можно отметить, что в пределах одного цилиндрового комплекта зоны кипения жидкости и зоны максимальных температур деталей наблюдаются, в основном, в области выпускных каналов крышек цилиндров.

Заключение

На основании проведенного исследования можно сделать следующие выводы:

1. При моделировании кипения жидкости в полостях охлаждения двигателя целесообразно принять режим течения однофазным, а интенсификацию теплообмена на поверхностях проточной части учитывать с помощью модели Дж. Чена для плотности теплового потока на стенке.

2. В ПК Star CCM+ разработана компьютерная модель для исследования сопряженного тепломассообмена в системе охлаждения дизеля 124H26,5/31 (Д500).

3. Выполнен расчет тепломассообмена в дизеле Д500, в результате чего получены трехмерные распределения параметров жидкости в полостях охлаждения, а также температур в деталях дизеля.

4. Согласно проведенному расчетному исследованию температура жидкости в отдельных зонах полостей охлаждения втулок и крышек цилиндров достигает температуры насыщения, следовательно, расчет необходимо проводить с учетом кипения жидкости.

В качестве направлений дальнейших исследований можно отметить:

1. Имплементация модели кипения в CFD-код.

2. Численное исследование тепломассообмена в системе охлаждения двигателя Д500 с учетом кипения теплоносителя.

3. Изменение формы полости охлаждения для организации локального пузырькового кипения жидкости, способствующего интенсификации процесса теплоотдачи и снижению температур теплонапряженных деталей.

Литература:

[1] Новенников А. Л. Теоретические аспекты, методы и пути улучшения теплового состояния охлаждаемых деталей поршневых двигателей: Дисс. ... докт. техн. наук: 05.04.02. / А. Л. Новенников; Ярославский политехнический институт. Ярославль, 1993. 213 с.

[2] Пятаев С.М. Гидродинамика и локальный теплообмен в полостях систем жидкостного охлаждения втулок цилиндров формированных дизелей: Дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02. / С.М. Пятаев; МГТУ им. Н.Э. Баумана. Москва, 1987. 192 с.

[3] Чайнов Н.Д., Мягков Л.Л., Маластовский Н.С. Численное моделирование движения жидкости в полости охлаждения крышки цилиндра среднеоборотного дизеля // Грузовик. 2015. №5. С. 4-8.

[4] Validation of a CFD Methodology for the Analysis of Conjugate Heat Transfer in a High Performance SI Engine / S. Fontanesi, G. Cicalese, A. D'Adamo, [et al.] // SAE Paper. 2011. №24-0132. Pp. 12.

[5] Urip E., Yang S. An Efficient IC Engine Conjugate Heat Transfer Calculation for Cooling System Design // SAE Paper. 2007. №01-0147. Pp. 9.

[6] Chen J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow // Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development. 1966. Vol. 5, No. 3. Pp. 323–329.

[7] Punekar H., Das S. *Numerical simulation of subcooled nucleate boiling in cooling jacket of IC engine* // SAE paper. 2013. №01-1651. Pp. 12.

[8] *Experimental study on the heat transfer characteristics of subcooled flow boiling with cast iron heating surface* / S. Hua, R. Huang, Z. Li., [et al.] // Applied Thermal Engineering. 2015. Vol. 77. Pp. 180-191.

[9] *Increased Cooling Power with Nucleate Boiling Flow in Automotive Engine Applications* / H. Steiner, G. Brenn, F. Ramstorfer, [et al.] // New Trends and Developments in Automotive System Engineering. 2011. Pp. 249-272.

[10] Lee H.S. *Heat Transfer Predictions using the Chen Correlation on Subcooled Flow Boiling in a Standard IC Engine //* SAE paper. 2009. №01-1530. Pp. 8.

[11] Numerical Simulation of Boiling Heat Transfer in Water Jacket of DI Engine / F. Dong, Q. Fan, Y. Cai, [et al.] // SAE paper. 2010. №01-0262. Pp. 11.

[12] Das S., Punekar H. *On Development of a Semi-Mechanistic Wall Boiling Model* // Journal of Heat Transfer. 2016. Vol. 138. Pp. 10.

[13] A Model for Application of Chen's Boiling Correlation to a Standard Engine Cooling System / M. Cardone, A. Senatore, D. Buono, [et al.] // SAE paper. 2008. №01-1817. Pp. 12.

[14] Predicting boiling heat transfer using computational fluid dynamics /
J. G. Hawley, M. Wilson, N. A. F. Campbell, G. P. Hammond, [et al.] // Journal of Automobile Engineering. 2004. Vol. 218, No. 5. Pp. 509-520.

[15] Steiner H., Kobor A., Gebhard L. *A wall heat transfer model for sub-cooled boiling flow //* International Journal of Heat Mass Transfer. 2005. Vol. 48.
Pp. 4161-4173.

[16] *CFD implementation and experimental validation of the Chen model for heat transfer in nucleate boiling* / C. Paz, E. Suárez, M. Concheiro, [et al.] // Computational Methods in Multiphase Flow VII. 2013. Vol. 79. Pp. 377-385.

[17] Implementation of a nucleate boiling flux partitioning model for a *CFD simulation of compact heat exchangers based on the local estimation of bulk properties* / C. Paz, J. Porteiro, A. Copo, [et al.] // Advances in Fluid Mechanics X. 2014. Vol. 82. Pp. 27-36.

[18] Dittus F.W., Boelter L.M.K. *Heat transfer in automobile radiators of the tubular type //* International Communications in Heat and Mass Transfer. 1985. Vol. 12, No. 1. Pp. 3-22.

[19] Официальный сайт ОАО «Коломенский завод» [Электронный реcypc]. URL: http:// kolomnadiesel.com (дата обращения: 28.09.18). [20] Михеев М.А., Михеева И.М. *Основы теплопередачи /* М.: Энергия, 1977. 344 с.

[21] Menter F. R. *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications //* AIAA Journal. 1994. Vol. 32, No. 8. Pp. 1598-1605.

Оценка долговечности поршня высокофорсированного дизеля с учетом двухчастотного нагружения и неупругого деформирования Л.Л. Мягков, С.М. Сивачев

МГТУ им. Н.Э. Баумана

Estimation of the durability of high-powered diesel engine piston with consideration for two-frequency loading and inelastic deformation

L.L. Myagkov, S.M. Sivachev

Bauman Moscow State Technical University

Литейные поршневые сплавы системы Al-Si-Cu-Ni-Mg широко применяются в двигателях различной мощности благодаря их малому удельному весу, высокой теплопроводности и хорошим литейным свойствам. Однако, в условиях роста термомеханических нагрузок, связанного с повышением удельной мощности высокофорсированных дизелей, рабочие температуры поршней приближаются к значениям 0,8-0,9 от температуры плавления, из-за чего термопрочность силуминов значительно снижается. Как следствие, для обеспечения требуемого ресурса поршней становится необходимым более точно моделировать их тепловое и напряженно-деформированное состояние (ТНДС), учитывая двухчастотный характер нагружения и развитие вязкопластических деформаций. В данной работе проведен обзор существующих методик, позволяющих оценить долговечность поршня; разработана методика расчета ТНДС поршня для макроциклов «Пуск-Останов» и рабочих циклов на режиме номинальной мощности. Определены коэффициенты в моделях пластичности и ползучести для сплава АК12ММгН. Получена стабилизированная петля упругопластического гистерезиса, на основе которой по деформационному и энергетическому критериям произведена оценка малоцикловой усталости поршня. По экспериментальным данным долговечность была скорректирована с учетом высокочастотной нагрузки. Таким образом, был уточнен ресурс поршня.

<u>Ключевые слова</u>: дизель, поршень, двухчастотное нагружение, пластичность, ползучесть, многоцикловая усталость, малоцикловая усталость.

Cast Al-Si-Cu-Ni-Mg piston alloys are widely used for engines of large power range due to their low specific gravity, high thermal conductivity and good castability. However, under the conditions of increase of thermomechanical loads associated with rise in specific power output of high-efficiency diesel engines, operating temperatures of pistons go up to 0,8–0,9 of melting temperature resulting in significant reduction of Al-Si alloy high-temperature strength. In this regard, to provide a required service life of pistons, it is necessary to more precisely simulate their thermal and stress-strain state, taking into account two-frequency loading and viscoplastic deformation. In this paper, a review of existing methods for piston life estimation is carried out; methodology of calculation of piston thermal and stress-strain state for Start-Stop macrocycles and operating cycles at nominal power mode is developed. The coefficients in plasticity and creep models for Al-12Si-Cu-Ni-Mg alloy are determined. On the basis of obtained stabilized elastoplastic hysteresis loop, piston low cycle fatigue is estimated using deformation and energy criteria. According to experimental data, piston life is corrected taking into account high-frequency load. Thus, piston resource is specified.

<u>Keywords</u>: diesel engine, piston, two-frequency loading, plasticity, creep, high cycle fatigue, low cycle fatigue.

Введение. Широкое использование алюминиево-кремнистых сплавов (силуминов) системы Al-Si-Cu-Ni-Mg, содержащих до 12 различных элементов, связано с их высокой износостойкостью и теплопроводностью, небольшим коэффициентом температурного расширения, малым удельным

весом, хорошими литейными свойствами, а также высокими механическими характеристиками [1–3]. Повышение удельной мощности высокофорсированных дизелей приводит к росту механических и тепловых нагрузок на детали камеры сгорания (КС): давление внутри цилиндра может достигать в настоящее время 200 бар, а максимальная температура поршня — 420°C, что для данных сплавов соответствует гомологическим температурам 0,8–0,9 (отношению рабочей температуры к температуре плавления) [3–5].

Современный уровень гомологических температур на кромке КС поршней становится причиной значительного снижения их термопрочности, в связи с чем прогнозировать ресурс на основе приближенных методик становится невозможным. Уточнение таких методик возможно за счет более точного моделирования ТНДС поршней с учетом двухчастотных нагрузок и неупругих эффектов материала.

Обзор методик оценки долговечности поршней. Особенностью теплонапряженных деталей КС, в частности поршня и крышки цилиндра, является то, что они работают в условиях двухчастотного термомеханического нагружения: циклы низкой частоты соответствуют изменениям режимов работы двигателя, высокой частоты – каждому рабочему циклу (два оборота коленчатого вала для четырёхтактного двигателя). Кроме того, высокие температуры на кромке КС поршня приводят к появлению пластических деформаций и деформаций ползучести.

В [6] Беловым В.П. при совместном учете высокочастотных и низкочастотных нагрузок принималась гипотеза линейного суммирования повреждений, полученных на различных режимах работы двигателя. Повреждения на номинальном режиме $d_{\rm H}$ и режиме холостого хода $d_{\rm x}$ определялись как отношение реального количества циклов к предельному. На переходных режимах с помощью деформационно-кинетического критерия подсчитывались повреждения от усталости d_f и ползучести d_s :

$$d_f = N \left(\frac{\varepsilon_{\rm B}({\rm T})}{2\Delta\varepsilon_{\rm p}}\right)^2$$
; $d_s = \frac{\Delta e_{\rm p}N}{\varepsilon_{\rm B}({\rm T})}$

где $\varepsilon_{\rm B}({\rm T})$ — предельная пластичность материала; $\Delta \varepsilon_{\rm p}$ — размах пластической деформации за цикл нагружения; $\Delta e_{\rm p}$ — одностороннее смещение петли упругопластического гистерезиса за один цикл; *N* — количество циклов до разрушения.

Условие разрушения имело следующий вид:

$$d_{\rm H} + d_f + d_s + d_{\rm X} = 1$$

Иванченко А.Б. предложил использовать гипотезу линейного суммирования повреждений в несколько иной форме [7]:

$$A = \frac{n}{N_p} + \frac{n^*}{N_p^*},$$

где A — суммарное повреждение; N_p — допустимое число циклов, соответствующее нагружению амплитудой напряжений σ_a от суммарного теплового воздействия высокочастотной и низкочастотной составляющих; N_p^* — допустимое число циклов, соответствующее нагружению амплитудой напряжений σ_a^* от воздействия высокочастотной температурной составляющей; n — число циклов низкой частоты до появления усталостной трещины; n^* — число циклов высокой частоты до появления усталостной трещины.

В работе [8] при рассмотрении двухчастотного спектра нагружения головки поршня тепловозного двигателя предлагалось определить, во сколько раз долговечность конструкции при двухчастотном нагружении ниже долговечности при одночастном нагружении с амплитудой, равной сумме амплитуде составляющих двухчастотного нагружения:

$$\frac{N_{\rm A}}{N_{\rm BC}} = \frac{\sigma_{\rm ac}}{\sigma_{\rm aH}\sqrt{1 + (f_{\rm B}/f_{\rm H})(\sigma_{\rm aH}/\sigma_{\rm ac})^2}},$$

где $N_{\rm d}$ — долговечность при двухчастотном нагружении, определяемая по числу циклов высокочастотной составляющей; $N_{\rm Bc}$ — долговечность при одночастотном нагружении с амплитудой, равной сумме амплитуд составляющих двухчастотного нагружения; $\sigma_{\rm a\, H}$ и $\sigma_{\rm a\, c}$ — амплитуда низкочастотной и суммарная амплитуда высокочастотной и низкочастотной составляющих цикла напряжений соответственно; $f_{\rm B}$ и $f_{\rm H}$ — частоты нагружений высокочастотной и низкочастотной составляющих соответственно.

Необходимо отметить, что данная методика применима только в том случае, если деформации детали остаются в упругой области.

Широкое распространение в зарубежных исследованиях получила модель термомеханической выносливости, разработанная Neu R.W. и Sehitoglu H. [9, 10]. Она основана на представлении процесса повреждения поршня в виде трех независимых механизмов (усталости, воздействия окружающей среды и ползучести), которые действуют одновременно:

$$\frac{1}{N^{tot}} = \frac{1}{N^{fat}} + \frac{1}{N^{ox}} + \frac{1}{N^{creep}},$$

где N^{tot} — общее количество циклов до разрушения; N^{fat}, N^{ox} и N^{creep} — количество циклов до разрушения из-за механической усталости, окисления и ползучести соответственно.

Трудности использования данной модели связаны с проведением большого числа опытов для определения констант материала.

Современные исследования долговечности материалов для теплонапряженных деталей, работающих в условиях двухчастотного нагружения, показывают, что правомерность применения гипотезы линейного суммирования повреждений (гипотезы Пальмгрена-Майнера) не подтверждается [11]. Вместо нее следует использовать экспериментально полученные кривые малоцикловой усталости.

Таким образом, на основе проведенного обзора были сформулированы следующие задачи:

- разработать методику расчета нестационарных полей температур и деформаций поршня от высоко- и низкочастотных нагрузок на основе программного комплекса (ПК) ANSYS;
- обосновать выбор моделей пластичности и ползучести и определить соответствующие коэффициенты для рабочего диапазона температур поршня;
- исследовать кинетику упруговязкопластического деформирования кромки КС поршня;
- оценить долговечность поршня с учетом мало- и многоцикловой термомеханической усталости.

Методика расчета ТДНС поршня. Разработанная методика предполагает расчет теплового состояния поршня на основе уравнения нестационарной теплопроводности для макроциклов «Пуск-Останов» и одного рабочего цикла. Расчет рабочего цикла производится с начальными условиями, в качестве которых выступает стационарное тепловое поле при работе двигателя на режиме номинальной мощности. Полученные нестационарные температурные поля используются для расчета напряженнодеформированного состояния поршня.

Определение коэффициентов в моделях пластичности и ползучести. Кривые циклического деформирования поршневых алюминиевокремнистых сплавов показывают, что для данного материала характерно *кинематическое упрочнение* (КУ), при котором поверхность текучести, не изменяясь в размерах, смещается в направлении нагрузки [12]. Наиболее точно кривую деформирования описывают модели *нелинейного КУ*. В настоящей работе была использована модель, предложенная Chaboche J.L. [13], согласно которой смещение центра поверхности пластичности $\Delta \alpha$ рассчитывается по следующей зависимости:

$$\Delta \alpha = \frac{2}{3} \mathbf{C} \cdot \Delta \varepsilon^{pl} - \gamma \cdot \alpha \cdot \lambda,$$
где С — модуль упрочнения; $\Delta \varepsilon^{pl}$ — приращение пластической деформации; γ — скорость уменьшения модуля упрочнения; λ — накопленная пластическая деформация.

По кривым «добавочные напряжения — пластические деформации» (рис. 1) методом наименьших квадратов осуществляется подбор коэффициентов С и у на основании соотношения:

$$\frac{\Delta\sigma}{2} - \sigma_{\rm T} = \frac{C}{\gamma} \tanh\left(\gamma \frac{\Delta\varepsilon_{\rm \Pi J}}{2}\right),$$

где $\Delta \sigma$ и $\Delta \varepsilon_{nn}$ — высота и ширина петли упругопластического гистерезиса соответственно; $\sigma_{\rm T}$ — предел текучести материала.



Рис. 1. Зависимость добавочных напряжений от пластических деформаций для диапазона температур 20–440°С [12]

Математическое описание явления *ползучести* базируется на механических уравнениях состояния, полученных из экспериментов. Простейшим соотношением, выражающим связь между минимальной скоростью деформации ползучести $\dot{\varepsilon}_{min}$, приложенными напряжениями σ и температурой, является закон Нортона [14]:

$$\dot{\varepsilon}_{min} = A \cdot \sigma^n \cdot exp\left(-\frac{Q}{RT}\right),$$

где *А* и *n* — константы материала; *Q* — энергия активации ползучести; *R* — универсальная газовая постоянная; *T* — абсолютная температура.

По данным из [15], в диапазоне температур 250–300°С и напряжений 80–140 МПа в стандартных образцах из сплава АК12М3,5МгН2, изготовленных литьем в кокиль, наблюдается дислокационная ползучесть с n = 5,18 и Q = 244,9 кДж/моль. Задавшись $\dot{\varepsilon}_{min}$ и T, по графикам вычисляется значение константы A.

Объект исследования. В качестве объекта исследования был выбран поршень v-образного 8-цилиндрового дизельного двигателя ЯМЗ-6586 с номинальной мощностью 309 кВт. Основные технические характеристики двигателя приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры двигателя

Ход поршня, <i>S</i> , (мм)	140
Диаметр цилиндра, <i>D</i> , (мм)	130
Номинальная мощность, <i>N</i> _e , (кВт)	309
Номинальная частота вращения, <i>n</i> , (мин ⁻¹)	1900
Удельный эффективный расход топлива, g_e , (г/кВт*час)	195

Твердотельная модель поршня с нирезистовой вставкой под первое компрессионное кольцо была построена в ПК SolidWorks. С целью увеличения концентрации напряжений кромка КС была сделана острой, без радиуса скругления. Профиль боковой поверхности поршня был выполнен бочкообразным.

Расчет граничных условий. Рабочий процесс двигателя, соответствующий режиму номинальной мощности, был рассчитан в ПК «Дизель-РК».

Для получения данных о тепловом состоянии поршня на режиме номинальной мощности была использована программа ICE, с помощью которой были определены граничные условия (ГУ) 3-го рода для поверхности КС и боковой поверхности поршня.

Для определения высокочастотных колебаний температуры на поверхности поршня за один рабочий цикл использовалась следующая методика. На кольцевые зоны огневого днища задавались одинаковые значения мгновенной осредненной по объему КС температуры газов (из «Дизель-РК»), а значения локального коэффициента теплоотдачи в зависимости от угла поворота коленчатого вала (УПКВ) рассчитывались по формуле из [16]:

$$\begin{aligned} \alpha_{\rm M\Gamma H}^{\kappa}(r,\varphi) &= 819,5D^{-0,2}p_{\Gamma}^{0,8}T_{\Gamma}^{0,8}\left\{\left[a\left(\frac{r}{R}\right)^{2} + b\left(\frac{r}{R}\right) + c\right]c_{m}\right. \\ &+ \left.C_{2}\frac{V_{h}T_{a}}{p_{a}V_{a}}(p_{\Gamma} - p_{0})\right\}^{0,8}, \end{aligned}$$

где r — текущее значение радиуса; R и D — радиус и диаметр цилиндра соответственно; c_m — средняя скорость поршня; p_{Γ} и T_{Γ} — мгновенные значения давления и температуры газа в цилиндре соответственно; V_a и V_h — полный и рабочий объемы цилиндра; p_a и T_a — давление и температура газа в начале сжатия; p_0 — мгновенное давление при прокручивании двигателя; φ — текущее значение УПКВ.

В качестве ГУ для механического нагружения использовались давления в цилиндре (из «Дизель-РК») и ускорения поршня 1-го и 2-го порядка, рассчитанные по формуле:

$$j = R\omega^2(\cos\alpha + \lambda\cos 2\alpha)$$
,

где R — радиус кривошипа; ω — угловая скорость вращения коленчатого вала; α — значение УПКВ; λ — отношение радиуса кривошипа к длине шатуна.

Результаты расчета. После расчета трех макроциклов «Пуск— Останов» для кромки КС поршня в плоскости поршневого пальца была получена стабилизированная петля упругопластического гистерезиса, построенная на рис. 2 в координатах окружных напряжений и окружных деформаций, а также колебания температур и напряжений в результате высокочастотных термомеханических нагрузок (рис. 3, 4).



Рис. 2. Кривая деформирования кромки КС поршня, соответствую-

щая трем циклам «Пуск-Останов»



Рис. 3. Высокочастотные колебания температуры поршня за один рабочий цикл на поверхности кромки КС (1), на глубине 1 мм (2) и на поверхности

периферии огневого днища (3)



Рис. 4. Высокочастотные колебания механических (1), термических (2), суммарных (3) напряжений и деформаций (4) на кромке КС поршня за

один рабочий цикл

Расчет долговечности поршня. Оценка малоцикловой усталости деталей обычно производится по соотношениям, которые в общем виде представляют собой зависимость между некой критериальной функцией Φ и числом циклов до разрушения N_f [17]:

$$max[\Phi(\varepsilon,\sigma,\dots)] = aN_f^{b},$$

где *а* и *b* — константы материала.

Классическим примером такой зависимости является деформационный критерий Мэнсона-Коффина [2]:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{2} = \frac{\sigma'_f(T)}{E(T)} \left[2N_f \right]^{b(T)} + \varepsilon'_f(T) \left[2N_f \right]^{c(T)},$$

где $\Delta \varepsilon$ — размах полной деформации; σ'_f , ε'_f , *b* и *c* — постоянные материала; *E* — модуль упругости.

Также хорошую согласованность с экспериментами имеет энергетический критерий [2]:

$$\Delta W_p = W'_f (2N_f)^{\beta},$$

где $\Delta W_p = \int_{\text{цикл}} (\sigma; \dot{\varepsilon}) dt$ — энергия пластического деформирования, рассеиваемая за цикл; W'_f и β — постоянные материала.

С использованием констант для сплава АК12ММгН [2] было рассчитано число циклов до разрушения кромки, оно составило $N_f^{\ A} = 31000$ и $N_f^{\ 3} = 288000$ циклов по деформационному и энергетическому критериям соответственно. Такая большая разница в результатах связана с тем, что энергетический критерий учитывает не только деформации, но и напряжения цикла.

Учет многоцикловой усталости может быть произведен по экспериментально полученным зависимостям количества макроциклов термомеханического нагружения (с амплитудой низкочастотной деформации 0,275% и максимальной температуре цикла 300°С) от амплитуды высокочастотной механической деформации [11]. Так как амплитуда изменения деформаций в течение рабочего цикла двигателя составляет 0,07%, долговечность кромки уменьшится на 80% до $N'_f{}^a = 6200$ и $N'_f{}^a = 57600$ циклов.

Выводы. По выполненной работе можно сделать следующие выводы:

- разработана методика расчета ТНДС поршня для двухчастотного нагружения;
- определены коэффициенты в моделях пластичности и ползучести;
- рассчитаны колебания температур и напряжений в течение макро- и микроциклов нагружения;
- установлено, что из-за наложения высокочастотных нагрузок на циклы низкой частоты следует ожидать уменьшение долговечности кромки без радиуса скругления на 80%.

Литература

[1] *Microstructure evolution of Al–12Si–CuNiMg alloy under high temperature low cycle fatigue* / J. Liu, Q. Zhang, Z. Zuo, [et al.] // Materials Science and Engineering: A. 2013. Vol. 574. Pp. 186-190.

[2] Zhang Q., Zuo Z., Liu J. *High-temperature Low-cycle Fatigue Behavior of a Cast Al–12Si–CuNiMg Alloy* // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. 2013. Vol. 36. Issue 7. Pp. 623-630.

[3] Morgenstern R., Kenningley S. *Transient microstructural thermomechanical fatigue and deformation characteristics under superimposed mechanical and thermal loading, in AlSi based automotive diesel pistons* // Sadler B.A. (eds) Light Metals. The Minerals, Metals & Materials Series. 2013. Pp. 397-403.

[4] KS Mono-Block Steel Pistons for Commercial Truck Applications. URL: http:///www.kspg.com/fileadmin/media/kspg/Broschueren/ Poduktbroschueren/KS_Kolbenschmidt/Kolben_Nkw/ko_pistonsteel_truck_e.pdf (дата обращения 20.09.18). [5] Kenningley S., Morgenstern R. *Thermal and Mechanical Loading in the Combustion Bowl Region of Light Vehicle Diesel AlSiCuNiMg Pistons; Reviewed with Emphasis on Advanced Finite Element Analysis and Instrumented Engine Testing Techniques // SAE International. 2012.* No. 4. Pp. 1-14.

[6] Белов В.П. Расчетно-экспериментальная оценка термостойкости поршней форсированных автомобильных и тракторных двигателей: Дис. ...канд. техн. наук. Москва, 1986. 251 с.

[7] Иванченко А.В. Методика оценки термоусталостной прочности поршней форсированных дизелей: Дис. ...канд. техн. наук. Москва, 1995. 174 с.

[8] Салтыков М.А., Чайнов Н.Д., Васин Е.С. Оценка прочности головок поршней высокофорсированных тепловозных дизелей при двухчастотном нагружении // Вестник МГТУ. Сер. Машиностроение. №2. 1991. С. 75-80.

[9] Neu R.W., Sehitoglu H. *Thermomechanical Fatigue*, *Oxidation and Creep: Part I. Damage Mechanisms* // Metallurgical and Materials Transactions A. 1989. No. 20(9). Pp. 1755-1767.

[10] Neu R.W., Sehitoglu H. *Thermomechanical Fatigue, Oxidation and Creep: Part II. Life prediction //* Metallurgical and Materials Transactions A. 1989. No. 20(9). Pp. 1769-1783.

[11] Beck T., Henne I., Löhe D. *Lifetime of cast AlSi6Cu4 under superimposed thermal–mechanical fatigue and high-cycle fatigue loading //* Materials Science and Engineering: A. 2008. Vols. 483-484. Pp. 382-386.

[12] Cyclic Behavior of an Al-Si-Cu Alloy under Thermo-Mechanical Loading / J. Mao, C. Engler-Pinto, X. Su, [et al.] // SAE International Journal of Materials and Manufacturing. 2014. Vol. 7. Issue 3. Pp. 1-8.

[13] Chaboche J.L. *Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity* // International Journal of Plasticity. 1989. Vol. 5. Pp. 247-302.

[14] Manson S.S., Halford G.R. *Fatigue and Durability of Metals at High Temperatures*. ASM International, 2009. 278 p.

[15] Microstructure, tensile properties and creep behavior of Al-12Si-3.5Cu-2Ni-0.8Mg alloy produced by different casting technologies / L. Zuo, B.
Ye, J. Feng, [et al.] // Journal of Materials Science & Technology. 2018. Vol.
34. Pp. 1222-1228.

[16] Станкевич И.В. Определение теплонапряженности крышек цилиндров дизелей с учетом нелинейности задачи теплопроводности: Дис. ...канд. техн. наук. Москва, 1984. 233 с.

[17] *A computational lifetime prediction of a thermal shock experiment. Part II: discussion on difference fatigue criteria* / S. Amiable, S. Chapuliot, A. Constantinescu, [et al.] // Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures. 2006. Vol. 29. Pp. 219–227.

УДК 621.43

Методика расчета газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей

Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, А.В. Капшуков МГТУ им. Н.Э.Баумана

В настоящее время расчет герметичности газового стыка ДВС сводится по существу к расчету силовых шпилек, скрепляющих детали, образующие газовый стык, что является лишь первым шагом оценки его работоспособности. Такая методика расчета не может быть использована при оценке герметичности газового стыка поршневых двигателей. Главным недостатком такого подхода является невозможность учета особенности конструкций деталей, образующих газовый стык и их теплового состояния на различных режимах работы двигателя.

В работе представлена методика оценки герметичности газового стыка, основанная на комплексе расчетов по определению параметров теплового и напряженно-деформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине *vсилий* предварительной затяжки силовых шпилек. Принимая во внимание сложную геометрию крышки и втулки цилиндров с наличием полостей охлаждения, анализ теплового и напряженно-деформированного состояния системы элементов, образующих узел газового стыка, проводится с помощью объемных конечно-элементных моделей. Приведенная методика позволяет оценить как уровень напряжений в базовых деталях, формирующих узел газового стыка, так и локальное распределение давления по площади уплотняющей прокладки, что позволяет рационально назначить усилия представляющие опасность для прочности затяжки. не деталей. формирующих газовый стык. В частности, крышек цилиндров и самих шпилек.

At present, the calculation of the tightness of the gas joint of the ice is essentially reduced to the calculation of the power pins, fastening the parts that form the gas joint, which is only the first step in assessing its performance. This method of calculation can not be used to assess the tightness of the gas joint of of piston engines. The main disadvantage of this approach is the inability to take into account the design features of the parts forming the gas joint and their thermal state in different modes of operation of the engine.

The paper presents a method for assessing the tightness of the gas joint, based on a set of calculations to determine the parameters of the thermal and stress-strain state of the engine parts forming its gas joint, with the accepted value of the pre-tightening force of the power pins. Taking into account the complex geometry of the cylinder cover and bushing with the presence of cooling cavities, the analysis of the thermal and stress-strain state of the system of elements forming the gas joint unit is carried out using three-dimensional finite element models. The given technique allows to estimate both the level of stresses in the basic parts forming the gas joint unit and the local pressure distribution over the area of the sealing gasket, which makes it possible to rationally assign tightening forces that do not pose a danger to the strength of the parts forming the gas joint. In particular, the cylinder covers and the studs themselves.

<u>Ключевые слова:</u> среднеоборотный дизель, газовый стык, тепловое и напряженно-деформированное состояние, метод конечных элементов, усилия затяжки, давление в прокладке

<u>Key words:</u> medium speed diesel, gas junction, thermal and stress-strain state, finite element method, torque, pressure in the gasket.

введение

В современных условиях сохраняется тенденция к повышению агрегатных мощностей среднеоборотных дизелей путем их форсирования по среднему эффективному давлению. Постоянное повышение параметров рабочего процесса, включая максимальное давление газов в цилиндре *p*_z предъявляет особые требования к герметичности газового стыка и прочности деталей, образующих газовый стык двигателя (крышка и втулка цилиндра, прокладка, блок цилиндров), а также деталей крепления и, прежде всего, усилию затяжки силовых шпилек.

Существующие методики расчета газового стыка используют зависимости, принятые в деталях машин для расчета фланцевых соединений, включая величину усилия затяжки силовых шпилек, при ЭТОМ не учитываются особенности конструкции указанных деталей, их тепловое и напряженно-деформированное состояние при работе двигателя на различных режимах [1,2,3]. Такой упрощенный подход может применяться лишь в качестве первого шага при расчете газового стыка (предварительного выбора усилий затяжки). Расчет герметичности газового стыка СОД при циклических нагружениях соединения должен проводиться с учетом теплового и напряженно-деформированного состояния элементов узла, в частности локального характера распределения давления по поверхности стыка при затяжке и его изменения при работе двигателя.

В связи с этим требуется разработка метода оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных двигателей, включающего определение параметров теплового и напряженно-деформированного состояния (ТНДС) деталей двигателя, образующих газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек. Это связано с опасностью чрезмерно высоких усилий затяжки, приводящих к недопустимым величинам монтажных напряжений в крышке и втулке цилиндра.

МОДЕЛИРОВАНИЕ ТНДС ДЕТАЛЕЙ, ОБРАЗУЮЩИХ ГАЗОВЫЙ СТЫК

Учитывая сложную геометрию крышки и втулки цилиндров, анализ ТНДС системы элементов, образующих газовый стык, следует проводить с помощью объемных (3-х мерных) конечно-элементных моделей. Для оценки теплового и напряженно-деформированного состояния узла газового стыка

используется трехмерная конечно-элементная модель сборки втулки, жарового кольца, крышки цилиндра и верхней части блока с контактным взаимодействием через зону расположения прокладки (рис.1), построенная на основании твердотельной модели сборки.



Рис.1. Твердотельная (*a*) и конечно-элементная модель (б) сборки блока, втулки и крышки двигателя типа ЧН26,5/31

Чтобы стык был герметичным, по всей площади плоской прокладки должны действовать сжимающие усилия. Давление p_1 по площади прокладки при отсутствии сгорания в цилиндре распределяется неравномерно. Его минимальная величина p_{1min} в результате повышения давления газа в цилиндре до значения p_z снижается до значения p_{2min} . Для обеспечения герметичности газового стыка, p_{2min} во всех случаях должно быть больше 0.

Необходимым и достаточным условием обеспечения герметичности газового стыка между прокладкой и поверхностями крышки цилиндра и бурта втулки цилиндра является сохранение достаточной величины давления по всей площади прокладки при действии максимального давления газа в цилиндре p_z . Это достигается превышением величины минимального давления на поверхности прокладки p_{min} над величиной снижения этого давления Δp в момент приложения максимальной газовой нагрузки. Применительно к среднеоборотным двигателям экспериментально установлено [4], что герметичность стыка обеспечивается, если величина

 p_{1min} на поверхности прокладки превосходит величину Δp снижения давления при приложении давления газа в цилиндре p_z . в «k» раз:

$$k = \frac{P_{1min}}{\Delta P},\tag{1}$$

где $\Delta P = P_{1min} - P_{2min}$

Применительно к среднеоборотным тепловозным и судовым дизельным двигателям рекомендуется k=1,5-2,5. Чем больше k, тем выше уплотнение стыка при данном значении p_z .

В начале расчета следует ориентировочно оценить исходное значение усилия предварительной затяжки шпилек Р_{пр}. При этом можно воспользоваться известной формулой оценки усилий предварительной затяжки фланцевых соединений [1]:

$$P_{np} = m\pi D_{cn} b_0 p_z, \tag{2}$$

где m — прокладочный коэффициент (эмпирическая величина, определяется из опыта); b_{θ} — эффективная ширина прокладки; D_{cn} — расчетный диаметр прокладки.

Рациональная величина усилия предварительной затяжки выбирается из условия обеспечения герметичности стыка и непревышения допустимой величины напряжений, включая монтажные, в деталях, образующих газовый стык. Применительно к дизелю ЧН26,5/31 исходное значение усилия затяжки в соответствии с формулой (2) составило P_{np} =520кH (52тс). Принимаем исходное усилие затяжки 600 кH (60тс).

При выполнении расчета согласованных граничных условий теплообмена крышки цилиндра с клапанами и втулки использован комплекс программ «ICE», созданный на кафедре Поршневых двигателей МГТУ им. Н.Э. Баумана [2]. На рис.2 представлено распределение температур в крышке цилиндра и втулке двигателя типа ЧН26,5/31 на номинальном режиме работы $(p_e = 25,8 \text{ Бар}, n = 100006/мин).$



Рис. 2. Температурное поле сборки крышки с втулкой на номинальном режиме работы двигателя типа ЧН26,5/31

Крышка цилиндров является одной из наиболее теплонапряженных деталей дизеля. Тепловой поток в крышку цилиндра превосходит тепловой поток в поршень. Максимальная температура крышки находится со стороны камеры сгорания в зоне межклапанной перемычки впускных каналов и составляет 406[°]C. Зона крышки со стороны камеры сгорания около выпускных каналов является менее нагретой, так как выпускные седла рассматриваемой крышки охлаждаются (температура достигает 360[°]C).

Температура на значительной части рабочей поверхности втулки невелика, равномерно распределена по окружности и колеблется в диапазоне от 130 до 225⁰C.

В рассматриваемой конструкции втулки цилиндра жидкостному охлаждению подлежит только верхняя, наиболее нагреваемая при работе часть втулки.

Температурная составляющая вносит заметный вклад в общую нагруженность деталей, образующих газовый стык, включая силовые шпильки.

Для оценки напряженно-деформированного состояния крышки цилиндра, втулки, верхней части блока цилиндров использована

приведенная на рис.1 конечно-элементная модель сборки. Уплотнение газового стыка обеспечивается затяжкой 4-х силовых шпилек, связывающих блок, втулку и крышку с усилием 600 кН (60 тс).

На рис. З приведены значения главных растягивающих напряжений, возникающих в сборочном узле.





В крышке цилиндра максимальные растягивающие напряжения (495 МПа) возникают со стороны полости охлаждения ближе к неохлаждаемому седлу впускного клапана. Максимальные напряжения во втулке относительно невелики и возникают в месте контакта с блоком, достигая 310 МПа. Максимальные растягивающие напряжения в силовых шпильках составляют 425 МПа.

Перепад контактного давления по ширине прокладки составил от 29 до 203 МПа (рис.36). Наибольшие сжимающие напряжения (давление) возникают на внешнем диаметре прокладки, что обусловлено краевым эффектом в месте контакта прокладки с крышкой и втулкой.

При этом герметичность газового стыка обеспечивается в полной мере. Однако при затяжке шпильки 600 кН (60 тс) напряжения в силовых шпильках и крышке оказываются чрезмерно высокими (предел прочности материала крышки при растяжении 700 МПа).

В связи с этим был выполнен расчет напряжений в крышке, втулке и верхнем поясе блока от действия монтажных усилий, тепловой и газовой нагрузок при усилии затяжки шпилек 450 кН (45 тс) (рис. 4).



Рис. 4. Распределение напряжений в деталях газового стыка и контактное давление обжатия прокладки двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс)

Максимальные растягивающие напряжения снизились в шпильках с 425 МПа до 319 МПа, в крышке цилиндра с 495 до 475 МПа, а во втулке цилиндра с 310 до 302 МПа.

Расчет сжимающих напряжений (давлений) на поверхности прокладки показывает, что давление обжатия при уменьшении усилия затяжки силовых шпилек заметно снизилось. Давление на внутреннем диаметре прокладки уменьшилось до 0, а на внешнем диаметре составило 180 МПа. Снизился при этом и уровень напряжений в деталях, образующих газовый стык. При этом

распределение контактного давления по площади прокладки оказывается весьма неравномерным. В этом случае на поверхности прокладки появляются зоны отсутствия давления.

Общим недостатком в обоих случаях при затяжке силовых шпилек 600 кН (60 тс) и 450 кН (45 тс) является значительная неравномерность распределения сжимающих напряжений (давления) по ширине прокладки с выраженным максимумом на внешнем диаметре прокладки.

Для уменьшения краевого эффекта и обеспечения более равномерного распределения контактного давления по ширине прокладки предлагается прокладка прямоугольного поперечного сечения из жаростойкой стали с разгрузочной канавкой эллиптической формы по наружной боковой поверхности (рис.5), предложенная ОАО «Коломенский завод» [5].



Рис. 5. Твердотельная модель узла газового стыка с модернизированной прокладкой (*a*) и внешний вид стандартной и модернизированной прокладок и распределение контактного давления по ширине (*б*)

На рис. 5 показан характер распределения контактных давлений по ширине прокладки без разгрузочной канавки (5*a*) и прокладки с разгрузочной канавкой (5*б*).

Результаты расчета ТНДС состояния узла газового стыка от совместного действия усилий затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс), тепловой и газовой нагрузок с применением прокладки с эллиптической проточной канавкой представлены на рис. 6.



Рис. 6. Распределение напряжений в деталях газового стыка и контактное давление обжатия прокладки двигателя типа ЧН26,5/31 при усилии затяжки силовых шпилек 450 кН (45 тс) с прокладкой с разгрузочной канавкой

При незначительном изменении теплового и напряженнодеформированного состояния удалось значительно снизить неравномерность распределения давления по ширине прокладки. Контактное давление по ширине прокладки изменяется в диапазоне от 15 МПа на внутреннем диаметре до 94 МПа на наружном, при приложении газовой нагрузки на всей поверхности прокладки отмечен достаточный уровень давления, при этом коэффициент k = 2,471.

Таким образом, при равном усилии затяжки прокладка с эллиптической проточкой обеспечивает герметичность и наиболее равномерное обжатие по площади газового стыка, что должно повысить его уплотнение.

Предложенная методика прошла верификацию на основании данных эксперимента, выполненного на ОАО «Коломенский завод», в котором тензометрирования фиксировались результаты И термометрирования элементов газового СОД типа 16ЧН26/26 164H26,5/31. стыка И Применительно к рассматриваемому классу среднеоборотных дизелей, показано удовлетворительное подтверждение результатов математического теплового напряженно-деформированного моделирования И состояния

элементов, образующих газовый стык, данными натурных экспериментов на работающем двигателе.

Таким образом, можно сделать заключение, что разработаный метод, основанный на определении параметров теплового и напряженнодеформированного состояния деталей двигателя, образующих его газовый стык, при принятой величине усилий предварительной затяжки силовых шпилек может применяться для оценки герметичности газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей на различных режимах работы.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Предлагается методика оценки герметичности газового стыка среднеоборотных двигателей, основанная на оценке параметров теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык, с применением их объемных конечно-элементных моделей. Методика позволяет назначить рациональную величину усилия затяжки силовых шпилек, обеспечивающую герметичность газового стыка.

В настоящей статье проведен расчет герметичности газового стыка среднеоборотного двигателя типа ЧН26,5/31 в соответствии с изложенной методикой, включающей математическое моделирование методом конечных элементов теплового и напряженно-деформированного состояния деталей, образующих газовый стык среднеоборотного дизеля, и расчет распределения давления по площади уплотняющей прокладки между крышкой и втулкой цилиндра при различных усилиях затяжки силовых шпилек.

Для повышения герметичности газового стыка рассматриваемого дизеля, предложена модифицированная прокладка с кольцевой проточкой по внешнему диаметру. Показана эффективность ее использования.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Решетов Д.Н. Детали машин. М. Машиностроение. 1989. -496с.

Конструирование двигателей внутреннего сгорания. Под ред.
 Н.Д.Чайнова. М. Машиностроение. 2011. -495с.

3 Двигатели внутреннего сгорания. Динамика и конструирование. Под ред. В.Н. Луканина, М.Г. Шатрова. М. Высшая школа. 2005. -400с.

4. Прочность теплонапряженных базовых деталей среднеоборотных двигателей внутреннего сгорания. Под ред. Н.Д. Чайнова. М. Машиностроение. 2015. -355с.

Уплотнение камеры сгорания двигателя внутреннего сгорания: а.с.
 2015117690 РФ/Рыжов В.А. [и др.]; заявл. 13.12.01; опубл. 13.05.2015. Бюл. №3.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Краснокутский А.Н. krasnokutsky07@mail.ru

Calculation method of gas joint of forced medium-speed diesel engines

N.D. Chainov, A.N. Krasnokutsky, A.V. Kapshukovĸ Bauman Moscow State Technical University

ПЕДАГОГИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ ФОРМИРОВАНИЯ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ОБРАЗОВАТЕЛЬНЫХ ТРАЕКТОРИЙ АСПИРАНТОВ ТЕХНИЧЕСКОГО ВУЗА

А.С. Климова

Самарский государственный университет путей сообщения

PEDAGOGICAL CONDITIONS OF INDIVIDUAL EDUCATIONAL PATH DESIGNING BY POST GRADUATORS IN A TECHNICAL UNIVERSITY

A.S. Klimova

Samara State Transport University

В статье рассматриваются факторы и условия успешного проектирования образовательных индивидуальных траекторий обучающихся для ПО высшего образования – программам подготовки программам научноучебном педагогических кадров в аспирантуре в техническом высшем его определение. Факторы заведении, а также дано проектирования определяются с одной стороны государственным заказом, профессиональными и федеральными государственными образовательными стандартами, а с другой научно-технического достижениями прогресса, научной школы, функционирующей в вузе, разработками научного руководителя и интересами, образовательными запросами самих обучающихся. Педагогические условия, описанные в статье, базируются на принципах доступности и гибкости основных образовательных программ аспирантуры. Приводятся основные проблемы, с которыми сталкиваются аспиранты в процессе проектирования. Освещаются результаты, полученные при анкетировании обучающихся, в поступления, которых прослеживаются цели мотивирующие факторы прохождения подготовки, информированность об элементах учебной и научной нагрузки в период обучения в аспирантуре, заинтересованность аспирантов в той или иной дисциплине.

<u>Ключевые слова</u>: аспирантура, подготовка научно-педагогических кадров, индивидуальные образовательные траектории, анкетирование, педагогические условия.

In this article the factors and pedagogical conditions of the successful individual educational path designing for post graduator's programs in a technical higher education institution, as well as its definition are described. The designing factors are determined on the one hand by the state order, professional and federal state educational standards, and with other hand achievements of scientific and technical progress, the scientific school held in the university, the scientific leader's developments and the interests and educational needs of the students themselves. The pedagogical conditions described in the article are based on the principles of accessibility and flexibility of the basic educational programs of postgraduate study. The main problems faced by graduate students in the design process are presented. The article highlights the results obtained in the survey of students, which can be traced the purpose of admission, motivating factors of training, awareness of the elements of educational and scientific work during the period of study in graduate school, the interest of graduate students in a particular discipline.

<u>Keywords</u>: post-graduate training, professional development of faculty member's majors, individual educational path, survey, pedagogical condition.

введение

образовательных Совершенствование программ И использование перспективных педагогических подходов к обучающимся является важным условием повышения качества образовательного процесса в вузе. Одним из важнейших педагогических подходов, направленных на улучшение качества образования, является индивидуальный подход. Данный подход особенно целесообразен при подготовке научно-педагогических кадров в аспирантуре. Учитывая тот факт, что в аспирантуре учатся люди с разным базовым профессиональным образованием И многообразными образовательными потребностями, важна индивидуализация не только научного, но и учебного

процесса. Именно поэтому на сегодняшний день актуальным становятся вопросы проектирования и внедрения в процесс подготовки научнопедагогических кадров индивидуальных образовательных траекторий (ИОТ).

Под проектированием ИОТ обучающихся по программам подготовки научно-педагогических кадров в аспирантуре мы понимаем совместную деятельность научного руководителя и аспиранта, в которой планируется и выстраивается будущий учебный и научно-исследовательский процесс, а также определяется результат профессионально-личностного развития при решении поставленных задач в рамках основной образовательной программы [1, с. 33].

ФАКТОРЫ, ВЛИЯЮЩИЕ НА ВЫСТРАИВАНИЕ ИОТ

С одной стороны, ИОТ проектируются с учетом тех государственных требований, которые определяются для каждого уровня подготовки в вузе [2]. Имеется государственный заказ на подготовку кадров и четкие требования как к компетенциям действующих специалистов, так и выпускников учебных заведений. Они отражены в профессиональных и образовательных стандартах. Обучающийся, полностью освоивший образовательную программу и успешно прошедший государственную итоговую аттестацию, должен соответствовать требованиям стандартам. Федеральные ЭТИМ двум государственные образовательные стандарты (ФГОС ВО) аспирантуры разработаны с учетом «Педагог профессионального профессиональных стандартов обучения, профессионального и дополнительного профессионального образования» и «Научный работник (научная (научно-исследовательская) деятельность)» [3,4]. ФГОС ВО устанавливает общеобразовательные и универсальные компетенции, служащие основой при составлении учебного плана аспирантуры, который должен включать базовые дисциплины и вариативную часть подготовки аспирантов, а также учитывать обязательные требования к профессорскопреподавательскому составу.

Проводимые аспирантом научные изыскания обычно опираются на разработки непосредственного руководителя, а также на знания, полученные

другими членами научного сообщества. Факторы, влияющие на проектирование ИОТ аспиранта, представлены на рисунке 1.



Рис. 1. Факторы, влияющие на проектирование ИОТ аспирантов

УСЛОВИЯ ВВЕДЕНИЯ ИОТ

Проектирование и внедрение ИОТ обучающихся ПО программам научно-педагогических кадров соблюдении подготовки возможно при следующих условий: гибкость образовательных программ, их адаптируемость требования быстроменяющиеся экономики страны; под вариативность программ, которые должны способствовать удовлетворению образовательных запросов каждого обучающегося; информационная открытость учебнометодических материалов, их максимальная доступность для аспирантов; консультативная поддержка обучающихся со стороны научного руководителя и индивидуализация аспирантуры; образовательного сотрудников отдела

процесса, предполагающая учет темпов освоения и путей приобретения профессиональных компетенций каждым обучающимся; формирование готовности аспирантов к проектированию собственных образовательных траекторий.

ИОТ реализуется по следующим направлениям: 1) содержательному, то есть посредством построения индивидуальной программы обучения и проведения научного исследования; 2) деятельностному, то есть через определенную последовательность самостоятельной научно-образовательной деятельности; 3) коммуникативному, включающему все виды взаимодействия с научным руководителем и сотрудниками отдела аспирантуры.

В первую очередь, ИОТ проектируется с учетом направленности основной профессиональная образовательной программы (ОПОП) аспирантуры и уровня подготовки аспиранта (специалитет, магистратура). Принимая во внимание научно-технический прогресс и экономическую ситуацию в стране, образовательная программа должна ежегодно обновляться.

Эффективным условием выстраивания ИОТ в процессе научнопедагогической подготовки аспирантов может быть вариативность, или увеличение в учебном плане элективной и факультативной составляющей ОПОП.

Необходимым условием для успешного проектирования ИОТ является доступность, информационная открытость учебно-методической документации и обеспечение консультативной поддержки обучающихся со стороны сотрудников высшего учебного заведения.

Немаловажным условием для внедрения в образовательный процесс вуза ИОТ является уровень мотивации и готовности обучающихся к проектированию собственных образовательных траекторий.

Недостаточная готовность аспирантов к проектированию ИОТ может быть вызвана и другими причинами. Одной из них является необходимость аспирантов, даже обучающихся с отрывом от производства, работать, что

неизбежно снижает мотивацию к улучшению качества своего образования [5, с. 35].

чтобы Для того выяснить, насколько аспиранты готовы К проектированию ИОТ, нами было проведено исследование. В анкетировании приняли участие аспиранты Самарского национального исследовательского университета им. академика С.П. Королева и Самарского государственного университета путей сообщения – всего 203 человека, из них 55,6% - мужчины, 44,4% - женщины. Большинство аспирантов (55,5%) имеет инженернотехническое и технологическое профессиональное образование, 22,2% образование в области информатики, 14,8% - в финансово-экономической и управленческой сферах, 7,5% - естественнонаучное образование. По возрасту можно выделить следующие категории: 54,7% - это аспиранты от 22 до 25 лет, 36,8% - от 26 до 30 лет, 7,4% - старше 30 лет, 1,1% - старше 40 лет. Чуть больше половины опрошенных (51,8%) имеют опыт работы на производстве, остальные (48,2%) такого опыта не имеют. Педагогический стаж есть всего у 37,1% аспирантов, 62,9% - педагогического стажа не имеют. Количественные данные по выборке испытуемых приведены в таблице 1.

Характеристика выборки	Количественное
	значение (%)
Направления базового профессионального образования	
инженерно-техническое и технологическое	55,5
информационное	22,2
финансово-экономическое, управленческое	14,8
естественнонаучное	7,5
Педагогический стаж	
Есть	37,1
Нет	62,9
Опыт работы на производстве	
Есть	51,8
Нет	48,2
Пол	
женский	44,4
мужской	55.6

Таблица 1. Количественная характеристика выборки испытуемых

Возраст	
22-25	54,7
26-30	36,8
>30	7,4
>40	1,1

На основе анкетирования были выявлены цели поступления в аспирантуру. Основной целью для 49% опрошенных стало стремление заниматься наукой, для 45% - карьерные соображения и для 14% - желание заниматься педагогической деятельностью, работать со студентами.

На вопрос: «Что вам больше всего нравится в процессе обучения?», 20% аспирантов выбрали ответ «возможность постоянного профессиональноличностного саморазвития», 19% - «проведение исследований в рамках подготовки диссертации». Далее следовали такие ответы: освоение новых образовательных программ (13%), овладение педагогическими компетенциями (7%).

ТОИ Для формирования аспирантами своих важным является доступность и открытость информации, касающейся образовательной и научной составляющей учебного плана и основной образовательной программы в целом. Вся необходимая информация публикуется на официальном сайте организации и в электронной информационной образовательной среде. В ходе опроса выяснилось, что 62% аспирантов знакомы с Правилами и положениями в вузе, размещенными на официальном сайте организации, 96% знакомы с учебным планом, 40 % с каталогом дисциплин по выбору, 33 % с факультативными дисциплинами, предложенными для изучения, 44% в общих чертах знакомы с описанием основной образовательной программы, 40% знакомы С аннотациями рабочих программ дисциплин. Большинство аспирантов (77%) считают, что информационные ресурсы полезны для них, столько же опрошенных (77%) руководствовались информацией на сайте для выбора будущей специальности, остальные сайтом для этих целей не пользовались. Следует отметить, что для формирования ИОТ на сайте имеется

достаточное количество информации, но не все аспиранты умеют полноценно использовать эти данные.

для построения ИОТ является квалифицированная Немаловажным помощь обучающимся со стороны сотрудников отдела аспирантуры и научных руководителей. Результаты анкетирования показали, что 39% опрошенных в случае затруднений обращаются в отдел аспирантуры, 37% - к своему научному руководителю, остальные - к однокурсникам. Поэтому можно предположить, что В процессе проектирования ИОТ большинство аспирантов при необходимости смогут получить грамотную консультацию и разрешить все затруднения.

Содержание учебного плана, по мнению 58% опрошенных, вполне совпадает с их образовательными потребностями, 37 % ответили, что совпадает частично, остальные 5% считают, что не совпадает. Несмотря на то, что наполнение учебного плана в целом удовлетворяет аспирантов, у них имеются и свои образовательные запросы. Так, 24% аспирантов считают, что им были бы интересны факультативные дисциплины, направленные на углубление специальных знаний, 22% - дисциплины, в которых раскрываются активные методы обучения, 15% - педагогические проблемы, остальные хотели бы получить дополнительные знания по методологии и методам исследования, а также по психологии.

проблемой, Как опрос, нерешенной затрудняющей показал индивидуализацию процесса подготовки научно-педагогических кадров, является неосведомленность аспирантов о специфике ИОТ и технологии ее проектирования. На вопрос: «Что такое индивидуальная образовательная траектория?» - 43% опрошенных дали ответ «не знаю», 42% - «знаю в общих чертах». Только 25% аспирантов готовы самостоятельно спроектировать индивидуальную образовательную траекторию. В то же время опрошенные указали, что внедрение ИОТ требует разработки гибких вариативных учебных планов, позволяющих выбирать нужные дисциплины и таким образом выстраивать оптимальную для себя образовательную траекторию.

На основании проведенного исследования, можно сделать вывод о том, что содержание официального сайта организации в полной мере дает обучающимся информацию для возможности построения ИОТ, но не все аспиранты хорошо могут ориентироваться в электронной информационной образовательной среде. В целом содержание основной образовательной программы совпадает с образовательными потребностями аспирантов, но для проектирования более эффективных ИОТ, учебный план должен содержать более широкие блоки элективных дисциплин, а также список факультативных дисциплин.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Таким образом, важнейшими задачами на сегодняшний день являются: совершенствование учебных планов подготовки научно-педагогических кадров, разработка технологии проектирования индивидуальных образовательных траекторий и обучение этому аспирантов, а внедрение ИОТ позволит максимально индивидуализировать учебный и научный процессы в аспирантуре, повысить самостоятельность и ответственность обучающихся за образовательный результат и научить их в дальнейшем планировать свое профессионально-личностное развитие.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Климова А.С. Индивидуализация и дифференциация обучения аспирантов // Вектор науки Тольяттинского Государственного Университета, 2016. - №3(26). С. 32-36.

[2] Федеральный закон «Об образовании в Российской Федерации» № 273 от 29 декабря 2012 г.: [Федеральный закон: принят Гос. Думой 21 дек. 2012 г. // Гарант.ru [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http:// base.garant.ru/70291362.

[3] Приказ Министерства труда и социальной защиты РФ от 8 сентября 2015 г. №608н «Об утверждении профессионального стандарта «Педагог

профессионального обучения, профессионального образования и дополнительного профессионального образования» // Гарант.ru [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http:// base.garant.ru/71202838.

[4] Проект Приказа Министерства труда и социальной защиты РФ "Об утверждении профессионального стандарта "Научный работник (научная (научно-исследовательская) деятельность)" (подготовлен Минтрудом России 05.09.2017) // Гарант.ru [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.garant.ru/products/ipo/prime/doc/56626475/

[5] Красинская Л.Ф. Дистанционные формы обучения аспирантов технического вуза. // Современные технологии подготовки кадров и повышения квалификации специалистов нефтегазового производства. тезисы IV научно-практической конференции с международным участием, 2017. С. 35

Газовые двигатели на базе дизельного двигателя Д 49

Буров С.В., Калиниченко В.В., Миляев С.Б.

ОАО «Коломенский завод», Россия

Gas Engines Based on diesel Engines D49

Burov S.V., Kalinichenko V.V., Milyaev S.B.

PJSC «Kolomensky zavod», Russia

АННОТАЦИЯ

Перевод дизельных двигателей для работы на природным газом актуален в связи с меньшей стоимостью газового топлива и улучшением экологических показателей. Для конвертации дизельного двигателя 12ГЧН26/26 в газовый двигатель была разработана и изготовлена система электронного управления с подачей топливного газа индивидуально по цилиндрам двигателя. Такая система позволяет обеспечить работу двигателя на автономную переменную нагрузку, отключение части цилиндров на холостом ходу, регулирование работы двигателя по температурам выпускных газов за цилиндрами, работу алгоритма регулирования температур и гашение детонации. Настройка систем управления газового двигателя проводилась с использованием результатов экспериментальных исследований. Стендовые испытания газового двигателя показали, что разработанная система управления позволяют обеспечить оптимальные границы регулирования коэффициент избытка воздуха для стабильной работы двигателя на обеденных смесях со снижением выбросов NOx.

ANNOTATION

Conversion of diesel engines into gas engines burning natural gas is of importance due to lower cost of gas fuel and lower harmful emissions. For conversion of diesel 12-cylinder engine with S/D=26/26. into a gas engine an electronic control system providing fuel delivery to individual cylinders was developed. This system permits to provide engine operation for local power network at alternating load, switching off some cylinders at idling, control of engine according to exhaust temperatures, functioning of algorithm of temperature control and self-ignition suppression. Adjustment of gas engine control system was carried out based on results of experimental studies. Bench tests of gas engine have shown that the system permits to provide optimal range of excess air ratio control and, thus, engine operation stability and reduction of NOx emissions when burning lean mixtures.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА

Конвертация, газовый двигатель, детонация, токсичные выбросы NOx.

KEY WORDS

Conversion, conversion, gas engine, self-ignition, harmful emissions of NOx.

введение

Анализ рынка среднеоборотных двигателей показал возросшую в последние годы потребность в газопоршневых агрегатах мощностью 800 – 2000 кВт отечественного производства, как в удаленных регионах, так и промышленно развитых. В таких энергоисточниках заинтересованы промышленные предприятия и администрации поселков Сибири и Дальнего Востока в удаленных от ЛЭП регионах, а также торговые, промышленные и коммунальные предприятия в центральных регионах с развитой

инфраструктурой. Причинами возросшего спроса являются: высокая стоимость покупаемой электроэнергии и монопольное ценообразование тарифов на электрическую и тепловую энергии, перегруженность подстанций, высокие риски потери энергоснабжения, связанные с перегрузкой существующих ЛЭП, высокая стоимость и трудоемкость сооружения новых ЛЭП, возможность использования газопоршневых электростанций для резервирования энергопитания, простота транспортировки газообразного топлива и сравнительно низкая стоимость. Поэтому решение о разработке комплекса мер по модернизации существующих дизельных двигателей выпускаемых заводом для работы на природном газе является технически и экономически обоснованным. В рамках работ по созданию среднеоборотного газового двигателя потребовалось создание комплексной системы электронного управления газовым двигателем с системой газоподачи индивидуально по цилиндрам двигателя. В статье результаты отработки технологии конвертации в газовый двигатель приводятся среднеоборотного дизельного двигателя типа 12ЧН26/26.

Предварительно выполненный анализ определения методов конвертации средне- и высокооборотных двигателей для работы на природном газе [1] позволил определить. Любой способ конвертации дизельного двигателя в газовый позволяет снизить выбросы, NOx и твердых частиц [2]. Для средне- и высокооборотных двигателей рассматривались два способа смесеобразования для газового двигателя: при внешнем смесеобразовании перед компрессором и непосредственном впрыске газового топлива перед впускными клапанами на такте всасывания.

Газовые двигатели с внешним смесеобразованием имеют более простую систему управления и высокий кпд, связанный с более высокой гомогеностью топливовоздушной смеси, а также лучшими экологическими показателями. Такие двигатели успешно применяются в электростанциях, работающих в параллель с сетями неограниченной мощности и локальными. Недостатком таких систем является более высокая склонность к детонации и низкая приемистость при работе в локальных сетях.

Для газовых двигателей с диаметром цилиндров более 200 мм применяется системы топливоподачи с индивидуальными газовыми клапанами для непосредственного впрыска газового топлива перед впускными клапанами на такте всасывания, как с форкамерным воспламенением, так и с открытой камерой сгорания и непосредственным воспламенением. Использования данного метода имеет ряд преимуществ: повышается безопасность двигателя, т.к. отсутствует большой объем топливовоздушной смеси в ресивере двигателя, снижается температура цикла за счет продувки камеры сгорания, повышается приемистость двигателя за счет уменьшения объема канала подачи газовоздушной смеси и высокой скорости регулирования количества подаваемого топлива, а также, имеется возможность отключения части цилиндров на малых частотах, регулирование подачи топлива по цилиндрам.

Ввиду выше изложенного можно уверено утверждать, что для двигателя с диаметром цилиндра более 200 мм целесообразным будет использование систем смесеобразования с раздельной газоподачей индивидуально для каждого цилиндра.

Для отработки методологии конвертирования дизелей в газовые двигатели был выбран двигатель-генератор на базе дизельного двигателя 12ЧН26/26. Первый прототип газового мотор-генератора 6ГМГ (12ГЧН26/26) был разработан на ОАО «Коломенский завод» (г. Коломна) в 2010 году и успешно испытан в составе электростанции в ЗАО «Радугаэнерго» (г. Радужный) [1]. Основным условием конвертации дизельного двигателя в газовый мотор было минимизировать конструктивные изменения по двигателю с целью обеспечения унификации основных узлов.

Были разработаны: система управления газовым мото-генератором, включающая электроуправляемыми систему подачи топливного газа с газовыми клапанами установленными индивидуально для каждого цилиндра, многоточечный подвод топливного газа перпендикулярно потоку воздуха, для обеспечения равномерного распределения газообразного топлива в камере сгорания за счет турбулизации потока, система контроля и регулирования коэффициента избытка воздуха, система анализа подавления И

детонационных явлений, а так же отработаны параметры регулировки топливо – воздушной смеси при работе в параллель с сетью.

Результаты работ на прототипе были использованы при разработке газового моторгенератора 8ГМГ (12ГЧН26/26) предназначенного для автономной эксплуатации в локальных сетях энергоснабжения и при работе в параллель с другими двигатель – генераторами и сетью. Система управления газовым мотором (Рис. 1 Функциональная схема СУГМ) позволила обеспечить управление двигателем при работе на автономную нагрузку и решить ряд задач выявленных на опытном газовом мотор-генераторе 6ГМГ:

- регулирование избытка наддувочного воздуха при использовании турбокомпрессора дизельного двигателя;

- регулирование равномерности подачи топливного газа и температур выпускных газов по цилиндрам;

- определение границ детонации в зависимости от коэффициента избытка воздуха;

- повышение приемистости двигателя.



Рис. 1 Функциональная схема СУГМ

БАВ- Блок анализа вибраций, ЦБУ - Центральный блок управления, ГЭРЧВ - Газовый регулятор частоты вращения, СЗ- система зажигания, К - Компрессор, Т - Турбина, КО - Клапан отсечной общей подачи газа, КОГ - Клапан отсечной газовый, КС - Клапан свечной, КЗ- катушка зажигания, КЭГ, -Клапан электроуправляемый газовый.

РЕШЕНИЕ ПОСТАВЛЕНЫХ ЗАДАЧ

Работа двигатель-генератора на автономную нагрузку накладывает высокие требования по быстродействию на системы регулирования рабочего процесса: систему поддержания частоты вращения (подачи топлива) и систему регулирования коэффициента избытка воздуха топливно-воздушной смеси. Для обеспечения быстродействия регулирования и уменьшения длительности впрыска топливного газа были применены электроуправляемые газовые клапаны повышенной производительности и быстродействия по сравнению примененными на 6ГМГ. Но повышение производительности вызывает ряд проблем. Минимальная длительность открытия газовых клапанов составила 6 мс, поэтому для работы на режиме холостого хода и малых частотах установлен общий дроссель подачи топливного газ на двигатель, а часть цилиндров программно отключается для обеспечения оптимального смесеобразования в работающих цилиндрах. При работе двигатель-генератора на максимальной нагрузке установлено, что длительность открытия газоподающих клапанов ограниченна 20 мс при частоте вращения 1000 об/мин. Это связано с тем, что активное наполнение на такте всасывания продолжается не более 120° ПКВ за ВМТ затем давление в цилиндре, ресивере, и патрубке газоподачи сравниваются, и подача топливного газа в цилиндр прекращается. Для обеспечения требуемого оптимального смесеобразования и стабильности рабочего процесса при минимальном расходе топлива давление топливного газа на входе в двигатель установлено в диапазоне от 2,5 до 3,0 $\kappa r/cm^2$.

Для компенсации различия в расходных характеристиках электроуправляемых газовых клапанов регулятор частоты вращения обеспечивает индивидуальную настройку газовых клапанов при минимальной и максимальной длительности открытия клапанов. В результате удалось обеспечить разницу температур по цилиндрам двигателя не более 20 градусов Кельвина.

Для устранения детонации и регулирования температур по цилиндрам двигателя разработан алгоритм регулирования подачи топливного газа в цилиндры двигателя по сигналам от датчиков температуры и системы анализа детонации. Так при отклонении температуры в цилиндре двигателя от заданного диапазона ±50°К в регулятор выдается сигнал увеличить или уменьшить длительность импульса открытия газового клапана для возврата температуры цилиндра в заданный диапазон. А при повторяющейся детонации в цилиндре в регулятор выдается сигнал уменьшить длительность импульса открытия газового клапана для повышения коэффициента избытка воздуха, снижения температуры стенок камеры сгорания и ухода от детонационных явлений вызванных калильным зажиганием. Если выше перечисленные действия не возобновили нормальную работу цилиндра, система выдает сигнал о неисправности цилиндра.

При настройке системы управления газовым мотором обязательным пунктом является определение границ горения и детонации в зависимости от коэффициента избытка воздуха. Экспериментально установлено, что при коэффициентах избытка воздуха более 1,6 повышается вероятность пропусков вспышек в цилиндрах двигателях вызывающих резкое увеличение расхода топлива, а при коэффициентах близких 1,2 возрастает вероятность калильного зажигания и детонационных горений в цилиндрах двигателя из-за высокой температуры стенок камеры сгорания. Так же большое влияние на процессы горения оказывает угол опережения зажигания. При испытаниях на двигатель-генераторе 8ГМГ (12ГЧН26/26) оптимальный угол опережения зажигания составил 36° ПКВ до ВМТ. Причиной такого раннего зажигания является большой диаметр цилиндра 260 мм и затянутый процессе горения топлива на периферии камеры сгорания. (форма камеры сгорания не изменялась «мелкий гессельман», свеча зажигания установлена по центру вместо форсунки).

Наилучшие показатели приемистости достигаются у двигателей работающих с коэффициентом избытка воздуха более 1,2-2,5 для обеспечения полноценного сгорания при резком увеличении подачи топлива. Поэтому в газовых мотор-генераторах производства

ОАО «Коломенский завод» повышение приемистости двигатель-генератора реализовано за счет обеднения топливовоздушной смеси до коэффициента избытка 1,6. Так при резком набросе нагрузки и увеличении подачи топливного газа коэффициент избытка воздуха по цилиндрам двигателя приближается к единице, улучшается сгорание топлива, повышается крутящий момент, и время переходного режима резко уменьшается. А резкое увеличение температуры выхлопных газов приводит к быстрому возрастанию давления наддувочного воздуха, при этом регулирование коэффициента избытка воздуха в топливовоздушной смеси осуществляется воздушной дроссельной заслонкой по сигналам от датчика свободного кислорода в отработавших газах.

Применение такого типа управления смесеобразованием позволило достичь стабильного разового приема нагрузки до 70% (800кВт) от номинальной мощности (1160 кВт), что превосходит зарубежные аналоги, имеющие ограничение в приеме нагрузки не более 30% от допустимого максима для двигателя.

Работа газового двигателя на обедненных смесях также позволила снизить теплонапряженность двигателя, снизить выбросы NOx, и повысить надежность работы.

выводы

1. Система управления газовым мотор-генератором работающим на автономную переменную нагрузку для обеспечения качества регулирования должна быть выполнена с использованием индивидуальных клапанов подачи газа.

2. Для обеспечения устойчивой работы в диапазоне от холостого хода до максимальной мощности должно быть обеспечено индивидуальное управление газовыми клапанами.

3. Для обеспечения длительной эксплуатации газового двигатель генератора 12ГЧН26/26 необходимо поддерживать коэффициент избытка воздуха в диапазоне от 1,2 до 1,7.

4. Длительность управляющего импульса, подаваемого на газовые клапаны должна находиться в диапазоне от 4 до 21мс, этим обеспечивается отсутствие заброса газа во впускную систему и необходимая гомогенность при низких нагрузках.

5. Разработан алгоритм гашения детонации и коррекции температур газа по цилиндрам двигателя.

6. При работе в режиме холостого хода и низких нагрузок целесообразно отключать часть цилиндров от подачи газа.

7. Работа газового двигателя на обедненных смесях позволяет снизить теплонапряженность двигателя, выбросы NOx, и повысить надежность работы.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] ГАЗОВЫЕ ДВИГАТЕЛИ из подмосковной Коломны [Текст] / В.В. Калиниченко // журн. «Академия Энергетики» №6 [38] декабрь 2010. Издатель ООО «Издательский Дом «ПРЕЗИДЕНТ-НЕВА». -2010.- 88 с.

[2] Совершенствование рабочих процессов автотракторных двигателей и их топливных систем, работающих на альтернативных топливах [Текст] / М.Г. Шатров, А.С. Хачиян, Л.Н. Голубков, А.Ю. Дунин // Монография. Москва, МАДИ, 2012. 220 с.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Буров С.В., Калиниченко В.В., Миляев С.Б.: kz@kolomzavod.ru, ugkm@kolomzavod.ru

т.8-496-613-83-67

Исследование процессов смесеобразования и сгорания в водородном дизеле в трехмерной постановке Р.З. Кавтарадзе, А.А. Зеленцов, Лю Сяохао

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Investigation of Mixture Formation and Combustion Processes in Hydrogen Diesel Engine

R.Z. Kavtaradze, A.A. Zelentsov, Lu Saohao

Bauman Moscow State Technical University, Russia

В работе рассматриваются особенности рабочего процесса в перспективном водородном двигателе с непосредственным впрыскиванием водорода и воспламенением от сжатия. Численное исследование проводится при использовании трехмерных нестационарных уравнений энергии, движения, диффузии и неразрывности в форме Рейнольдса, дополненных *k*-ζ-f моделью турбулентности. Сгорание водородовоздушной смеси описывается с использованием модели сгорания когерентного пламени (CFM). Расчеты проводились с помощью трехмерного программного пакета AVL FIRE. В результате определены параметры рабочего тела во всем объеме камеры сгорания, исследовано влияние угла опережения впрыска и конструкции камеры сгорания на эффективные и экологические показатели двигателя.

<u>Ключевые слова:</u> поршневой двигатель, водородный дизель, водород, математическое моделирование.

In paper the features of working process in perspective hydrogen diesel engine with direct injection of hydrogen and compression ignition are discussed. The numeric investigation of working processes in combustion chambers was carried using the three-dimensional non-stationary equations of energy, motion, diffusion and continuity in Reynolds form with addition of $k-\zeta-f$ tur-
bulence model. Combustion is described using of CFM model. AVL FIRE was used to obtain the numerical results. As a result, parameters of working medium in combustion chamber volume were obtained. There also was investigated the influence of advance angle of fuel injection and combustion chamber shape on effective and ecological parameters of hydrogen diesel engine.

<u>Keywords:</u> piston engine, hydrogen diesel engine, hydrogen, mathematical modeling.

1. Введение

Транспортные средства стали важной и неотъемлемой частью в жизни людей. В последние годы производство и продажа автомобилей быстро растет, особенно в России, Китае и других развивающихся странах. Рост числа автотранспортных средств ведет к улучшению качества жизни людей, а также способствует дальнейшему экономическому развитию, но в то же время, приводит к возникновению экологических проблем. В настоящее время мы сталкиваемся с серьезными экологическими трудностями и потенциальной нехваткой традиционных углеводородных топлив. С этой точки зрения использование альтернативных видов топлива, в том числе водорода, в поршневых двигателях является эффективным способом облегчить данную ситуацию.

В работе рассматриваются процессы в водородном дизеле, в котором топливо (водород) подается под давлением непосредственно в цилиндр и самовоспламеняется от сжатия. При этом без детального изучения внутрицилиндровых процессов, подразумевающего определение параметров рабочего тела во всех точках рабочего объема цилиндра, дальнейшее совершенствование такого двигателя становится весьма затруднительным. Указанные обстоятельства обуславливают необходимость детального изучения внутрицилиндровых процессов в водородном дизеле, что и явилось целью данной работы.

Объект исследования – четырехтактный V-образный шестицилиндровый двигатель с воспламенением от сжатия, с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Размерность двигателя D/S = 130/140 мм/мм, степень сжатия $\varepsilon = 16,5$, мощность 315 кВт при частоте вращения коленчатого вала n = 2000 мин⁻¹.

2. Математическая модель

Математическая модель нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ в расчетном объеме подробно описана в [1, 2].

Для решения системы уравнений используется осреднение параметров потока жидкости (газа), при котором плотность ρ играет роль весового коэффициента (осреднение по Фавру). Получившаяся система уравнений замыкается *k*- ζ -*f* моделью турбулентности, которая вблизи твердых поверхностей (стенок камеры сгорания) дополняется пристеночными функциями. Стандартный их вид предусматривает определение универсальной безразмерной скорости u^+ и температуры T^+ как функции от универсальной координаты y^+ в пределах $y^+ \leq 11,63$ [3, 4].

Влияние химического процесса горения учитывается с помощью интенсивности внутреннего источника теплоты q_v , Вт/м³, и массового расхода \dot{m} , кг/(м³·с). Значения этих параметров могут быть вычислены с помощью скорости w_r химической реакции сгорания:

$$q_v = Q_r w_r; \ \dot{m} = -w_r,$$

где Q_r – выделившееся в результате химической реакции количество теплоты на единицу массы, Дж/кг. Скорость процесса сгорания определяется на основе модели когерентного пламени (CFM) [2, 3].

Расчеты проводились с помощью трехмерного CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [3]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. Верификация математической модели осуществлялась на основании индикаторных диаграмм, полученных из нульмерных расчетов с использованием апробированных моделей.

3. Исследование рабочего процесса водородного дизеля

В расчете проводилось моделирование процессов газообмена, смесеобразования и сгорания, а также процессов теплообмена в цилиндре водородного дизеля. Расчетная область представляла собой внутренний объем камеры сгорания двигателя, образованный поршнем, головкой и гильзой (рисунок 1).



Рисунок 1 – 3D-модель (а) и разбиение на КО (б) камеры сгорания водородного дизеля

При работе двигателя происходит возвратно-поступательное перемещение поршня между крайними положениями – нижней и верхней мертвой точками (HMT и BMT). Движение поршня задается через кинематическую схему при известных геометрических параметрах кривошипношатунного механизма (длина шатуна L, ход поршня S).

Верификация модели проводилась путем сравнения результатов нульмерного и трехмерного расчетов для базового дизеля (рисунок 2 а, б). Нульмерные расчеты проводились в программном комплексе Дизель-РК [5]. Заметно хорошее совпадение результатов как по величине максимального давления в цилиндре, так и углу его достижения. По углу достижения максимального значения осредненной по объему камеры температуры разница несколько больше (рисунок 2 б), но остается в пределах допустимого.



Рисунок 2 – Сравнение индикаторных диаграмм (а) и осредненных температур (б), полученных по результатам 0-мерного (зеленая линия) и 3-х мерного моделирования (красная линия) в базовом дизеле

При рассмотрении рабочего процесса водородного дизеля с целью сравнения его с традиционным дизелем цикловая подача водорода M_{H_2} определялась из условия

$$\frac{M_{\text{ДT}}}{M_{H_2}} = \frac{H_{H_2}}{H_{\text{ДT}}}$$

где $M_{\text{ДT}}$ – цикловая подача дизельного топлива (ДТ), $H_{\text{ДT}}$ = 42,9 МДж/кг и H_{H_2} = 120 МДж/кг – низшая теплота сгорания ДТ и водорода. В результате при $M_{\text{ДT}}$ = 0,24 г/цикл подача водорода M_{H_2} получается равной 0,085 г/цикл.

Сравнение индикаторных диаграмм традиционного и водородного дизеля представлено на рисунке 3.



Рисунок 3 – Сравнение индикаторных диаграмм водородного (зеленая линия) и традиционного (красная линия) дизеля

Из рисунка 3 видно, что при принятом условии соблюдения соотношения цикловых подач для традиционного и водородного дизелей удается добиться практически идентичных значений максимальных давлений цикла $p_z = 16$ МПа. Тем не менее, водород имеет значительно меньшее время задержки воспламенения, что отражается на кривой давления от момента начала топливоподачи и до достижения поршнем ВМТ.

Достаточно продолжительный период подачи водорода в цилиндр двигателя дает возможность контролировать скорость тепловыделения (рисунок 4) и, как следствие, скорость нарастания давления. В результате удается избежать достижения слишком больших значений по p_z, что положительно влияет на ресурс основных деталей.

Отличие процесса горения топливовоздушной смеси в водородном дизеле от традиционного заметно и на зависимости температуры, осредненной по объему КС, от угла поворота коленчатого вала (рисунок 5 а). Максимальная температура традиционного дизеля составляет 1500К, а максимальная температура водородного дизеля близка к 1700К.



Рисунок 4 – Скорость тепловыделения в цилиндре водородного (зеленая линия) и традиционного (красная линия) дизеля



Рисунок 5 – Температура (а) и массовые доли оксида азота (б) в цилиндре водородного (зеленая линия) и традиционного (красная линия) дизеля

Локальные параметры рабочего тела позволяют с высокой точностью прогнозировать уровень выбросов вредных веществ (оксидов азота) в выхлопных газах двигателя. Вследствие высоких локальных температур (рисунок 6) выбросы оксидов азота в водородном дизеле оказываются выше, чем в традиционном (рисунок 5 б). Для их снижения требуется уменьшение угла опережения впрыска топлива (рисунок 7 а), изменение цикловой подачи, модификация формы камеры сгорания (рисунок 7 б) и изменение интенсивности вихревого движения заряда на впуске [6].

При исследовании процессов горения смеси водорода с воздухом в камерах сгорания различной формы соблюдалось условие равной для всех камер степени сжатия. При этом наиболее интенсивное сгорание наблюдалось в КС типа ЯМЗ (модификация ω-образной камеры), что подтверждает ранее полученные результаты для других типов двигателей [7, 8]. Данная КС характеризуется и наибольшим уровнем выбросов оксидов азота.







Рисунок 7 – Изменение мгновенных концентраций NO_x в цилиндре водородного дизеля для различных значений угла опережения впрыскивания топлива ϕ_{OBT} (а) и формы КС (б)

Заключение

В результате работы создана и верифицирована модель рабочего процесса в цилиндре водородного дизеля на базе дизеля для грузового автомобиля мощностью 315 кВт. Данная модель позволяет с высокой степенью точности определять локальные значения параметров рабочего тела в каждый момент времени во всех точках расчетного объема, в том числе, поле скоростей, локальные температуры газа, тепловые потоки в детали, образующие камеру сгорания (поршень, гильза цилиндра, крышка двигателя).

Локальные параметры рабочего тела также позволяют прогнозировать уровень выбросов оксидов азота в выхлопных газах двигателя. Отмечается, что, несмотря на потенциальные преимущества водорода с точки зрения снижения выбросов вредных веществ, высокие температуры горения топливовоздушной смеси приводят к значительным выбросам оксидов азота. Для их снижения требуется уменьшение угла опережения впрыска топлива (до 5 °ПКВ до ВМТ), изменение цикловой подачи, модификация

формы камеры сгорания (коническая или симметричная камеры) и изменение интенсивности вихревого движения заряда на впуске. Существенное влияние также имеет организация топливоподачи в цилиндр двигателя (конструкция форсунки, ее ориентация в КС, закон впрыскивания топлива).

Выполненное в работе математическое моделирование рабочих процессов в водородном дизеле позволяет достичь существенной экономии времени при разработке и доводке двигателя.

Работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ (грант №18-08-00275а).

Литература

[1] Патанкар С. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах: Пер. с англ. М.: Изд-во МЭИ, 2003. 311 с.

[2] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей. Специальные главы.* 2-е издание. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.

[3] FIRE. Users Manual Version 2017 / AVL List GmbH. Graz (Austria), 2018. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical Univ. n.a. N.E. Bauman and AVL List GmbH, 2014).

[4] Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 3-е издание. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 515 с.

[5] Кулешов А.С. Программа расчета и оптимизации двигателей внутреннего сгорания ДИЗЕЛЬ-РК. Описание математических моделей, решение оптимизационных задач. М., МГТУ им. Баумана, 2004. 123 с.

[6] Kavtaradze R.Z., Onishchenko D.O., Zelentsov A.A., Sergeev S.S. The influence of rotational charge motion intensity on nitric oxide formation in gas-engine cylinder / International Journal of Heat and Mass Transfer. 2009. T. 52. № 19-20. C. 4308-4316.

[7] Леонтьев А.И., Кавтарадзе Р.З., Шибанов А.В., Зеленцов А.А., Сергеев С.С. Влияние формы камеры на нестационарные процессы переноса и турбулентного сгорания в дизеле, конвертированном в газовый двигатель /Известия Российской академии наук. Энергетика. 2009. № 2. С. 49-63.

[8] Попов Д.А., Тимофеев Д.Ф., Зеленцов А.А. Влияние формы камеры сгорания на концентрацию оксидов азота и сажи в продуктах сгорания дизеля / Тепловые процессы в технике. 2012. № 8. С. 380-384.

Эксплуатационные показатели газового двигателя

В.А. Марков, Ф.Б. Барченко, Ш.Р. Лотфуллин, А.Н. Зенкин МГТУ им. Н.Э. Баумана

Performance indicators of Gas Engine

V.A. Markov, F.B. Barchenko, Sh.R. Lotfullin, A.N. Zenkin

Bauman Moscow State Technical University

Актуальной проблемой современного двигателестроения является адаптация дизельных двигателей к работе на альтернативных топливах. Показаны преимущества использования природного газа в качестве моторного топлива. Проведен анализ проблем, возникающих при адаптации дизельных двигателей к работе на природном газе. Рассмотрены показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов автомобильного газового двигателя. Исследованы возможности улучшения экологических показателей двигателя путём применения природного газа. Показана целесообразность отключения цилиндров при работе двигателя на режимах с неполной нагрузкой. Это позволяет уменьшить эксплуатационный расход топлива и выбросы с отработавшими газами монооксида углерода и несгоревших углеводородов. При этом необходима одновременная реализация методов снижения выбросов оксидов азота.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, газовый двигатель, природный газ, показатели токсичности отработавших газов.

The actual problem of modern engine building is the adaptation of diesel engines to work on alternative fuels. Advantages of using natural gas as motor fuel are shown. Analysis of problem occurring by adapting diesel engines functioning on natural gas is carried out. Performance of Fuel Efficiency and Exhaust Gas Toxicity of Automobile Gas Engine are considered. Opportunities of improving engine environmental characteristics by applying natural gas are investigated. The expediency of disabling the cylinders when the engine is running

at part load. This allows to reduce fuel consumption and emissions from exhaust gases of carbon monoxide and unburned hydrocarbons. In this case, a simultaneous implementation of the methods to reduce emissions of nitrogen oxides. This allows to reduce fuel consumption and emissions from exhaust gases of carbon monoxide and unburned hydrocarbons. In this case, a simultaneous implementation of the methods to reduce emissions of nitrogen oxides.

Key words: *internal combustion engine, gas engine, natural gas, indicators of toxicity of the exhaust gases*

ВВЕДЕНИЕ

Истощение мировых запасов нефти, нарастающий дефицит нефтепродуктов и повышение цен на традиционные моторные топлива вынуждают двигателестроителей искать им замену. При этом важнейшими факторами выбора того или иного альтернативного моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания являются обширность сырьевой базы для их получения и стоимость энергоносителя [1, 2,]. Другой причиной интенсивных поисков альтернативных энергоносителей являются ужесточение требований к токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей [3, 4].

Среди одного из наиболее перспективных альтернативных топлив рассматривается природный газ. Это обусловлено большими запасами этого энергоносителя и его невысокой стоимостью. Природный газ считается экологически более чистым моторных топливом в сравнении с традиционными нефтяными топливами [3, 4]. Это обусловлено легким фракционным составом природного газа, содержащего, в основном, метан, и отсутствием в его составе полициклических ароматических углеводородов и серы, которые имеются в жидких нефтяных топливах. Причем, природный газ может сжигаться как в бензиновых двигателях, конвертированных для работы на газе, так и в дизельных двигателях. Несмотря на указанные преимущества природного газа как моторного топлива его повсеместного широкого использования пока не происходит. Это объясняется целым комплексом причин. Одной из проблем, возникающих при адаптации дизельных двигателей к работе на природном газе, является плохая воспламеняемость природного газа в условиях камеры сгорания двигателя. В связи с этим разработаны различные способы организации рабочего процесса двигателей, переводимых на газомоторное топливо. Реализованы чисто газовый рабочий процесс, газодизельный процесс и др. [1, 5]. Широкое применение природного газа как моторного топлива сдерживается недостаточно развитой сетью автомобильных газонаполнительных компрессорных станций.

РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЕЙ И ИХ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ

Для оценки эффективности использования природного газа как моторного топлива необходимо более подробно проанализировать эксплуатационные показатели топливной экономичности и токсичности ОГ автомобильных дизельных и газовых двигателей. Эти показатели в значительной степени определяются распределением режимов их работы в эксплуатации. В свою очередь, режимы работы транспортных двигателей весьма разнообразны и зависят от характера эксплуатации транспортного средства и ряда других факторов. Типичным является приведенное на рис. 1 поле распределения режимов дизеля типа КамАЗ-740, полученное в условиях интенсивного городского движения грузового автомобиля КамАЗ-5320 [6]. Двигатель установлен на полностью загруженный автомобиль общей массой 16 тонн. В каждой подобласти этого поля указано относительное время работы дизеля в процентах. Основную долю времени (62%) двигатель работает в диапазоне частот вращения n=0,48-0,67 $n_{\text{ном}}$, а в области номинальной частоты вращения – не более 2,5% (продолжительность работы дизеля на режиме максимальной мощности не превышает 0,4%). Время работы дизеля на режимах с полной нагрузкой (режимы внешней скоростной характеристики с максимальным крутящим моментом двигателя M_e) составляют около 30% от общего времени эксплуатации. Каждый эксплуатационный режим имеет свою специфику и отличается по показателям топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля.



Рис. 1. Распределения режимов работы дизеля типа КамАЗ-740 грузового автомобиля в условиях городского движения транспортного средства

Опубликованные данные (например, в работах [7, 8, 9]) по характеристикам дизелей, работающих на дизельном и альтернативных топливах, и разработанные методики оценки их экологической безопасности не позволяют однозначно определить наиболее предпочтительные альтернативные топлива, поскольку оценку эффективности их использования в дизелях необходимо проводить по целому комплексу показателей токсичности ОГ и топливной экономичности. В связи с этим необходимо провести исследования экологических показателях двигателей внутреннего сгорания, использующих природного газа в качестве моторного топлива, и целесообразных направлений совершенствования этих показателей.

ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

При проведении таких исследований использованы экспериментальные данные по показателям дизеля типа КамАЗ, конвертированного для работы на природном газе. Эти исследования проведены при участии соавтора этой статьи - Ш.Р. Лотфуллина и приведены в работах [10, 11]. Это чисто газовый двигатель типа RGK.EC.820, в котором воспламенение природного газа в камере сгорания обеспечивается свечой зажигания. Газовый двигатель RGK.EC.820 разработан на базе двигателя КамАЗ с целью повышения надежности и ресурса. На двигателе применена центральная подача газа с электронным управлением американской компании *EControls*. Для достижения необходимых показателей проведена доработка штатных узлов двигателя КамАЗ. Прежде всего, был полностью изменен впускной тракт двигателя. Электронная система управления работой турбокомпрессоров и контроль подачи воздуха и газа с обратной связью по показаниям широкополосного датчика кислорода поддерживают качественную работу двигателя на всех режимах в течение длительного периода эксплуатации. Система управления двигателя *RGK.EC*.820 исключает детонационные процессы, которые могут проявляться при работе под нагрузкой и с высокими температурами, предотвращая аварийные разрушения. Двигатели КамАЗ семейства *RGK* мощностью 240-420 л.с. сертифицированы на полигоне НАМИ и соответствуют нормам на токсичность ОГ Euro-5 (сертификат TC RU C-RU.MT25.B.02992). Многопараметровые характеристики этого двигателя, работающего на природном газе, показаны на рис. 2 и 3.



Рис. 2. Универсальная (многопараметровая) характеристика газового двигателя КамАЗ семейства *RGK* по удельному эффективному расходу топлива *g*_e



Рис. 3. Универсальные (многопараметровые) характеристики газового двигателя КамАЗ семейства *RGK* по удельным массовым выбросам оксидов азота $e_{NOx}(a)$, монооксида углерода $e_{CO}(b)$, суммарных углеводородов $e_{CHx}(b)$, неметановых углеводородов $e_{NMCH}(c)$

По представленным на рис. 2 и 3 данным необходимо отметить, что наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности ОГ двигателя достигаются на режимах с полной нагрузкой (на режимах внешней скоростной характеристики). Следует также отметить сравнительно небольшой выброс оксидов азота NO_x и значительные выбросы двух других нормируемых токсичных компонентов ОГ – монооксида углерода СО и суммарных несгоревших углеводородов CH_x, а также неметановых углеводородов NMCH.

МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

Анализ данных рис. 2 и 3 показывает, что перевод рассматриваемого газового двигателя на режимы с улучшенными показателями топливной экономичности и токсичности ОГ является эффективным средством улучшения его эксплуатационных показателей. Это может быть достигнуто за счет перевода двигателя на экономичные и экологичные режимы работы путем отключения части цилиндров с использованием систем автоматического регулирования и управления [6, 12]. При этом на режимах с частичной нагрузкой отключается часть цилиндров, а оставшиеся в работе цилиндры работают на режимах с полной нагрузкой, отличающихся улучшенными показателями топливной экономичности и токсичности ОГ.

Для подтверждения эффективности такой организации работы исследуемого двигателя КамАЗ семейства *RGK* проведен анализ его многопараметровых характеристик (рис. 2, 3). При этом использована следующая методика. Были рассмотрены фиксированные скоростные режимы работы двигателя в диапазоне от номинального скоростного режима $n_{\text{ном}}$ ($n=2000 \text{ мин}^{-1}$) до минимального скоростного режима $n=0,4 n_{\text{ном}}$ ($n=800 \text{ мин}^{-1}$). Для каждого из рассматриваемых скоростных режимов получены нагрузочные характеристики. При этом рассмотрены нагрузочные режимы от режима с полной нагрузкой (относительный момент равен $M_{e \text{ полн}}=1$) до режима с частичной нагрузкой $M_e=0,3 M_{e \text{ полн}}$. Полученные таким образом данные приведены в табл. 1-5.

Представленные данные подтверждают эффективность реализации метода отключения части цилиндров на режимах с неполной нагрузкой для снижения расхода топлива и выбросов токсичных компонентов ОГ. По этим данным можно отметить ярко выраженную тенденцию снижения удельного эффективного расхода топлива g_e , удельных массовых выбросов монооксида углерода $e_{\rm CO}$, суммарных несгоревших углеводородов $e_{\rm CHx}$ и

неметановых углеводородов e_{NMCH} при увеличении нагрузки. В частности, на номинальном скоростном режиме при $n=2000 \text{ мин}^{-1}$ увеличение относительного крутящего момента двигателя M_e от 0,3 до 1,0 сопровождается снижением g_e от 265 до 213 г/(кВт·ч), e_{CO} – от 3,4 до 1,9 г/(кВт·ч), e_{CHx} – от 6,6 до 3,0 г/(кВт·ч), e_{NMCH} – от 1,3 до 0,5 г/(кВт·ч), см. табл. 3-7. То есть, при снижении нагрузки на двигатель (при уменьшении M_e) целесообразно сократить число работающих цилиндров таким образом, чтобы оставшиеся в работе цилиндры работали с полной нагрузкой (при $M_e=1$).

Таблица 1. Зависимость удельного эффективного расхода топлива *g*_e двигателя КамАЗ от режима его работы

Ско-	Удельный эффективный расход топлива g_e при различных нагрузочных ре-											
ростной		жимах работы двигателя, г/(кВт·ч)										
режим	$M_e=0,3$	$\overline{M_e=0,3} M_e=0,4 M_e=0,5 M_e=0,6 M_e=0,7 M_e=0,8 M_e=0,9 M_e=1,9$										
<i>n</i> _{HOM}	265	248	235	227	225	224	222	213				
0,8 <i>п</i> ном	241	230	220	214	212	208	206	200				
0,6 <i>п</i> ном	255	227	217	213	212	212	211	210				
0,4 <i>п</i> ном	295	240	226	222	214	209	206	205				

Таблица 2. Зависимость удельного массового выброса оксидов азота e_{NOx} с ОГ двигателя КамАЗ от режима его работы

Ско-	Удельны	Удельный массовый выброс оксидов азота e_{NOx} при различных нагрузочных										
ростной		режимах работы двигателя, г/(кВт·ч)										
режим	$M_e=0,3$	$M_e=0,4$	$M_e=0,5$	$M_e=0,6$	$M_{e}=0,7$	$M_e=0,8$	$M_e=0,9$	$M_{e}=1,0$				
$n_{ m HOM}$	2,0	2,1	2,3	2,7	3,0	3,0	4,2	4,4				
0,8 <i>п</i> ном	1,6	1,6	2,2	2,5	3,4	4,2	6,5	8,6				
0,6 <i>п</i> ном	1,8	2,4	4,1	4,2	4,3	4,5	4,7	3,5				
0,4 <i>п</i> ном	4,1	4,2	4,6	5,6	6,6	7,6	8,6	9,6				

Таблица 3. Зависимость удельного массового выброса монооксида углерода *e*_{CO} с ОГ двигателя КамАЗ от режима его работы

Ско-	Удельный массовый выброс монооксида углерода <i>е</i> _{СО} при различных нагру-											
ростной		зочных режимах работы двигателя, г/(кВт·ч)										
режим	<i>M</i> _e =0,3	$\overline{M_e=0,3} M_e=0,4 M_e=0,5 M_e=0,6 M_e=0,7 M_e=0,8 M_e=0,9 M_e=1,6$										
n _{HOM}	3,40	2,70	2,70	2,70	2,60	2,30	2,15	1,90				
0,8 <i>п</i> ном	2,55	2,35	2,30	2,30	2,20	2,07	1,78	1,60				
0,6 <i>п</i> ном	2,70	2,30	1,94	1,86	1,78	1,70	1,65	1,50				
0,4 <i>п</i> ном	3,50	2,70	2,00	1,80	1,55	1,30	1,10	0,85				

Таблица 4. Зависимость удельного массового выброса суммарных несгоревших углеводородов *е*_{CHx} с ОГ двигателя КамАЗ от режима его работы

Ско-	Удельный	Удельный массовый выброс суммарных несгоревших углеводородов <i>е</i> _{CHx} при										
ростной	ра	различных нагрузочных режимах работы двигателя, г/(кВт·ч)										
режим	<i>M</i> _e =0,3	$M_e=0,4$	$M_e = 0,5$	$M_e=0,6$	$M_e=0,7$	$M_e=0,8$	$M_e=0,9$	$M_{e}=1,0$				
$n_{ m HOM}$	6,6	6,3	6,0	6,0	6,0	5,8	5,6	3,0				
0,8 <i>п</i> ном	6,2	6,0	6,0	5,9	5,9	5,8	5,2	3,0				
0,6 <i>п</i> ном	6,8	5,5	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0				
0,4 <i>п</i> ном	6,1	5,0	4,0	3,8	3,5	3,1	2,6	2,3				

Таблица 5. Зависимость удельного массового выброса неметановых углеводородов *е*_{NMCH} с ОГ двигателя КамАЗ от режима его работы

Ско-	Удельный массовый выброс неметановых углеводородов <i>е</i> _{NMCH} при различ-											
ростной		ных нагрузочных режимах работы двигателя, г/(кВт·ч)										
режим	$M_e = 0,3$	$M_e=0,3$ $M_e=0,4$ $M_e=0,5$ $M_e=0,6$ $M_e=0,7$ $M_e=0,8$ $M_e=0,9$ $M_e=0,9$										
$n_{ m HOM}$	1,30	1,24	1,21	1,20	1,10	1,10	0,88	0,50				
0,8 <i>п</i> ном	1,19	1,12	1,03	0,84	0,80	0,77	0,72	0,50				
0,6 <i>п</i> ном	1,22	0,94	0,82	0,75	0,68	0,68	0,78	0,90				
0,4 <i>п</i> ном	1,06	0,79	0,64	0,57	0,54	0,50	0,42	0,38				

Следует отметить, что при n=2000 мин⁻¹ и увеличении относительного крутящего момента двигателя M_e от 0,3 до 1,0 увеличиваются выбросы оксидов азота e_{NOx} – от 2,0 до 4,4 г/(кВт·ч). Поэтому при реализации метода отключения цилиндров необходима одновременная реализация методов снижения выбросов оксидов азота.

В целом, проведенные исследования подтвердили существенную зависимость эксплуатационных показателей автомобильного двигателя от режимов его работы и эффективность улучшения показателей топливной экономичности и токсичности ОГ рассматриваемого автомобильного двигателя путем использования природного газа в качестве газомоторного топлива с одновременной реализацией метода отключения части цилиндров на режимах с неполной нагрузкой.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Доля режимов с полной нагрузкой (режимы внешней скоростной характеристики) исследуемого двигателя при его эксплуатации в условиях интенсивного городского движения составляет около 30% от общего времени эксплуатации.

2. Наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности отработавших газов исследуемого автомобильного газового двигателя достигаются на режимах внешней скоростной характеристики. В связи с этим, для достижения наилучших эксплуатационных показателей исследуемого автомобильного газового двигателя целесообразно обеспечить его работу на режимах с полной нагрузкой.

3. Такое улучшение эксплуатационных показателей топливной экономичности и токсичности отработавших газов исследуемого автомобильного газового двигателя может быть обеспечено путем отключения части цилиндров и работы остальных цилиндров на режимах с полной нагрузкой.

4. При реализации этого метода отключения цилиндров необходима одновременная реализация методов снижения выбросов оксидов азота.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Альтернативные топлива для двигателей внутреннего сгорания / А.А. Александров, И.А. Архаров, В.А. Марков и др. Под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. М.: ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2012. 791 с.

[2] Альтернативные моторные топлива: Учебное пособие для ВУЗов / А.Л. Лапидус, И.Ф. Крылов, Ф.Г. Жагфаров и др. М.: ЦентрЛитНефтеГаз, 2008. 288 с.

[3] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 376 с.

[4] Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. 256 с.

[5] 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.

[6] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Топливная аппаратура и системы управления дизелей: Учебник для ВУЗов. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 344 с.

[7] Парсаданов И.В. Повышение качества и конкурентоспособности дизелей на основе комплексного топливно-экологического критерия. Харьков: Изд-во Харьковского политехнического института, 2003. 244 с.

[8] Ерохов В.И., Николаенко А.В. Оценка экологической безопасности современных транспортных средств // Транспорт на альтернативном топливе. 2009. № 1. С. 67-73.

[9] Звонов В.А., Козлов А.В., Кутенев В.Ф. Экологическая безопасность автомобиля с учетом его полного жизненного цикла // Автомобильная промышленность. 2000. № 11. С. 7-12. [10] Селиванов С.В. Газовые двигатели с системой питания «*Econtrols*». Презентация. КАМАЗ-центр. 2015. 36 с.

[11] Селиванов С.В. Газовые двигатели RGK.EC.820 для большегрузных автомобилей на природном газе // Газовая промышленность. 2017. № 9. С. 7-9.

[12] Патрахальцев Н.Н., Виноградов Л.В., Лотфуллин Ш.Р. Возможности повышения экономичности автобусного газового двигателя КАМАЗ регулированием его рабочего объёма // Грузовик. 2017. №. 7. С. 3-8.

Использование растительных масел в качестве добавок к нефтяному дизельному топливу

В.А. Марков¹, С.Н. Девянин², С.А. Зыков², С.С. Лобода¹, Са Бовэнь¹ ¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, ² РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева

Use of Vegetable Oils as Additives to Petroleum Diesel Fuel

V.A. Markov¹, S.N. Devyanin², S.A. Zykov², S.S. Loboda¹, Sa Bowen¹

¹Bauman Moscow State Technical University, ²RGAU-MSKhA named after K.A. Timiryazev

Актуальность статьи обусловлена необходимостью замещения нефтяных моторных топлив топливами, производимыми из альтернативных сырьевых ресурсов, а также необходимостью значительного улучшения экологических показателей двигателей внутреннего сгорания. В статье показаны перспективы применения биотоплив в дизелях. Представлены результаты экспериментальных исследований дизеля типа Д-245.12С на нефтяном дизельном топливе и его смесях с добавками растительных масел. Показана возможность улучшения экологических показателей дизеля при использовании указанных смесевых биотоплив. Предложена методика оптимизации этих смесей, базирующаяся на определении обобщенного критерия оптимальности, вычисляемого в виде суммы частных критериев, характеризующих концентрацию нормируемых токсичных компонентов в отработавших газах. Выполнены оптимизационные расчеты состава биотоплива для дизеля Д-245.12С. Представлены зависимости выбросов с отработавшими газами дизелей двух наиболее значимых токсичных компонентов отработавших газов дизелей – оксидов азота и сажи от содержания атомов кислорода в молекулах рассматриваемых смесевых биотоплив.

Ключевые слова: дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, растительное масло, подсолнечное масло, льняное масло, горчичное масло, рыж иковое масло, смесевое биотопливо

The relevance of the article is due to the need to replace oil motor fuels with fuels produced from alternative raw materials, as well as the need to significantly improve the environmental performance of internal combustion engines. The article shows the perspectives for the use of biofuels in diesel engines. The results of experimental studies of diesel type D-245.12 S on petroleum diesel fuel and its mixtures with additives of vegetable oils are presented. The possibility of improving the environmental performance of diesel using these mixed biofuels. The method of optimization of these mixtures based on the determination of the generalized optimality criterion calculated as the sum of the partial criteria characterizing the concentration of normalized toxic components in exhaust gases is proposed. Done optimizing and adjustment-tional calculations of the composition of biofuels for diesel engine D-245.12 S. The dependences of the emissions of two most significant toxic components of the exhaust gases, nitrogen oxides and soot, from the content of oxygen atoms in the molecules of the considered mixed biofuels with the exhaust gases of diesels are presented **Key words**: diesel engine, petroleum diesel fuel, vegetable oil, sunflower oil, linseed oil, mustard oil, camelina oil, biofuel mixture

ПРОБЛЕМЫ И ПЕРСПЕКТИВЫ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ БИОТОПЛИВ В ДИЗЕЛЯХ

В последние годы расширяется применение биотоплив в двигателях внутреннего сгорания. Это обусловлено возобновляемостью сырьевой базы для их производства и хорошими экологическими качествами как самих биотоплив, так и двигателей, работающих на этих биотопливах. При использовании этих топлив показатели токсичности отработавших газов (ОГ) дизелей заметно улучшаются. Среди биотоплив, нашедших наибольшее применение в дизелях, следует выделить растительные масла и их производные — метиловый, этиловый и бутиловый эфиры. Продолжаются исследования работы дизелей на растительных маслах и их смесях с другими топливами, в основном с нефтяным дизельным топливом (ДТ) [1, 2, 3].

Применение растительных масел в качестве самостоятельного дизельного топлива затруднено из-за различий физико-химических свойств этих масел и нефтяного ДТ. Это сопровождается проблемами, возникающими при функционировании дизелей на растительных маслах. К ним относятся плохое качество процессов топливоподачи и распыливания масел, вызванное их высокими вязкостью и плотностью, а также отмечаемые при длительной работе на этих маслах коксование распылителей и деталей, образующих камеру сгорания, нарушение подвижности поршневых колец [4, 5, 6]. В связи с этим представляется целесообразным использовать растительные масла как экологическую добавку к нефтяному ДТ [7, 8, 9].

При анализе возможностей применения различных растительных масел для производства биотоплив в России обычно рассматривают рапсовое или подсолнечное масла [1, 2, 4]. Вместе с тем, структура производства растительных масел в России такова: доля подсолнечного масла (ПМ) в общем объеме российского производства масел составляет 86,84 %, соевого — 7,96 %, рапсового (РМ) — 4,84 %, горчичного (ГМ) — 0,11 %, остальных масел (льняного (ЛМ), кукурузного и др.) — 0,25 % [10].

РЕЗУЛЬТАТЫ ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫХ ИССЛЕДОВАНИЙ ДИ-ЗЕЛЯ, РАБОТАЮЩЕГО НА РАСТИТЕЛЬНЫХ МАСЛАХ И ИХ СМЕСЯХ С ДИЗЕЛЬНЫМ ТОПЛИВОМ

В работах [11, 12, 13] уже приведены результаты исследования отечественного автотракторного дизеля на смесях нефтяного ДТ с этими маслами. Эти данные получены при испытаниях дизеля Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5). Этот двигатель производства Минского моторного завода установлен на малотоннажных грузовиках ЗиЛ-5301 «Бычок», а его модификации — на автобусах Павловского автомобильного завода и тракторах «Беларусь» Минского тракторного завода. Этот дизель имеет полуразделенную камеру сгорания типа ЦНИДИ и в нем реализуется объемнопленочное смесеобразование. Исследованы смеси нефтяного ДТ марки Л (летнее) по ГОСТ 305-82 с небольшим количеством (до 10 % по объему) различных растительных масел. Некоторые свойства этих топлив приведены в таблице 1.

Таблица 1

		Вид топлива											
Свойство	ДТ	ЛМ	95 % ДТ + 5 % ЛМ	91 % ДТ + 9 % ЛМ	ГМ	95 % ДТ + 5 % ГМ	90 % ДТ + 10 % ГМ	РыжМ	95 % ДТ + 5 % PM	90 % ДТ + 10 % PM			
Плотность при температуре 20 °C, кг/м ³	830	912	834	837	920,0	835	839	910	834	838			
Вязкость кинематическая при температуре 20 °C, мм ² /с	3,8	59,0	4,5	6,0	70,0	5,0	7,0	57,7	4,4	5,8			
Теплота сгорания низшая, МДж/кг	42,5	37,6	42,2	42,0	37,2	42,1	41,9	37,5	42,2	42,0			
Цетановое число	45	38	-	-	35	-	-	37	-	-			
Количество воздуха, необходи- мое для сгорания 1 кг вещества, кг воздуха/кг топлива?	14,31	12,62	14,23	14,16	12,44	14,19	14,11	12,52	14,23	14,13			
Содержание, % по массе:	87,0	77,8	86,5	86,2	77,1	86,5	86,0	77,6	86,5	86,1			
H O	12,6 0,4	12,0 10,2	12,6 0,9	12,5 1,3	11,8 11,1	12,5 1,0	12,5 1,5	11,8 10,6	12,6 0,9	12,5 1,4			

Физико-химические свойства исследуемых топлив

Примечание. Прочерк «–» означает, что свойство не определялось; для смесей указано объемное процентное содержание компонентов

Дизель исследовали в режимах внешней скоростной характеристики и 13-режимного испытательного цикла ЕСЕ R49 Правил 49 ЕЭК ООН (Евро-2) с установочным углом опережения впрыскивания топлива $\theta = 13^{\circ}$ поворота коленчатого вала до верхней мертвой точки и неизменным положением упора дозирующей рейки топливного насоса высокого давления. Результаты этих исследований приведены в таблице 2.

Таблица 2

Показатели дизеля Д-245.12С,	, работающего на неф	ртяном ДТ и
его смесях с разп	ичными растительны	ими маспами

Показатель				Топ	ливо			
	ДТ	95 %	91 %	ДТ	95 %	90 % ДТ	95 %	90 % ДТ
		ДT +	ДT +		ДT +	+	ДТ	+
		5 % ЛМ				10 %	+	10 %
			9 % ЛМ		5%ГМ	ГМ	5 % PM	PM
Часовой расход топлива G _т , кг/ч	20,10/	20,18/	20,24/	20,00/	20,17/	20,25/	20,19/	20,23/
	13,10	13,13	13,28	13,00	13,13	13,22	13,16	13,30
Крутящий момент дизеля M _e , H·м	322/	321/	319/	321/	321/	318/	318/	317/
	368	366	367	364	366	363	363	358
Удельный эффективный расход	248,4/	250,8/	252,1/	248,2/	250,1/	253,4/	252,1/	253,6/
топлива g _e , г/(кВт·ч)	226,2	228,9	230,1	226,2	228,9	231,9	230,1	235,9
Эффективный КПД дизеля η_e	0,341/	0,340	0,340/	0,341/	0,341/	0,339/	0,338/	0,338/
	0,374	0,373/	0,373	0,374	0,373	0,370	0,371	0,363
Дымность ОГ K _X , % по шкале	16,0/	12,0/	11,0/	17,0/	15,0/	12,0/	16,0/	15,0/
Хартриджа	43,0	37,5	36,0	42,0	38,0	36,0	39,0	37,5
Интегральные на режимах 13-								
режимного цикла (условные) эф-								
фективные показатели двигателя:								
- эффективный расход топлива g _e								
усл, г/(кВт·ч)	247,97	248,72	252,26	244,63	247,17	251,08	250,22	255,57
- эффективный КПД η _{е усл}	0,341	0,343	0,340	0,346	0,346	0,342	0,341	0,335
Интегральные на режимах 13-								
режимного цикла удельные массо-								
вые выбросы, г/(кВт·ч):								
- оксидов азота <i>е</i> _{NOx}	7,018	6,230	6,441	5,911	5,760	5,689	5,783	5,341
- монооксида углерода <i>е</i> _{СО}	1,723	1,631	1,511	2,184	2,140	2,068	2,127	1,853
- несгоревших углеводородов <i>е</i> _{СНх}	0,788	0,695	0,664	0,675	0,602	0,561	0,660	0,585

Примечания: В числителе указаны значения для режима максимальной мощности, в знаменателе — максимального крутящего момента внешней скоростной характеристики. При испытаниях дизеля изменялись его регулировки. Значения, приведенные в первом-третьем столбцах, получены на первом этапе испытаний двигателя на нефтяном ДТ и его смесях с ЛМ, а значения, представленные в четвертом-девятом столбцах, на втором этапе испытаний дизеля на нефтяном ДТ и его смесях с ГМ и РыжМ (после изменения регулировок).

ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВ

Анализ результатов экспериментальных исследований дизеля Д-245.12С, работающего на нефтяном ДТ и его смесях с РМ, показывает, что задача выбора оптимального состава смесевого биотоплива не имеет однозначного решения. Это обусловлено тем, что работа дизеля характеризуется целым комплексом показателей (критериев) токсичности ОГ — нормируемыми выбросами оксидов азота NO_x, монооксида углерода СО, легких несгоревших углеводородов CH_x и твердых частиц или сажи (углерода) C (дымностью OГ). Требования к выбору оптимального по данным критериям состава топлива часто противоречат друг другу. В результате задача выбора оптимального состава смесевого биотоплива становится многокритериальной оптимизационной задачей [14]. В данной работе предложена методика оптимизации состава смесевого биотоплива — смесей нефтяного ДТ с исследуемыми растительными маслами, построенная на составлении обобщенного аддитивного критерия оптимальности

$$J_{o} = a_{NO_{X}}J_{NO_{X}} + a_{CO}J_{CO} + a_{CH_{X}}J_{CH_{X}} + a_{K_{X}}J_{K_{X}},$$
(1)

где J_{NO_x} , J_{CO} , J_{CH_x} , J_{K_x} - частные критерии оптимальности по выбросам соответственно оксидов азота NO_x, монооксида углерода CO, легких несгоревших углеводородов CH_x и сажи C (дымности OF K_x); a_{NO_x} , a_{CO} , a_{CH_x} , a_{K_x} — весовые коэффициенты частных критериев оптимальности.

Указанные весовые коэффициенты выбраны с учетом данных работы [15], в которой токсикологическая значимость токсичных компонентов ОГ — NO_x, CO, CH_x, сажи (дымность ОГ) — оценивают, как отношение 1:41,1:1:3,16:200. С учетом этих данных выражение (1) принимает вид

$$J_{\rm o} = 41, 1J_{\rm NO_{\rm X}} + 1, 0J_{\rm CO} + 3, 16J_{\rm CH_{\rm X}} + 200J_{K_{\rm X}}.$$
 (2)

Частные критерии оптимальности, входящие в выражения (1) и (2), предложено определять на каждом *i*-м режиме с использованием соотношений

$$J_{\rm NO_{x}} = e_{\rm NO_{x} i} / e_{\rm NO_{x} \, \pi r}; J_{\rm CO} = e_{\rm CO i} / e_{\rm CO \, \pi r}; J_{\rm CH_{x}} = e_{\rm CH_{x} i} / e_{\rm CH_{x} \, \pi r}; J_{\rm K_{x}} = K_{\rm x i} / K_{\rm x \, \pi r},$$
(3)

где $e_{NO_x i}$, $e_{CO i}$, $e_{CH_x i}$, K_{xi} — параметры дизеля, работающего на *i*-м топливе; $e_{NO_x dT}$, $e_{CO dT}$, $e_{CH_x dT}$, K_{xdT} его параметры при работе на нефтяном ДТ. В выражениях (1) и (2) использованы значения интегральных выбросов токсичных компонентов в режимах 13-режимного испытательного цикла ЕСЕ R49 и значения дымности ОГ в режиме максимального крутящего момента внешней скоростной характеристики, которые являются наиболее критичными. При этом учтено, что топливная экономичность исследуемого дизеля сравнительно слабо меняется при изменении состава рассматриваемых биотоплив. Поэтому при анализе свойств этих топлив можно применять обобщенный критерий оптимальности, учитывающий только показатели токсичности ОГ. Этот обобщенный критерий оптимальности (2) также удобно использовать в относительном виде

$$\overline{J}_{0} = J_{0i} / J_{0 \,\mathrm{JT}} \,. \tag{4}$$

При решении оптимизационной задачи с помощью выражений (2) и (4) обобщенный критерий оптимальности *J*₀ минимизируется.

Предложенная методика применена для оптимизации состава смесей нефтяного ДТ с маслами (ЛМ, ГМ, РапсМ) в дизеле Д-245.12С. При этом использованы экспериментальные данные табл. 2. Результаты расчета частных критериев оптимальности по выражениям (3) и обобщенного критерия оптимальности по формулам (2) и (4) приведены в таблице 3.

Таблица 3

			paerin		111 Mac31	атт дл	гднэсл	ад 213	.120		
Вид топлива		Показатель дизеля									
	$e_{\rm NOx}$	$J_{ m NOx}$	$e_{\rm CO}$	$J_{\rm CO}$	e_{CHx}	$J_{ m CHx}$	K _X	J_{Kx}	$J_{\rm o}$	\overline{J}_{0}	
	Смеси нефтяного ДТ с ЛМ										
ДТ	7,018	1,000	1,723	1,000	0,748	1,000	43,0	1,000	245,26	1,000	
95 % ДТ + 5 % ЛМ	6,230	0,888	1,631	0,947	0,695	0,929	37,5	0,872	214,78	0,876	
91 % ДТ + 9 % ЛМ	6,441	0,918	1,511	0,877	0,664	0,888	36,0	0,837	208,81	0,851	
			Сме	еси нефтя:	ного ДТ с I	ΓM					
ДТ	5,911	1,000	2,184	1,000	0,675	1,000	42,0	1,000	245,26	1,000	
95 % ДТ + 5 % ГМ	5,760	0,974	2,140	0,980	0,602	0,892	38,0	0,905	224,83	0,917	
90 % ДТ + 10 % ГМ	5,689	0,962	2,068	0,947	0,561	0,831	36,0	0,857	214,51	0,875	
			Смесі	и нефтяно	го ДТ с Рь	іжМ					
ДТ	5,911	1,000	2,184	1,000	0,675	1,000	42,0	1,000	245,26	1,000	
95 % ДТ + 5 % РМ	5,783	0,978	2,127	0,974	0,660	0,978	39,0	0,929	230,06	0,938	
90 % ДТ + 10 % PM	5,341	0,904	1,853	0,848	0,585	0,867	37,5	0,893	219,34	0,894	

Оптимизация состава смесей нефтяного ДТ с различными растительными маслами для дизеля Д-245.12C

Результаты оптимизации свидетельствуют о том, что для дизеля Д-245.12С, работающего на исследованных смесях, при росте содержания

рассматриваемых масел в смеси с нефтяным ДТ значения обобщенного критерия оптимальности \overline{J}_0 монотонно уменьшаются. При работе на нефтяном ДТ обобщенный критерий \overline{J}_0 равен единице, а минимальное значение обобщенного критерия оптимальности ($\overline{J}_0 = 0,851$) достигнуто при использовании смеси 91 % нефтяного ДТ и 9 % ЛМ.



Рис. 1. Зависимость обобщенного критерия оптимальности \overline{J}_0 от объемного содержания $C_{\rm M}$ льняного (1), горчичного (2) и рыжикового (3) масел в смеси с нефтяным ДТ

Обращает на себя внимание и тот факт, что по мере увеличения содержания РМ в смеси с нефтяным ДТ обобщенный критерий оптимальности \overline{J}_0 постоянно падает, но его снижение наиболее заметно при небольшом содержании РМ в смесевом биотопливе (см. рис. 5). В частности, при переводе дизеля Д-245.12С с нефтяного ДТ на смесь 95 % ДТ + 5 % ЛМ обобщенный критерий оптимальности \overline{J}_0 уменьшается с 1,000 до 0,876, а дальнейший рост $C_{\rm M}$ до 9 % приводит к снижению \overline{J}_0 лишь до 0,851. Это свидетельствует о том, что даже небольшая добавка растительного масла в нефтяное ДТ значительно улучшает показатели токсичности ОГ дизеля.

Определенный интерес представляет зависимость выбросов с отработавшими газами двух наиболее значимых токсичных компонентов отработавших газов дизелей – оксидов азота и сажи от содержания атомов кислорода в молекулах рассматриваемых смесевых биотоплив. Анализ экспериментальных данных по дизелю Д-245.12С, работающему на смесях нефтяного ДТ с рапсовым (PM) и подсолнечным (ПМ) маслами (рис. 2), показывает, что с ростом содержания ПМ в смесях с нефтяным ДТ и соответствующим ростом содержания атомов кислорода в молекулах смесевого топлива заметно уменьшаются выбросы с ОГ двух наиболее значимых токсичных компонентов ОГ дизелей — оксидов азота и сажи (дымность ОГ) [2, 4]. Так, в соответствии с данными рис. 2.*a*, δ с ростом массового содержания атомов кислорода в смесях ДТ и РМ с 0,4 до 6,8% (с ростом объемного содержания РМ в смесях с ДТ с 0 до 60%) удельные массовые выбросы оксидов азота на режимах 13-режимного цикла уменьшились с 7,442 до 6,597 г/(кВт час), а дымность ОГ на режиме максимальной мощности – с 25 до 11% по шкале Хартриджа. Результаты испытаний дизеля Д-245.12С на смесях ДТ и ПМ (рис. 2.в, г) показывают, что рост массового содержания атомов кислорода в смесях ДТ и ПМ с 0,4 до 2,5% (рост объемного содержания ПМ в смесях с ДТ с 0 до 20%) сопровождается снижением удельных массовых выбросов оксидов азота на режимах 13режимного цикла с 6,630 до 6,078 г/(кВт час), и уменьшением дымности ОГ на режиме максимальной мощности – с 20 до 14% по шкале Хартриджа.



Рис. 2. Зависимость удельных массовых выбросов оксидов азота на режимах 13-режимного цикла (a, b) и дымности ОГ на режиме максимальной мощности (δ , c) дизеля Д-245.12С от содержания кислорода С₀ в молекулах смесей нефтяного ДТ с РМ (a, δ) и с ПМ (c, ∂)

Представленные на рис. 2 данные по снижению дымности ОГ хорошо согласуются с результатами исследований работ [16, 17] по дымности ОГ дизеля, работающего на ДТ и различных эфирах. Данные этих работ показывают, что дизель, работающий на нефтяном ДТ, имеет дымность, равную 55 % по шкале Хартриджа. Его перевод на эфиры, молекулы которых содержат более 25-30 % кислорода, сопровождается снижением K_x до величины менее 1% по шкале Хартриджа.

выводы

1. Показана целесообразность применения растительных масел в качестве экологической добавки к нефтяному ДТ. При этом рассмотрены смеси нефтяного ДТ с льняным, горчичным и рыжиковым маслами.

2. Анализ результатов испытаний дизеля Д-245.12С на смесях нефтяного ДТ с этими маслами подтвердил возможность улучшения показателей токсичности ОГ — снижения выбросов всех нормируемых токсичных компонентов ОГ: оксидов азота, монооксида углерода, легких несгоревших углеводородов и дымности ОГ.

3. Предложена методика оптимизации состава смесей растительных масел с нефтяным ДТ, заключающаяся в определении обобщенного критерия оптимальности в виде суммы частных критериев оптимальности, характеризующих выбросы нормируемых токсичных компонентов ОГ.

4. Результаты оптимизации свидетельствуют о том, что для дизеля Д-245.12С, работающего на исследованных смесях, при росте содержания растительных масел в смеси с нефтяным ДТ обобщенный критерий оптимальности монотонно уменьшается. Его минимальное значение $\overline{J}_0 = 0,851$

достигнуто при использовании смеси 91 % нефтяного ДТ и 9 % ЛМ.

5. Даже небольшая добавка растительных масел в нефтяное ДТ (в количестве до 10%) приводит к увеличению массового содержания атомов кислорода в молекулах таикх смесей (до 1,2-1,4%), что сопровождается снижением выбросов сажи (13-17%) и оксидов азота (на 2-3%) с ОГ.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Васильев И.П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. Луганск: Изд-во Восточноукраинского университета им. В. Даля, 2009. 240 с.

[2] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. М.: НИЦ «Инженер», 2016. 292 с.

[3] Патрахальцев Н.Н., Савастенко А.А. Применение в дизелях нетрадиционных топлив, как добавок к основному. М: Изд-во Легион-Автодата, 2014. 162 с.

[4] Марков В.А., Девянин С.Н., Семенов В.Г., Шахов А.В, Багров В.В. Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях. М.: НИЦ «Инженер», 2011. 536 с.

[5] Льотко В., Луканин В.Н., Хачиян А.С. Применение альтернативных топлив в двигателях внутреннего сгорания. М.: Изд-во МАДИ (ТУ), 2000. 311 с.

[6] Карташевич А.Н., Плотников С.А., Товстыка В.С. Применение топлив на основе рапсового масла в тракторных дизелях. Киров, Изд-во «Авангард», 2014. 144 с.

[7] Lotko W., Longwic R., Swat M. The Effect of Rape Oil – Diesel Oil Mixture Composition on Particulate Matter Emission Level in Diesel Engine // SAE Technical Paper Series, 2001, № 2001-01-3388, P. 1-4.

[8] Babu A.K., Devaradjane G. Vegetable Oils and their Derivatives as Fuels for CI Engines: an Overview // SAE Technical Paper Series, 2003, № 2003-01-0767, P. 1-18.

[9] Yoshimoto Y., Onodera M., Tamaki H. Performance and Emission Characteristics of Diesel Engines Fueled by Vegetable Oils // SAE Technical Paper Series, 2001, № 2001-01-1807/4227, pp. 1-8.

[10] Федоренко В.Ф., Сорокин Н.Т., Буклагин Д.С., Мишуров Н.П., Тихонравов В.С. Инновационное развитие альтернативной энергетики. Ч.
1. М: ФГНУ Росинформагротех, 2010. 348 с.

[11] Марков В.А., Девянин С.Н., Спиридонова Л.В. Экспериментальные исследования дизеля, работающего на смесях дизельного топлива и льняного масла // Транспорт на альтернативном топливе, 2015, № 3, с. 55-64.

[12] Марков В.А., Са Бовэнь, Неверов В.А., Зыков С.А. Горчичное масло как экологическая добавка к нефтяному дизельному топливу // Ав-тогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо, 2017, т. 16, № 1, с. 10-21.

[13] Марков В.А., Лобода С.С., Инь Мин. Использование смесей нефтяного дизельного топлива и рыжикового масла в качестве моторного топлива // Транспорт на альтернативном топливе, 2017, № 5, с. 29-40.

[14] Аббасов М.Э. Методы оптимизации. Санкт-Петербург. Изд-во «ВВМ», 2014. 64 с.

[15] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.

[16] Curran H.J, Fisher E.M., Glaude P.A. et al. Detailed Chemical Kinetic Modeling of Diesel Combustion with Oxygenated Fuels // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-0653. P. 1-8.

[17] Miyamoto N., Ogawa H., Nurun N.M. et al. Smokeless, Low NO_x, High Thermal Efficiency and Low Noise Diesel Combustion with Oxygenated Agents as Main Fuel // SAE Technical Paper Series. 1998. № 980506. P. 1-7.

Интегральная токсичность отработавших газов тракторных дизелей в условиях эксплуатации

В.А. Марков¹, С.А. Зыков², С.С. Лобода¹, А.Д. Денисов³, В.А. Неверов¹, И.В. Кошевой¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, ² РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, ³ Коломенский институт Московского политехнического университета

Integral Toxicity of Exhaust Gases of Tractor Diesel Engines under Operating Conditions

V.A. Markov¹, S.A. Zykov², S.S. Loboda¹, A.D. Denisov³, V.A. Neverov¹, I.V. Koshevoy¹

¹ Bauman Moscow State Technical University, ² RGAU-MSKhA named after K.A. Timiryazev, ³ Kolomna Institute of Moscow Polytechnic University

Необходимость улучшения показателей токсичности отработавших газов дизелей сельскохозяйственных машин остается актуальной проблемой. Эти показатели зависят от распределения режимов работы тракторных дизелей в условиях эксплуатации. Приведены распределения эксплуатационных режимов работы дизеля СМД-31 комбайна Дон-1500. Проанализированы испытательные циклы, используемые при определении показателей токсичности отработавших газов дизелей различного назначения. Показано, что эффективным методом достижения требуемых экологических показателей дизелей является использование смесей растительных масел с нефтяным дизельным топливом. Представлены интегральные показатели токсичности отработавших газов дизеля Д-245.12С, работающего на смесях нефтяного дизельного топлива с рапсовым маслом на режимах 5-режимного и 13-режимного испытательных циклов. Отмечены существенные отличия интегральных показателей токсичности отработавших газов дизеля, работающего на режимах этих циклов. Показана возможность использования режима с номинальной частотой вращения и 50%-ной нагрузкой для оценки интегральной эксплуатационной токсичности отработавших газов дизеля.

<u>Ключевые слова</u>: трактор, дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, рапсовое масло, смесевое биотопливо, испытательный цикл

The need to improve the toxicity of exhaust gases of diesel engines of agricultural machines remains an urgent problem. These indicators depend on the distribution of the modes of operation of tractor diesel engines in operation. Given the distribution of operating modes of a diesel engine SMD-31 of the combine harvester Don-1500. The test cycles used in determining the toxicity of the exhaust gases of diesels for various purposes are analyzed. It is shown that an effective method of achieving the required environmental performance of diesel engines is the use of mixtures of vegetable oils with oil diesel fuel. The integral indicators of toxicity of the exhaust gases of the D-245.12S diesel engine operating on mixtures of petroleum diesel fuel with rapeseed oil at the modes of 5-mode and 13-mode test cycles are presented. Significant differences in the integral indicators of the toxicity of diesel exhaust gases operating at the modes of these cycles are noted. The possibility of using the mode with the nominal speed and 50% load to assess the integral operational toxicity of the exhaust gases of the diesel is shown.

<u>Key words</u>: tractor, diesel engine, petroleum diesel fuel, rapeseed oil, biofuel mixture, test cycle

РЕЖИМЫ РАБОТЫ ДИЗЕЛЕЙ И ИСПЫТАТЕЛЬНЫЕ ЦИКЛЫ

Характерной особенностью современного этапа развития двигателестроения является ужесточение требований к токсичности их отработавших газов (ОГ) [1, 2]. Это относится не только к автомобильным двигателям, эксплуатируемым в условиях современных мегаполисов, но и к дизельным двигателям сельскохозяйственных машин [3, 4]. При этом показатели токсичности ОГ двигателей в значительной степени зависят от усло-
вий эксплуатации сельхозмашин, в том числе — от их преимущественных эксплуатационных режимов [1, 5].

Режимы работы двигателей внутреннего сгорания весьма разнообразны и зависят от характера эксплуатации автомобилей, тракторов, другой сельскохозяйственной техники. В зависимости от назначения двигателя он эксплуатируется на различных режимах. Причем, тракторные двигатели имеют некоторые особенности распределения режимов работы [5, 6, 7, 8]. Распределение режимов дизеля, установленного на трактор или зерноуборочный комбайн, зависит от характеристики поля и урожайности сельскохозяйственных культур, технологических приемов пахоты или уборки, особенностей сельхозмашины и стиля ее вождения. При выполнении сельскохозяйственными машинами транспортных операций, распределение режимов работы дизеля определяется, в первую очередь, профилем и покрытием дороги, а также массой перевозимого груза.

В основном на распределение режимов работы тракторного дизеля влияет характер выполняемых работ. Наиболее характерны транспортные операции и основные технологические режимы. При выполнении транспортных работ (движение сельхозмашин к месту работы)

дизель эксплуатируется в широком диапазоне частот вращения, а доля режимов с полной подачей топлива (режимы внешней скоростной характеристики) составляет лишь 2-3 %. Ряд технологических операций также происходит при работе двигателя в достаточно широком диапазоне скоростных режимов. Например, выгрузка зерна в процессе движения комбайна Дон-1500, оснащенного дизелем СМД-31 (6 ЧН 12/14), проводится на режимах с частотами вращения n=1300-2100 мин⁻¹, при средней частоте вращения n=1600-1700 мин⁻¹ (рис. 1,*a*) [9]. При этом средняя эксплуатационная мощность двигателя составляет 80-90 % его полной мощности. При выполнении основных технологических операций (прямое

181

комбайнирование, пахота и др.) дизель работает, в основном, на режимах с большой частотой вращения (вблизи предельной регуляторной характеристики) со средней загрузкой 70-80 % (см. рис. 1,б) [9]. Практика эксплуатации различных транспортных средств и сельскохозяйственных машин, а также опубликованные данные [5, 6, 7, 8] свидетельстуют о том, что каждый эксплуатационный режим имеет свою специфику протекания рабочего процесса и вносит свой определенный вклад в интегральные показатели, характеризующие токсичность ОГ за рассматриваемый период эксплуатации дизеля.



Рис. 1. Поля распределения эксплуатационных режимов работы дизеля СМД-31 комбайна Дон-1500 для процесса выгрузки зерна (*a*) и основного процесса уборки кукурузы (*б*). В каждом диапазоне изменения частоты вращения двигателя *n* и нагрузки, характеризуемой положением h_p дозирующего органа системы топливоподачи (рейки топливного насоса) указана доля времени работы дизеля (в %) в этом диапазоне

Следует отметить, что реальные распределения режимов работы тракторного дизеля (см. рис. 1) могут существенно отличаться от режимов, применяемых при оценке токсичности ОГ испытательных циклов: 5-режимного испытательного цикла дизелей сельскохозяйственных тракторов (рис. 2, a), режимов 8-режимного испытательного цикла стандарта *ISO* 8178-4 дизелей внедорожников (рис. 2, b), а также режимов дизелей грузо-

вых автомобилей 13-режимного цикла норм *ECE R*49 (рис. 2, *г*) [5]. В связи с этим необходимо провести исследование интегральной токсичности отработавших газов тракторных дизелей в условиях эксплуатации.



Рис. 2. Стационарные циклы, используемые для оценки токсичности ОГ двигателей различного назначения: a - 5-режимный цикл для дизелей сельскохозяйственных тракторов (Германия); $\delta - 8$ -режимный цикл для дизелей внедорожников (нормы *ISO* 8178 *C*1); ϵ - европейский 13-режимный цикл для дизелей грузовых автомобилей (нормы *ECE R*49). В кружочках указаны доли времени работы дизеля на каждом режиме, рядом с кружочками указаны номера режимов. Каждый нагрузочный режим характеризуется крутящим моментом M_e , отнесенным к полному крутящему моменту

ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕГРАЛЬНОЙ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБО-ТАВШИХ ГАЗОВ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКС-ПЛУАТАЦИИ

Действующие в настоящее время в США, Японии, странах Западной Европы нормативные документы на показатели токсичности ОГ дизелей (Euro-4, Euro-5 и др.) устанавливают максимально допустимые удельные массовые выбросы с ОГ дизелей следующих токсичных веществ: оксидов азота NO_x, монооксида углерода СО, несгоревших углеводородов CH_x, твердых частиц или сажи С [1, 3]. Для удовлетворения требований указанных нормативных документов в двигателестроение внедряются различные средства и методы снижения токсичности ОГ. Одним из эффективных методов достижения требуемых экологических показателей дизелей, устанавливаемых на сельхозмашины, является использование биотоплив, в частности – смесей растительных масел с нефтяным дизельным топливом (ДТ), в частности – рапсового масла (РМ) [5, 10]. Для достижения наибольшей эффективности снижения вредных выбросов с ОГ разработаны различные методики оптимизации состава таких топлив [5, 11].

Для определения эксплуатационных режимов, которые целесообразно учитывать при оптимизации состава смесевого биотоплива, рассмотрим некоторые испытательные циклы, используемые при оценке токсичности ОГ дизелей. В Германии разработан пятирежимный испытательный цикл применительно к дизелям сельхозтехники (рис. 2,*a*). Основным режимом этого цикла (31% времени работы) является режим с номинальной частотой вращения и высокой нагрузкой (около 85% от полной нагрузки). Исследуется и режим холостого хода при частоте вращения n=0,4 $n_{\text{ном}}$ (12% времени работы). Этот цикл не узаконен, но он используется для оценки токсичности ОГ дизелей сельскохозяйственных тракторов.

Дизели внедорожных автомобилей обычно испытываются на режимах 8-режимного цикла (рис. 2, δ). При этом оценивается соответствие показателей токсичности ОГ дизелей нормам *ISO* 8178 *C*1 (Германия). Этот цикл наряду с режимом холостого хода при *n*=0,3 *n*_{ном} (15% времени работы) включает семь нагрузочных режимов при двух частотах вращения коленчатого вала – *n*_{ном} и *n*=0,6 *n*_{ном}. Доля номинального режима составляет 15% от общего времени работы двигателя, доля режима максимального крутящего момента – 10% и доля режима холостого хода – 15%.

В Европе для испытаний дизелей грузовых автомобилей грузоподъемностью более 3,5 тонн использовался 13-режимный цикл *ECE R*49 (рис. 2,*в*). Этот цикл включает 13 режимов: три режима холостого хода с минимальной частотой вращения n=0,25-0,3 $n_{\text{ном}}$ (всего 25% времени работы), пять нагрузочных режимов (10, 25, 50, 75, 100% нагрузки) при номиналь-

184

ной частоте вращения $n_{\text{ном}}$ и пять нагрузочных режимов (10, 25, 50, 75, 100% нагрузки) при частоте вращения $n_{\text{Mmax}}=0,6-0,7$ $n_{\text{ном}}$, соответствующей максимальному крутящему моменту двигателя.

Представленные испытательные циклы имеют существенные различия. В 13-режимном цикле только 18% времени работы дизеля приходится на режимы с большой частотой вращения (85-100% от номинальной), а в 5режимном цикле – 69%. Во втором случае эти режимы соответствуют выполнению тракторами технологических операций (пахота и др.). В 13режимном цикле 55% времени работы приходится на режимы со средней и большой нагрузкой (50-100% от полной), а в 5-режимном цикле – 31%. Отличается 5-режимный цикл и малой долей времени, отводимой на режим холостого хода при минимальной частоте вращения (только 12% против 25% в 13-режимном цикле).

Из-за указанных отличий испытательных циклов, а также в связи с тем, что эти испытательные циклы лишь условно отражают реальные эксплуатационные условия эксплуатации тракторов и других сельхозмашин, возникает необходимость сравнения интегральной токсичности ОГ тракторных дизелей при использовании этих испытательных циклов. Целесообразно также определить один режим работы дизеля, косвенно характеризующий эксплуатационную токсичность его ОГ. При проведении такого исследования использованы экспериментальные данные по дизелю Д-245.12С (4 ЧН 11/12,5), работающему на смесях нефтяного ДТ и рапсового масла, приведенные в работах [5, 11]. Выбор этого дизеля в качестве объекта исследования обусловлен еще и тем, что он устаналивается как на грузовые автомобили ЗиЛ-5301 «Бычок» и автобусы Павловского автомобильного завода (ПАЗ), так и на тракторы «Беларусь» Минского тракторного завода (МТЗ). Проведеный в работах [5, 11] анализ показателей интегральной токсичности ОГ указанного дизеля на режимах 13-режимного испытательного цикла норм *ECE R*49 представлен в таблице. 1.

Таблица 1.

Показатели дизеля типа Д-245.12С, работающего на смесях

нефтяного дизельного топлива и рапсового масла на различных режимах

Показатели дизеля	Объемное содержание РМ в			
	смеси с ДТ, %			
	0	20	40	60
Интегральные удельные выбросы токсичных компо-				
нентов на режимах 13-режимного цикла, г/(кВт·ч):				
- оксиды азота е _{NOx}	7,442	7,159	7,031	6,597
- монооксид углерода <i>е</i> СО	3,482	3,814	3,880	3,772
- несгоревшие углеводороды <i>е</i> _{СНх}	1,519	0,965	0,949	1,075
Интегральные удельные выбросы токсичных компо-				
нентов на режимах 5-режимного цикла, г/(кВт·ч):				
- оксиды азота е _{NOx}	6,848	6,938	6,701	5,970
- монооксид углерода <i>е</i> СО	4,726	5,158	5,084	4,743
- несгоревшие углеводороды <i>е</i> _{СНх}	3,310	1,784	1,460	1,556
Удельные выбросы токсичных компонентов на режи-				
ме с <i>n=n</i> _{ном} и <i>M_e</i> =0,5 <i>M_e</i> max, г/(кВт·ч):				
- оксиды азота е _{NOx}	6,142	6,351	5,653	5,610
- монооксид углерода <i>е</i> СО	3,742	3,815	3,553	3,359
- несгоревшие углеводороды <i>е</i> _{СНх}	2,608	1,577	0,933	0,994

Определение этих показателей 13-режимного цикла норм *ECE R*49 проведено с использованием общепринятой методики [1]. При расчете интегральных удельных выбросов токсичных компонентов ОГ на режимах 5-режимного цикла использованы аналогичные соотношения вида:

$$e_{\text{NOx}} = \frac{\sum_{i=1}^{5} E_{\text{NOx}\,i} \cdot K_{i}}{\sum_{i=1}^{5} N_{e\,i} \cdot K_{i}}; \qquad e_{\text{CO}} = \frac{\sum_{i=1}^{5} E_{\text{CO}\,i} \cdot K_{i}}{\sum_{i=1}^{5} N_{e\,i} \cdot K_{i}}; \qquad e_{\text{CHx}} = \frac{\sum_{i=1}^{5} E_{\text{CHx}\,i} \cdot K_{i}}{\sum_{i=1}^{5} N_{e\,i} \cdot K_{i}}, \quad (1)$$

где E_{NOx} , E_{CO} , E_{CHx} – часовые массовые выбросы токсичных компонентов на одном из режимов; K_i – весовой коэффициент (отражает долю времени этого режима); $\Sigma(N_{ei}\cdot K_i)$ – условная средняя мощность дизеля за 5-

режимный испытательный цикл. При расчете удельных массовых выбросов e_{NOx} , e_{CO} , e_{CHx} исходные данные, полученные для режимов 13режимного цикла, были интерполированы для режимов 5-режимного цикла. При этом использованы следующие соотношения для расчета часовых массовых выбросов токсичных компонентов ОГ E_{NOx} , E_{CO} , E_{CHx} на основании данных по их объемному содержанию в ОГ C_{NOx} , C_{CO} , C_{CHx} [1]:

$$E_{\text{NOx}} = 0,001587 C_{\text{NOx}} G_{\text{O}\Gamma} K_{\text{влаж}}; \qquad E_{\text{CO}} = 0,000966 C_{\text{CO}} G_{\text{O}\Gamma} K_{\text{влаж}};$$

$$E_{\text{CHx}} = 0,000478 C_{\text{CHx}} G_{\text{O}\Gamma} K_{\text{влаж}}, \qquad (2)$$

где *К*_{влаж}=1,0-1,85(*G*_{топл}/*G*_{сух.возд}) – коэффициент, учитывающий влажность воздуха (*G*_{топл} – расход топлива; *G*_{сух.возд} – расход сухого воздуха).

Анализ полученных расчетных данных (табл. 1) показывает, что интегральные показатели токсичности ОГ дизеля Д-245.12С, работающих на смесях нефтяного ДТ с рапсовым маслом на режимах рассматриваемых циклов, имеют существенные отличия. В частности, на режимах 5режимного цикла дизель имеет меньшие интегральные выбросы оксидов азота e_{NOx} , (на 3-10%), но повышенные выбросы монооксида углерода e_{CO} (на 20-26%) и несгоревших углеводородов e_{CHx} (на 30-54%) по сравнению с работой на режимах 13-режимного цикла. Это связано с большей долей режимов с высокой нагрузкой в 13-режимном цикле.

Как отмечено выше, для уменьшения трудоемкости испытаний, при оценке интегральной токсичности ОГ на режимах этого цикла, целесообразно выбрать один наиболее представительный режим дизеля, который косвенно характеризует показатели токсичности ОГ, рассчитанные по соотношениям (1). Анализ полученных с использованием этих соотношений результатов и данные рис. $1, \delta$ показывают, что в качестве такого режима целесообразно выбрать режим с номинальной частотой вращения и 50%-ной нагрузкой. Для этого режима удельные массовые выбросы токсичных компонентов e_{NOx} , e_{CO} , e_{CHx} определялись по формулам:

$$e_{\text{NOx}} = \frac{E_{\text{NOx}}}{N_e};$$
 $e_{\text{CO}} = \frac{E_{\text{CO}}}{N_e};$ $e_{\text{CHx}} = \frac{E_{\text{CHx}}}{N_e},$ (3)

где E_{NOx} , E_{CO} , E_{CHx} – часовые массовые выбросы токсичных компонентов ОГ на рассматриваемом режиме; N_e – эффективная мощность двигателя на этом режиме. Расчетные значения e_{NOx} , e_{CO} , e_{CHx} сведены в табл. 1.

Представленные в табл. 1 и на рис. 3 данные свидетельствуют о том, что режим работы тракторного дизеля с номинальной частотой вращения и 50%-ной нагрузкой может быть использован для оценки интегральной токсичности ОГ двигателя в условиях реальной эксплуатации. Несмотря на имеющиеся различия в значениях удельных выбросов нормируемых токсичных компонентов ОГ, полученных для 5-режимного испытательного цикла (рис. 2, a) и для режима с номинальной частотой вращения и 50%ной нагрузкой, характер полученных зависимостей этих выбросов от содержания РМ в смеси с нефтяным ДТ весьма схож (см. рис. 3).

Возможность использования режима с номинальной частотой вращения и 50%-ной нагрузкой для оценки интегральной эксплуатационной токсичности ОГ тракторного дизеля подтверждается данными работы [12], в которой предложен 4-режимный испытательный цикл (рис. 4). Основными режимами этого цикла являются два режима с номинальной частотой вращения и нагрузками, равными 50 и 75% от полной, на долю которых приходится 80 % всего времени этого испытательного цикла.



Рис. 3. Зависимости удельных массовых выбросов оксидов азота e_{NOx} , монооксида углерода e_{CO} и несгоревших углеводородов e_{CHx} дизеля типа Д-245.12С от содержания РМ в смеси с нефтяным ДТ C_{PM} : 1 – рассчитанные для режимов пятирежимного цикла; 2 – рассчитанные для режима с номинальной частотой вращения и 50%-ной нагрузкой.



Рис. 4. Предложенный в работе [12] четырехрежимный испытательный цикл для оценки токсичности ОГ дизелей сельхозмашин

Другим фактором, подтверждающим возможность использования режима с номинальной частотой вращения и 50%-ной нагрузкой для оценки интегральной эксплуатационной токсичности ОГ тракторного дизеля, является распределение режимов работы дизеля СМД-31, представленное на рис. 1, δ . Оно свидетельствует о том, что доля режимов этого дизеля при номинальной частоте вращения и нагрузке, соответствующей положению дозирующей рейки h_p =2,6-3,4 мм (40-80 % полной нагрузки), составляет около 40 % всего времени работы дизеля.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Распределение режимов работы дизелей сельскохозяйственных машин существенно отличается от распределения режимов двигателей транспортных средств. Для оценки их эксплуатационной интегральной токсичности ОГ используются соответственно 5-режимный испытательный цикл и 13-режимный цикл норм *ECE R*49.

2. В связи с отличиями этих циклов и условностью отображения этими циклами реальных условий эксплуатации тракторов и других сельскохозяйственных машин, проведено сравнение интегральной токсичности ОГ дизеля при использовании этих испытательных циклов.

3. Для оценки интегральной токсичности ОГ дизеля в условиях реальной эксплуатации трактора предложено использовать режим с номинальной частотой вращения и 50%-ной нагрузкой.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2002. 376 с.

[2] Автотранспорт и экология мегаполисов / А.А. Ипатов, В.Ф. Кутенев, В.А. Лукшо и др. М.: Машиностроение, 2010. 254 с.

[3] Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др. Под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. 784 с.

[4] Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей. Владимир: Изд-во Владимирского государственного университета, 2000. 256 с.

[5] Использование растительных масел и топлив на их основе в дизельных двигателях / В.А. Марков, С.Н. Девянин, В.Г. Семенов и др. М.: ООО НИЦ «Инженер», 2011. 536 с.

[6] Работа дизелей в условиях эксплуатации: Справочник / А.К. Костин, Б.П. Пугачев, Ю.Ю. Кочиев. Под ред. А.К. Костина. Л.: Машиностроение, 1989. 283 с.

[7] Режимы работы двигателей энергонасыщенных тракторов / Н.С. Ждановский, А.В. Николаенко, В.С. Шкрабак и др. Л.: Машиностроение, 1981. 240 с.

[8] Jankovic S., Balasubramanian S., Roy C. Correlation Between Agricultural Tractor's Diesel Engine on Road Service Load and Regulations for Exhaust Emission Testing // SAE Technical Paper Series. 2001. № 2001-01-3345. P. 1-7.

[9] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для ВУЗов. Второе издание. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 344 с.

[10] Васильев И.П. Влияние топлив растительного происхождения на экологические и экономические показатели дизеля. Луганск: Изд-во Восточноукраинского университета им. В. Даля, 2009. 240 с.

[11] Марков В.А., Девянин С.Н., Зыков С.А., Гайдар С.М. Биотоплива для двигателей внутреннего сгорания. М.: НИЦ «Инженер», 2016. 292 с.

[12] Марков В.А., Девянин С.Н., Нагорнов С.А., Быковская Л.И. Оптимизация состава многокомпонентных биотоплив для дизелей сельскохозяйственных машин // Наука в Центральной России. 2013. № 3. С. 36-53.

Использование неорганических добавок к нефтяному дизельному топливу

А.А. Савастенко¹, Э.А. Савастенко¹, В.А. Марков², А.Н. Зенкин²

 1 Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), 2 МГТУ им. Н.Э. Баумана

Use of Inorganic Additives to Petroleum Diesel Fuel

A.A. Savastenko¹, E.A. Savastenko¹, V.A. Markov², A.A. Zenkin²

¹ Moscow automobile and road construction state technical university (MADI), ² Bauman Moscow State Technical University

Актуальность статьи обусловлена необходимостью значительного улучшения экологических показателей двигателей внутреннего сгорания. В статье показаны перспективы применения неорганических добавок на основе солей металлов к нефтяному дизельному топливу. Рассмотрены виды этих добавок и способы их подачи в цилиндры двигателя. Представлены результаты экспериментальных исследований дизеля на нефтяном дизельном топливе с добавками таких неорганических присадок. Показана возможность улучшения экологических показателей дизеля при использовании указанных неорганических добавок. Введение в линию высокого давления системы топливоподачи водных растворов солей металлов существенно снижает токсичность и дымность отработавших газов. Выброс оксидов азота уменьшается на 50-55%, а дымность отработавших газов

<u>Ключевые слова</u>: дизельный двигатель, нефтяное дизельное топливо, добавка к топливу, неорганическая присадка, токсичность отработавших газов, дымность отработавших газов

The relevance of the article is due to the need to significantly improve the environmental performance of internal combustion engines. The article shows the prospects for the use of inorganic additives based on metal salts to petroleum diesel fuel. Types of these additives and the ways of their feeding into the en-

192

gine cylinders are considered. The results of experimental studies of diesel on oil diesel fuel with additives of such inorganic additives are presented. The possibility of improving the environmental performance of a diesel engine by using these inorganic additives. The introduction of a fuel system of aqueous solutions of metal salts into the high-pressure line significantly reduces the toxicity and smokiness of the exhaust gases. The emission of nitrogen oxides is reduced by 50-55%, and the smoke content of exhaust gases-by 1.5-2.0 times.

<u>Key words</u>: diesel engine, oil diesel fuel, additive to fuel, inorganic additive, toxicity of exhaust gases, smoke of exhaust gases

НЕОБХОДИМОСТЬ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗА-ТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ

На современном этапе развития двигателестроения токсичность отработавших газов (ОГ) становится важнейшим потребительским показателем двигателей внутреннего сгорания [1, 2, 3]. Это обусловлено ухудшающейся экологической обстановкой в крупных мегаполисах, связанной с ростом числа транспортных средств, и введением жестких норм на выбросы вредных веществ с ОГ автомобильных двигателей. Суммарный выброс вредных веществ мирового автопарка уже превысил 200 млн. тонн в год [1]. Отечественный автомобильный парк ежегодно выбрасывает в атмосферу 13-15 млн. тонн оксидов углерода и 1,2-1,5 млн. тонн оксидов азота. При этом до 22% всех выбросов диоксида углерода, около 50% веществ, вызывающих кислотность атмосферы, и 60-90% смога приходится на эмиссию вредных веществ с ОГ транспортных средств.

Современные жесткие требования к токсичности ОГ двигателей внутреннего сгорания обуславливают необходимость поиска путей дальнейшего улучшения их экологических показателей. Удовлетворение этих требований невозможно без дальнейшего улучшения качества применяемых моторных топлив. Достижение необходимых показателей токсично-

193

сти ОГ возможно при использовании добавок к нефтяным моторным топливам [4, 5, 6]. Различают следующие виды добавок (присадок): депрессорные, промоторы воспламенения, диспергирующие, противоизносные, противодымные и другие. Некоторые присадки являются многофункциональными. В качестве многофункциональных присадок рассматриваются добавки различных альтернативных топлив.

Важнейшим токсичным компонентом ОГ дизелей считаются твердые частицы (выброс сажи или дымность ОГ). Высокая потенциальная опасность этих частиц обусловлена их способностью аккумулировать на своей поверхности многие известные канцерогены и мутагены, а также незначительными размерами частиц, позволяющими им проникать в органы дыхания человека и накапливаться в них. В соответствии с данными работы [3] токсикологическая значимость основных токсичных компонентов ОГ – монооксида углерода СО, оксидов азота NO_x, легких несгоревших углеродов CH_x, сажи С и оксидов серы SO_x оценивается как отношение 1 : 41,1 : 3,16 : 200 : 22. Это подтверждает первоочередную необходимость снижения дымности выхлопа – уменьшение выброса сажи с ОГ дизелей.

НЕОРГАНИЧЕСКИЕ ДОБАВКИ К НЕФТЯНОМУ ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ И СПОСОБЫ ИХ ПОДАЧИ В ЦИЛИНДРЫ ДИЗЕЛЯ

Как указано выше, уменьшение выброса токсичных компонентов с ОГ дизелей может быть достигнуто путем добавок к нефтяному дизельному топливу (ДТ) различных альтернативных топлив, среди которых сжиженный нефтяной газ, диметиловый эфир, растительные масла и их производные. Эффективно снижают показатели токсичности ОГ и ряд других химически активных соединений (ХАС), в частности — металлонеорганические соединения, представляющие собой водные растворы солей различных металлов [7, 8, 9]. Необходимо отметить, что возможны различные способы подачи рассматриваемых добавок к нефтяному ДТ в цилиндры двигателя. В случае хорошей смешиваемости этих компонентов и получении стабильных смесей целесообразно заправлять транспортные средства на АЗС моторными топливами, уже содержащими эти добавки. При плохой смешиваемости указанных компонентов (например, нефтяного ДТ и водных растворов солей металлов) или нахождении этих компонентов в разных фазах необходимо использовать другие способы подачи ХАС. В частности, возможно использование топливных систем, в которых химически активные соединения смешиваются с нефтяным ДТ в линии высокого давления системы топливоподачи. Такие системы часто называют системами с регулируемым начальным давлением (РНД) [10-13].

Подобная система топливоподачи (рис. 1) применена и в проведенных авторами исследованиях влияния добавок водных растворов солей различных металлов на показатели дымности и токсичности ОГ. В примененной схеме этой системы топливоподачи химически активное соединение подается в линию высокого давления (ЛВД) топливоподкачивающим насосом ХАС через клапаны РНД (см. рис. 1, δ). При этом водные растворы ХАС подаются без избыточного давления (самотеком), только за счет разрежения в ЛВД.



Рис. 1. Система подпитки линии высокого давления химически активными соединениями с помощью клапана РНД: *а* – схема системы; *б* – регулятор начального давления; 1 – топливоподкачивающие насосы (ТПН); 2 – фильтр тонкой очистки; 3 – ТНВД; 4 – линии высокого давления; 5 – форсунки; 6 – клапаны РНД

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕОРГАНИЧЕСКИХ ДОБАВОК К НЕФТЯ-НОМУ ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ

Использование водных растворов солей металлов в качестве противодымных присадок базируется на способности некоторых элементов периодической таблицы Д.И. Менделеева снижать температуру окисления углерода (графита) [7, 8, 9]. Эта способность подтверждается результатами экспериментальных исследований на калориметрическом стенде. В частности, такие элементы как железо Fe и медь Cu способны снижать температуру окисления графита C более чем на сто градусов Цельсия (рис. 2). В связи с этим, авторами статьи были проведены исследования некоторых металлонеорганических соединений (водных растворов солей металлов) с целью оценки их влияния на температуру тления (зажигания) дизельной сажи T_3 . Результаты этих исследований, представленные на рис. 3, свидетельствуют о том, что наибольшее снижение температуры зажигания T_3 дизельной сажи достигнуто при использовании водного раствора сернокислой меди Cu SO₄ и его массовом содержания в ДТ $C_{ak} = 4$ %.



Рис. 2. Снижение температуры окисления углерода (графита) С при добавлении в дизельное топливо различных активаторов – магния Мg, кальция Ca, хрома Cr, марганца Мn, кобальта Co, железа Fe, меди Cu

Рис. 3. Зависимость температуры зажигания (тления) T_3 дизельной сажи от массового содержания различных металлонеорганических соединений (активаторов) в дизельном топливе $C_{a\kappa}$: $1 - \text{Cu SO}_4$ + 5 H₂O; $2 - \text{Fe Cl}_3 + 6 \text{H}_2\text{O}$; 3 - MnCl₂ + 4 H₂O; $4 - \text{Ca Cl}_2 + 6 \text{H}_2\text{O}$

Для подтверждения возможности снижения дымности ОГ при добавлении неорганических присадок к топливу были проведены исследования нескольких типов дизелей отечественного и зарубежного производства. Ниже приведены результаты испытаний дизеля типа 4 Ч 8,89/10,1 фирмы «Perkins», используемого в автопогрузчике «Балканкар». При испытаниях исследовались процессы топливоподачи при работе топливной аппаратуры (TA) на нефтяном ДТ и на водотопливных эмульсиях (эмульсиях ДТ и водных растворов солей металлов). Затем были проведены сравнительные испытания дизеля в составе автопогрузчика при работе на ДТ и указанных водотопливных эмульсиях. В исследуемом дизеле было установлено устройство для подачи химически активных соединений (ХАС) в нефтяное ДТ, представленное на рис. 1.

На первом этапе исследований проведены испытания системы топливоподачи дизеля «Perkins» на безмоторном стенде. Исследована штатная ТА и система топливоподачи с регулируемым начальным давлением. Несмотря на то, что ТНВД дизеля «Perkins» является насосом распределительного типа фирмы «Meffin» (DPA – Lukas), не имеющим нагнетательных клапанов в линии высокого давления (ЛВД), остаточное давление в нем (Рост) оказалось достаточно высоким. Однако, подбором конструкции обратного клапана (клапана РНД) удалось организовать подачи водотопливной эмульсии (ВТЭ – эмульсия нефтяного ДТ и водных растворов солей металлов) в цилиндр дизеля. В качестве обратного клапана использовался нагнетательный клапан от ТНВД типа УТН-5 производства Ногинского завода топливной аппаратуры, только без разгрузочного пояска. Исследовано четыре варианта нагнетательных клапанов, различающихся геометрическими параметрами, ходом (0,3-0,4 мм) и жесткостью пружин. На рис. 4 и 5 представлены зависимости процентного содержания воды (водного раствора неорганической соли металла) в общей цикловой подаче топлива от частоты вращения кулачкового вала при различных положениях дозирующей рейки ТНВД и использовании различных вариантов нагнетательного клапана. Эти экспериментальные данные подтверждают возможность добавки необходимой дозы химически активного соединения (активатора) в ЛВД и оптимизации геометрических параметров, хода и жесткости пружины нагнетательного клапана.

Для оценки возможности подачи различных добавок в основное нефтяное ДТ при использовании рассматриваемой системы топливоподачи

198

получены скоростные характеристики подачи через клапан РНД добавки дополнительного нефтяного ДТ и воды (ВТЭ). Представленные на рис. 6 экспериментальные данные подтвердили возможность подачи через клапан РНД различных добавок и зависимость этой подачи от скоростного и нагрузочного режима работы исследуемого дизеля. При этом подача указанных добавок достигает примерно 10% от общей подачи топлива.

Следующая серия безмоторных исследований рассматриваемой системы топливоподачи была посвящена определению цикловой подачи нефтяного дизельного топлива на режимах нагрузочных характеристик. Эта серия испытаний проведена при различных частотах вращения кулачкового вала и положениях дозирующей рейки ТНВД. Результаты этих испытаний (рис. 7) свидетельствуют о том, что на номинальном скоростном режиме при n=1100 мин⁻¹ (на режиме максимальной мощности) цикловая подача топлива составила $q_{\mu}=62$ мм³.

При проведении указанной серии испытаний получены не только расходные характеристики нефтяного ДТ, но и характеристики подачи добавки через клапан РНД на рассматриваемых нагрузочных и скоростных режимов работы двигателя. Проведенный анализ показал, что на номинальном и близких к нему режимах расходы ДТ и ВТЭ через обратный клапан практически одинаковы, и составляют 5-7% от общей цикловой подачи топлива (см. рис. 5). Характер протекания нагрузочных характеристик ТНВД с подачей раствора в ЛВД идентичен характеристикам с чистым ДТ. Имеющиеся различия в цикловой подаче и расходе через клапан РНД (см. рис. 6) объясняются различными значениями плотности и вязкости у нефтяного ДТ и раствора соли. Указанная доля ХАС (5-7%) является вполне достаточной для осуществления ввода в ДТ химически активных соединений, способствующих снижению дымности и токсичности ОГ и, в тоже время, не оказывающей заметного влияния на протекание характеристик впрыскивания топлива. Аналогичный вывод был сделан в работе [8] на основе многочисленных экспериментов, проведенных с применением рассматриваемого устройства при вводе различных растворов в топливных системах различных дизелей.



Рис. 4. Зависимость массового количества активатора C_{ak} (водного раствора неорганического соединения), поступающего в дизельное топливо через клапан РНД, от частоты вращения *n* кулачкового вала ТНВД и относительного положения дозирующей рейки \bar{h}_p : $a - \bar{h}_p=1,0; \ 6 - \bar{h}_p=0,75; \ 6 - \bar{h}_p=0,50; \ 1, \ 2, \ 3 \ u \ 4 - клапаны РНД № 1, 2, 3 u \ 4$



Рис. 5. Зависимость массового количества активатора C_{ak} (водного раствора неорганического соединения), поступающего в дизельное топливо через клапан РНД, от частоты вращения *n* кулачкового вала ТНВД и относительного положения дозирующей рейки \overline{h}_p с клапаном РНД № 4 (оптимизированным): $1 - \overline{h}_p = 1,0$; $2 - \overline{h}_p = 0,75$; $3 - \overline{h}_p = 0,50$

Рис. 6. Зависимость массовой подачи дополнительного дизельного топлива $C_{\rm T}$ (1, 2, 3) и воды $C_{\rm B}$ (4, 5, 6) через клапан РНД от частоты вращения *n* кулачкового вала ТНВД и относительного положения дозирующей рейки $\overline{h}_{\rm p}$: 1, 4 – $\overline{h}_{\rm p}$ =1,0; 2, 5 – $\overline{h}_{\rm p}$ =0,75; 3, 6 – $\overline{h}_{\rm p}$ =0,50

Рис. 7. Нагрузочные характеристики ТНВД «Меffin» – зависимости объемной цикловой подачи топлива q_{μ} от положения дозирующей рейки \bar{h}_{p} при различных часахоты вращения *n* кулачкового вала: 1 - n=250 мин⁻¹; 2 - n=500 мин⁻¹; 3 - n=800 мин⁻¹; 4 - n=1100 мин⁻¹

Проведенные эксплуатационные исследования на дизеле типа 4 Ч 8,89/10,1 фирмы «Perkins» в заводских условиях Авто-ВАЗа, включали в себя подъем автопогрузчиком контейнеров различного веса (1 т, 2 т и 3 т), а также подъем «вил» автопогрузчика без груза. В этот момент добивались установившегося режима работы (постоянство частоты вращения – контролировалось цифровым тахометром). Замер дымности ОГ производился трехкратно дымомером BOSCH EFAW- 65 A, а токсичные компоненты отбирались в специальные целлофановые мешки с последующей обработкой в специальной лаборатории НТЦ АвтоВАЗа. Добавка растворов производилась в ЛВД топливной аппаратуры через систему обратных клапанов, подключенных к форсункам дизеля. Расход вводимых активаторов составляет 5-7% от расхода ДТ, что достигнуто путем дросселирования водных растворов на входе в клапаны РНД. Полученные при испытаниях значения удельных выбросов оксидов азота и дымности ОГ представлены на рис. 8.



Рис. 8. Удельные выбросы оксидов азота NO_x (*a*) и дымность ОГ K_X (*б*) испытуемого дизеля «Perkins» автопогрузчика «Балканкар»: 1 – нефтяное ДТ; 2 – нефтяное ДТ с добавкой неорганической присадки

Результаты экспериментальных исследований, представленные на рис. 8, свидетельствуют о том, что при добавлении ХАС (неорганической присадки) в нефтяное ДТ выброс оксидов азота NO_x снизился на 50-55%. При этом обеспечиваются нормы отраслевого стандарта ОСТ 23.1.440-76, предусматривающего испытания дизеля для определения токсичности ОГ на режимах 10-ступенчатого цикла на моторном стенде [14]. Снижение эмиссии оксидов азота при введении ХАС обусловлено снижением макси-

мальных температур сгорания за счет испарения воды, содержащейся в неорганической присадке. Введение ХАС в дизельное топливо позволило снизить дымность ОГ в 1,5-2,0 раза. Причем, если при работе на нефтяном ДТ без введения ХАС выполняются нормы ГОСТ 17.2.2.01-84 на дымность ОГ автомобильных дизелей, то использование неорганической присадки обеспечивает выполнение и требований ОСТ 23.1.441-76 к дымности ОГ тракторных и комбайновых дизелей при ее проверке на установившемся режиме с нагрузкой, равной 80 % от номинальной (в обоих случаях дымность определялась дымомером типа Хартридж, работающим по методу просвечивания ОГ) [15, 16].

Необходимо отметить, что реализуемое при испытаниях соотношение подаваемых нефтяного ДТ и активатора (ХАС) не требует изменения угла опережения впрыскивания топлива (УОВТ). Повышение процентного содержания ХАС до 10-20% от подачи нефтяного ДТ приводит к снижению энергетических показателей дизеля (за счет наличия воды). В этом случае появляется необходимость в дополнительных регулировках УОВТ и увеличения цикловой подачи топлива. Последнее требует увеличения диаметра плунжеров ТНВД, т.е. приводит к необходимости изменения конструкции ТА дизеля.

Реализация рассмотренного метода в сочетании с другими методами улучшения показателей дымности и токсичности ОГ позволит удовлетворить требования перспективных нормативных документов, регламентирующих экологические показатели дизелей, в том числе и дизелей, работающих в условиях с ограниченным воздухообменом. Возможна реализация этого метода и в дизелях с современными системами топливоподачи типа *Common-Rail*. Эти топливные системы, реализующие электронное управление топливоподачей, также имеют линию высокого давления (аккумулятор, трубопроводы и т.д.), где наблюдаются волновые процессы, что позволяет реализовать подачу ХАС в ЛВД. Следует также отметить, что при

203

многоразовой подаче топлива (многоразовый впрыск) осуществление впрысков топлива после ВМТ для регенерации сажевых фильтров также может оказать положительный эффект на дожигание в них сажи, если в этот момент через соответствующую систему мы будем подавать химически активные соединения, способные дожигать сажу в этих фильтрах.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Исследования на топливном стенде с ТНВД «Meffin» и на развернутом двигателе подтвердили возможность подачи химически активных веществ на неорганической основе в цилиндр дизеля и возможность улучшения экологических показателей дизеля при использовании указанных неорганических добавок. При этом получены следующие результаты.

1. Получены серии скоростных и нагрузочных характеристик топливоподачи штатной топливной аппаратуры дизеля «Perkins» при подаче нефтяного дизельного топлива, а также характеристики подачи химически активных соединений через клапан РНД, установленный в линии высокого давления штатной топливной аппаратуры.

2. Эксплуатационные экспериментальные исследования на дизеле «Perkins» показали, что при введении в линию высокого давления системы топливоподачи водных растворов солей металлов токсичность и дымность ОГ существенно снижаются. Выброс оксидов азота NO_x снизился на 50-55%, а дымность ОГ – в 1,5-2,0 раза.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Нефтяные моторные топлива: экологические аспекты применения / А.А. Александров, И.А. Архаров, В.А. Марков и др. Под ред. А.А. Александрова, В.А. Маркова. М.: ООО НИЦ «Инженер», ООО «Онико-М», 2014. 691 с.

204

[2] Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др. Под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. 784 с.

[3] Марков В.А., Баширов Р.М., Габитов И.И. Токсичность отработавших газов дизелей. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 376 с.

[4] Чулков П.В., Чулков И.П. Топлива и смазочные материалы: ассортимент, качество, применение, экономия, экология. М.: Политехника, 1996. 304 с.

[5] Топлива, смазочные материалы, технические жидкости. Ассортимент и применение: Справочник. Второе издание / И.Г. Анисимов, К.М. Бадыштова, С.А. Бнатов и др. Под ред. В.М. Школьникова. М.: Издательский центр «Техинформ», 1999. 596 с.

[6] Гуреев А.А., Азев В.С., Камфер Г.М. Топливо для дизелей. Свойства и применение. М.: Химия, 1993. 336 с.

[7] Андреенко Э.Ф., Куцевалов В.А., Савастенко А.А. Снижение дымности ОГ дизеля введением химически активных веществ в зону горения // Материалы международного симпозиума в г. Пирна. Дрезден: Издво Коц, 1987. №3/87. С. 158-161.

[8] Савастенко А.А. Снижение дымности и повышение эффективности дизеля применением металлонеорганических присадок к топливу: автореферат дисс. ... канд. техн. наук: 05.04.02. М.: Изд-во Университета дружбы народов им. П. Лумумбы, 1989. 16 с.

[9] Kucevalov V.A., Fomin V.M., Savastenko A.A. Decreasing of specific fuel consumption by mean of optimization rate of heat release and soot formation lowered. // VII-th International Symposium with a support of EAEc «Motor Sympo 90» Chechoslovakia 24-26 april, 1990.

[10] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для ВУЗов. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 344 с. [11] Патрахальцев Н.Н., Альвеар Санчес Л.В. Пути развития топливных систем для подачи в цилиндр дизеля нетрадиционных топлив // Двигателестроение. 1988. № 3. С.11-13.

[12] Девянин С., Савастенко А, Кузнецов М. Применение рапсового масла в качестве альтернативного топлива для дизелей // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2007. № 3. С. 68-71.

[13] Способы применения сжиженного нефтяного газа в качестве топлива на транспорте / И.В. Леонов, В.А. Марков, В.И. Шатров и др. // Грузовик &. 2000. № 12. С. 4-8.

[14] ОСТ 23.1.440-76. Дизели тракторные и комбайновые. Выбросы вредных веществ с отработавшими газами. Нормы и методы определения.М.: ОНТИ НАТИ, 1976. 5 с.

[15] ГОСТ 17.2.2.01-84. Охрана природы. Атмосфера. Дизели автомобильные. Дымность отработавших газов. Нормы и методы измерений. М.: Изд-во Стандартинформ, 2006. 10 с.

[16] ОСТ 23.1.441-76. Дизели тракторные и комбайновые. Дымность отработавших газов. Нормы и методы определения. М.: ОНТИ НАТИ, 1976. 8 с.

Combustion and Emissions of synthetic C1-Fuels for DI and SI Engines

Martin Härtl, Dominik Pélerin, Patrick Dworschak, Andreas Stadler, Georg Wachtmeister

Chair of Internal Combustion Engines Department of Mechanical Engineering Technical University of Munich

Introduction

Background

Substantial changes of the energy landscape are being expected until the year 2050 in the European Union as the output of greenhouse gases like CO_2 , Methane or N_2O is intended to be cut by 80-95 % compared to the year 1990 [Eu16]. Synthetic energy platforms and fuels apart from fossil oil, coal, and gas have to be established for all those applications where high energy density and large capacity of energy storage and transport is necessary and where direct electrification is not an economically or practically viable option. Yet, there has no decision been made on the question what the nature of such synthetic fuels and their chemical feedstock will be.

C1 chemistry with methane and methanol (MeOH) as platform chemicals is not only an appropriate basis for a closed CO₂-cycle, but provides also a convenient feed for the synthesis of functional fuels for internal combustion engines (e.g. [Bu10]). Such C1-fuels have a molecular structure without C-C bonds and feature a high oxygen content, which are the most essential requirements for soot-less combustion [MP11], [Ma14]. This brings together the goal of climate protection with the search for solutions to local air pollution.

The following can be named as essential requirements for future synthetic fuels: CO₂-neutrality, availability of energy on a sustainable basis, low impact on environment, economic efficiency, and functionality (energy density) [Ma14]. Furthermore, suitable fuels will have to be qualified in terms of long-term stability, low toxicity, good material compatibility, adequate evaporation and ignition properties, compatibility with infrastructure, and other material specific properties. This qualification needs to be defined bindingly for each fuel in corresponding standardisation.

In this paper, the key aspects of engine research activities on C1 synthetic fuels will be given based on the work of multiple projects currently being performed at the Technical University of Munich.

Positive ignition fuels

Fuels for SI engines have to be knock resistant and feature adequate volatility for a good mixture formation behaviour. Oxygenates like the ethers MTBE, ETBE, or TAME are already used as anti-knock additives for gasoline fuel. Methanol (CH₃-OH) is so far the only C1-oxygenate that is commonly used as a fuel (e.g. EU: max. M3 and demonstration projects with higher MeOH content, China: M15, M85), but its toxicity (carcinogenic, mutagenic, reprotoxic = "CMR") is a strong barrier for a more extensive use in the EU. Methanol however can serve as feedstock for the production of a variety of C1 oxygenates with ideal properties either for diesel- or for gasoline engines. The introduction of Euro 6c with stricter PN limits underlines the need for such non-sooting gasoline fuels in the future, especially since the introduction of gasoline particulate filters (GPF) is widely expected.

Dimethyl carbonate (DMC, CH₃O-CO-OCH₃) has only occasionally been described and tested as a C1-oxygenate fuel additive for SI engines ([PM97], [WXY10]) and, more frequently, for CI engines (e.g. [Me16], [Wa09], [Ko00]) in the past. However, the high octane number of DMC (RON \geq 109, MON \geq 102) renders it a promising candidate as synthetic SI fuel. DMC can be synthesised from methanol using CO₂ [Ko15], [Sa15].

Methyl formate (MeFo, CH₃O-CHO) has been considered as an additive for gasoline by the Austrian oil company OMV 25 years ago [Kl92]. Experimental testing on a combustion engine has only been published in [Hä17a] with promising results regarding gaseous and particle emissions. However, MeFo is prone to decomposition by hydrolysis in presence of an excess of water [FP75]. MeFo is synthesised from Methanol using CO [Ad03], [Sc14], [Sh17].

DMC and MeFo have been investigated and compared in a light-duty single-cylinder engine by the authors of this paper as pure substances [Hä17a], [Hä18b]. The experiments showed extremely low PN emissions for pure MeFo, while pure DMC with its lower volatility produced slightly more particulates. An outlook was given in this work on possible mixing of DMC and MeFo to attain a fuel which is compliant to the current gasoline standards in terms of volatility and low-temperature stability. First results of this strategy were presented in [Hä18a] and will be discussed in this paper in more detail, including the influence of the fuel on particulate size distribution and sub-23-nm particles.

Autoignition fuels

Diesel engines require a fuel with short ignition delay and a high flash point, which makes it possible to maintain a reliable infrastructure and allow safe handling. Various experiments with the C1 substance-class of oxymethylene ethers (OME_n , CH_3 -O(- CH_2 -O)_n- CH_3) as fuel for diesel engines have shown a beneficial emission behaviour. In 2011 MAN Truck&Bus tested a blend of diesel fuel, 7 % biodiesel and 20 % OME_n with chain lengths of n=3, 4 in a heavy-duty diesel engine and reported significant reductions of PM, soot, and PN compared to diesel fuel [Lu11].

Neat and blended OME_n with n=2,3,4,5,6 was tested by Pellegrini and co-workers starting in 2012 on a light-duty engine and displayed substantial improvements of the sooting behaviour and effective reduction of NO_x by utilizing new potential of ECU calibration and high EGR [Pe12].

 OME_1 was found to be the most effective fuel for soot-less combustion in a screening of various ether substances by the authors of this paper [Hä15]. Engine testing on a heavy-duty diesel engine was performed and both OME_1 and OME_n of n>1 revealing positive effects on gaseous and particle emissions, especially on particulate number (PN) [Hä14], [Hä17b], [JM17].

Corresponding work with similar findings was performed at the universities of Dresden ([RZ17]), Aachen ([De17]), and Darmstadt (e.g. [Mü17]), the latter addressing the possibility to run a diesel engine at stoichiometric A/F ratio without sooting and hence allowing a three-way-catalyst (TWC) to be used.

Experiments in a constant volume combustion chamber of Barro et al. at the university of Zürich proved the reduction of soot to be an effect evident in the complete course of combustion and thus not only associated with an improved oxidation behaviour, but also with the inhibition of soot formation. The dimensions of the remaining particles were found to be smaller than those found in diesel exhaust [Ia16].

The aim of this paper is to document the latest work on the adaption of a heavy-duty single-cylinder research engine at the Technical University of Munich with a focus on the modification of the injection system, in particular on the adjustment of the nozzle flow to the energy density of oxygenate fuels.

OME: Fuel for Compression Ignition Engines

While $OME_{3,4,5}$ is the desired selection of chain lengths for a diesel replacement in terms of cetane number and boiling properties, the current supply of these OME_n is still limited. In the presented work, extensive testing has been performed with the easily available OME_{1b} which consists of pure OME_1 and 3 % of additives for the improvement of cetane number, viscosity, and lubricity. Reduced testing with a $OME_{3,4,5,6}$ mixture is done accordingly to prove similar behaviour in combustion and hence to justify the use of OME_{1b} as a model substance for higher OME_n . As the energy density of all OME is similar, the adaptation of the injection nozzle flow to the new fuel can be legitimately demonstrated with OME_{1b} , while work on the reproduction with $OME_{3,4,5}$ is currently ongoing.

Table 1 shows the properties of the tested OME fuels and a reference paraffinic diesel fuel (PDF) that represents a "best case" diesel without aromatics and sulphur and was produced by hydration of vegetable oil. Due to the low lubricity and low cetane number of OME_1 this fuel was additized with 3 % of a long-chained polyether to enhance ignitability and tribological properties. The additized fuel is labelled "OME_{1b}".

-	PDF	OME1	OME1b*	OME3-6**
LHV [MJ/kg]	43.8	22.4	22.5	18.8
Density [kg/m ³]	0.78	0.86	0.87	1.07
Diesel equivalent [m3/m3]	1	1.77	1.75	1.70
Ox. cont. [wt.%]	0	42.1	42.1	47.9
Boiling point/range [°C]	210302	42	42	157259
Cetane number	79.8	29.3	40	75.2
Kin. Viscosity [mm ² /s]	2.92 (40 °C)	0.33 (20 °C)	0.71 (20 °C)	1.19 (40 °C)
Lubricity - HFRR [µm]	260 (60 °C)	759 (20 °C)	278 (20 °C)	519 (60 °C)

Table 1: Tested CI fuels

* OME1 with 3 wt. % additivation of long-chained polyether

** Mixture "as found" of [wt. %]: 43% OME3, 31% OME4, 19% OME5, 7% OME6

CI Experiments

Engine testing was carried out on a heavy-duty single cylinder research engine with a common rail system and a switchable tank supply to allow the change of fuel during engine operation (Figure 1). The test bench is equipped with external supercharging, a cooled high-pressure EGR system, and a backpressure flap which controls the exhaust pressure to simulate the turbine of a turbocharging unit. Gaseous exhaust components are measured before and after a Pt-coated oxidation catalyst using a FTIR system. Particulate emissions are measured using a PMP-compliant PN counting system and an AVL Microsoot Sensor.



CI Results

The engine was run at a stationary operating point of 2000 rpm and an indicated mean effective pressure of 13 bar. Injection timing was automatically controlled to keep the center of combustion at 8 °CA aTDC. Figure 2 shows the result of a EGR-sweep from 0 % to ca. 25 % with a fixed boost pressure. The diagrams are plotted over the A/F equivalence ratio λ in a range from lean (λ =1.7, no EGR) to stoichiometric (λ =1, max. EGR).



Figure 2: Variation of the EGR rate at constant boost pressure. Stationary operating point: 2000 rpm, IMEP 13 bar, pre-injection + main injection, combustion center at 8 °CA aTDC for all fuels.

The NOx emissions (center right) are greatly reduced by the application of EGR while PN and soot emissions (top) show the typical trade-off behaviour for the diesel fuel. Particulates from the oxygenates however are not affected by increased EGR and remain at a very low level close to ambient concentrations. Although the indicated efficiency (bottom left) drops by 5 percentage points towards stoichiometric mixture, this experiment points out the high EGR-tolerance of OME fuel and can represent short periods in dynamic

operation (e.g. acceleration) when the fuel mass has to be limited to avoid heavy sooting. Therefore OME can be expected to offer good performance also in dynamic real-world driving. When EGR is applied, the coking and fouling of EGR-components and the intake tract can be avoided.



Figure 3: Gaseous emissions before (filled) and after (not filled) the oxidation catalyst. Variation of the EGR rate at constant boost pressure. Stationary operating point: 2000 rpm, IMEP 13 bar, pre-injection + main injection, combustion center at 8 °CA aTDC for all fuels.

Figure 3 shows the unburned gaseous emissions before and after the oxidation catalyst. The volatile organic carbon concentration (VOC, bottom left) represents the sum value of all unburned hydrocarbons and oxygenates measured with a conventional FID detector. It remains at a low level for all fuels when plenty of excess air is present. Towards the stoichiometric point there is a steep increase, as the excess oxygen is not sufficient for complete oxidation. While the conversion rate of the catalyst is high for λ >1.2, there is an increase in the tailpipe emissions for lower λ . These hydrocarbons resistant to the catalytic oxidation have been shown to consist of mainly methane, which is stable under the present conditions. Hence, near stoichiometric operation at 0< λ <1.2 should be avoided to prevent the emission of the greenhouse gas methane. The diagrams for formaldehyde (top left) and CO (top right) show a good performance of the catalytic converter under stoichiometric and all lean conditions.

CI Optimization

While previously published experiments ([Pé17]) were performed using a series diesel fuel injection equipment without any changes to the nozzle specification whatsoever, the presented work was done using an adapted nozzle. Assuming idealized stationary conditions, the injection rate can be expressed as a flow of energy, dependent on the nozzle hole diameter, the number of nozzle holes, the lower heating value, the fuel density and the injection pressure:

$$\frac{dE}{dt} = \frac{\pi}{4} * d_{nozzle}^2 * n_{nozzle} * H_{i,fuel} * \sqrt{2 * \rho_{fuel} * p_{rail}}$$

Two adapted nozzles were prepared by modification of the nozzle hole diameter, having 180 % and 250 % volumetric flow, respectively. The 180 %-nozzle allows the same energy flow with OME_1 as the reference nozzle with diesel fuel at any given injection pressure. The 250 % nozzle has the same energy flow with OME_1 at 1000 bar injection pressure as the reference nozzle has with diesel fuel at 1800 bar. The latter configuration represents the nozzle design for a simplified injection system operating at a lower pressure than common diesel systems. This would allow the power consumption of the injection system to be reduced despite of the increased injection quantity. Reduced injection pressure was shown to be possible without negative effects on the emissions in previous work [Pé17]. The resulting theoretical energy flow for the reference and adapted nozzles is given in Figure 4.



Figure 4: Adaptation of nozzle flow according to the fuel energy density and the desired operating rail pressure. Simplified calculation with Bernoulli approach, stationary.

A: 180 % nozzle compensates only lower heating value of OME.

B: 250 % nozzle compensates both lower heating value of OME and reduction of rail pressure from 1800 bar to 1000 bar

The rates of heat release for Diesel (reference nozzle) and OME (reference and two adapted nozzles) were compared at the same stationary operating point (1200 rpm, 13 bar IMEP). Figure 5 (left) shows the ROHR for Diesel, OME_{1b} , and OME_{3-6} with the reference nozzle. As the ROHR of OME_{1b} and OME_{3-6} appear to have a very similar shape, the use of OME_{1b} as a model substance for OME is proven to be justified. At the given mode of operation, the use of a pre-injection to some extent levels out the large difference in cetane number. Both OME fuels display a significantly lower peak intensity of combustion, which can be traced back to their lower energy density. Thus, the injection duration has to be extended in order to allow the same quantity of energy to be injected like with diesel.



Figure 5 left: Rate of heat release (ROHR) for all fuels with reference nozzle 100 % flow (previous injection system), 1200 rpm, 13 bar IMEP right: Rate of heat release (ROHR) for OME1b with adapted nozzles and rail pressures, new injection system. Comparison: ROHR of diesel fuel with previous injection system (dotted line), 1200 rpm, 13 bar IMEP

The ROHR with the adapted nozzles is shown in Figure 5 (right). The black dashed line is the ROHR of diesel with the reference injection setup, while the coloured lines show the result with OME after nozzle flow adaption. Both the 180 % and the 250 % nozzle lead to similar combustion characteristics. However, as the opening and closing behaviour of the injection needle is influenced by both the rail pressure and the sack hole pressure and thus by the nozzle dimensions, a completely identical shape of the injection rate is not expected. These influences together with the different boiling and mixture formation properties of diesel and OME result in the remaining differences in the ROHR.

A main motivation for the adaptation of the nozzle flow was to avoid the negative influence of prolonged injection duration on the engine efficiency in the whole engine map. To investigate this, the engine was operated in a speed range of 1000 to 1700 rpm and indicated mean effective pressures from 7 to 19 bar. No EGR was applied and the boost pressure was adjusted to keep a constant A/F equivalence ratio of 1.7.

As the comparison in Figure 6 shows, the indicated efficiency with OME_{1b} is well below diesel when the reference injection system is used. The 250 % nozzle of the adapted injection system can compensate this effect and allows a level of efficiency in the complete engine map that is even slightly higher than in the diesel configuration. This benefit can be explained by the shorter duration of the main combustion and a higher peak heat release rate.

Generally, the adaptation of the nozzle diameter to accommodate the reduced heating value and energy density of OME has been shown to be an important measure when converting a diesel engine to OME operation.



Figure 6: Indicated efficiency with reference nozzle and adapted nozzle

Presently, the procedure to establish a DIN SPEC standard for OME is being pursued. This will contain the specification of a blend consisting mainly of OME₃, OME₄, and OME₅. Hence, in ongoing work the presented results for the combustion characteristics of OME_{1b} with an adapted injection setup will be widened to this OME_{3-5} standard blend, which is regarded as a fuel more relevant for on-road vehicles due to its more diesel-like physical properties. Additionally, engine tests will be performed with the neat OME with chain lengths n=3, 4, 5 separately to gain more knowledge about possible differences among the OME family.

DMC+: A Fuel for Spark Ignited Engines

The properties of pure dimethyl carbonate (DMC) and methyl formate (MeFo) are given in Table 2 in comparison with the average values valid for conventional gasoline RON95. Both substances have an oxygen content of 53.3 wt.% and therefore have less than half of the gravimetric energy density of gasoline. Their density however is about 25 % higher, which results in a volumetric energetic gasoline equivalent of 1.8 for DMC and 2.1 for MeFo. Both fuels are located within the gasoline boiling range, while the boiling point of MeFo with 31.5 °C is on its very low end. Hence MeFo is a very volatile fuel with a high vapour pressure outside the limits for gasoline. DMC on the other hand has a boiling point of 90 °C and a vapour pressure well below the gasoline limits. When blending both fuels, the vapour pressure can be adjusted right at the desired level either for winter or for summer fuel quality. This blending also ensures low-temperature stability, as pure DMC with a melting point of ca. 4 °C would be solid in a cold environment.

Table 2: Properties of raw DMC and MeFo fuel in comparison to standard gasoline RON95

-	RON95	DMC	MeFo
LHV [MJ/kg]	ca. 42	15.8	15.8
Density @ 15 °C [kg/m ³]	747.5±27.5	1079	957
Gasoline equivalent [m3/m3]	1	1.8	2.1
RON / MON	>= 95 / 85	>=109/102	115 / 114.8
Ox. cont. [wt.%]	< 2.7	53.3	53.3
A/F ratio stoich. [kg/kg]	ca. 14.3	4.64	4.64
Boiling point/range [°C]	30210	90	31.5
Melting point [°C]	ca45	0.5-4.7	-100
Flash point [°C]	< -35	16.7	-19
Ignition temperature [°C]	ca. 220	458	450
Vapor pressure @ 38 °C [kPa]	45-100	10.8	> 100
Ignition limits [%]	0.6-7.6	4.2-12.9	5-20
Enthalpy of vaporization [kJ/kg]	ca. 420	418	464
Surface tension [mN/m]	ca. 24	28.5	25
Dyn. viscosity [mPas]	< 0.5 (40°C)	0.63 (20°C)	0.36 (20°C)

The properties of three experimentally investigated DMC-MeFo blends are given in Table 3. All fuels have a constant MeFo content of 35 Vol.-% which proved to keep volatility within the required range and ensure stability of the blends down to at least -30 °C. In two of the blends an ethanol content of 10 % and 30 % was added to enhance the chemical stability of MeFo. Pure MeFo is known to undergo hydrolysis in presence of small quantities of water and subsequently form formic acid, which would lead to corrosion in the fuel system. Ethanol has proven to stabilize MeFo and prevent possible hydrolysis. Blends of DMC, MeFo and ethanol are named DMC+ in the following, as DMC is the main component. Details on blend design and production methods for DMC+ are given in [Hä18a].

Table 3: Material properties of the blend fuels. Source: ASG

-	RON95	C65F35E0	C55F35E10	C35F35E30
Dimethyl carbonate [Vol.] Methyl formate [Vol.] Ethanol [Vol.]	-	65 % 35 % -	55 % 35 % 10 %	35 % 35 % 30 %
LHV [MJ/kg]	ca. 42	15,8	16,7	18,6
Density @ 15 °C [kg/m ³]	747.5±27.5	1041	1011	955
Gasoline equivalent [m ³ /m ³]	1	1,91	1,86	1,77
RON / MON	>= 95 / 85	>100	>100	>100
Oxygen content [wt.%]	< 2.7	53,3	51,8	48,7
A/F ratio stoich. [kg/kg]	ca. 14.3	4,64	4,99	5,74
Boiling range [°C]	30210	3894	4292	4090
CFPP [℃]	ca45	-30	-35	-48
Flash point [°C]	< -35	-9	-13	-14
DVPE @ 37,8 °C [kPa]	45-100	57	59,8	64
Heat of vaporization [kJ/kg]	ca. 420	433	472	558
Surface tension [mN/m]	ca. 24	27,7	27,0	25,2
Kin. viscosity at 20 °C [m ² /s]	0,62	0,47	0,48	0,53

SI Experiments

DMC+ was tested on a 0.461 single cylinder research engine with a side mounted 6-hole DI injector at an injection pressure of 250 bar. The stationary operating point was chosen at 2000 rpm and 6 bar indicated mean effective pressure at λ =1. A sweep of fuel mass was then conducted at constant position of the throttle flap, resulting a variation of λ . The fuel was injected in homogenous mode during the intake stroke (SOI = 430 °CA aTDC). The setup of the test bench is given in Figure 7.



Figure 7: SI Engine and test bench setup

The exhaust system was equipped with a three-way-catalyst (TWC). Gaseous emissions were sampled both before and after the TWC and analysed in a conventional multi-analyser rack (Horiba MEXA ONE D1) for restricted pollutants (NO_x , CO, THC). Simultaneously, the exhaust was screened for non-limited emissions in a FTIR device, as the investigated C1-fuels are expected to show different characteristic hydrocarbon and oxygenate emissions than conventional hydrocarbon fuel. Particles were measured before the TWC in two redundant particle counting systems, both equipped with a 23 nm counter and a 10 nm counter each. The parallel setup was chosen to enable measurements with two different dilution settings at the same time, which allows to draw conclusions on the volatility properties of the measured particles (volatile particles are more sensitive to dilution than solid particles).

SI Results

At a medium operating point (2000 rpm, IMEP 6 bar) the DMC+ blends showed a slightly longer combustion duration and a lower peak intensity of the heat release compared to gasoline, see Figure 8. As about twice the fuel mass of DMC+ has to be injected to maintain the load achieved with gasoline, the temperature and pressure level during compression is slightly lower, which leads to a reduced peak pressure. An increasing tendency in combustion speed can be identified among the different DMC+ compositions with increasing ethanol content. This effect can be traced back to the significantly higher laminar burning velocity of ethanol compared to DMC and MeFo (data for DMC: [Ba13], Ethanol: [va11], MeFo: [Do10]). However, the differences are moderate and the combustion quality can be regarded sufficiently good for DMC+.



Figure 8: Cylinder pressure and combustion process at 2000 rpm, IMEP 6 bar, λ =1, homogeneous direct injection at 250 bar

The reduced combustion intensity leads to a reduced formation of raw NOx emission as can be seen in Figure 9. Another reason for this observation can be found in the composition of the working gas. The increased fuel quantity for DMC+ leads to a higher content of CO_2 (+30 wt.%) and H_2O (+43 wt.%) for the same energy content, which increases the heat capacity of the combustion products

and damps down the peak temperature similar to the effect of EGR. The increased carbon intensity can also be found in the raw CO emissions, where higher concentrations compared to gasoline are visible. The total hydrocarbon emissions (FID measurement) show a great reduction for DMC+ in the raw exhaust gas, while the tailpipe values for THC, CO, and NO_x are all at a near-zero level at the operating point of the TWC around λ =1.



Figure 9: Gaseous raw emissions of RON95 and DMC-blends with different ethanol contents, 2000 rpm, IMEP 6 bar at λ =1, homogeneous direct injection at 250 bar, variation of the fuel quantity

Although the raw levels of THC emissions are only half as high for DMC+ than for gasoline, a closer look at the composition of the remaining pollutants is important. As DMC+ is a C1 fuel, the formation of C1 hydrocarbons or oxygenates like methane, formaldehyde or methanol is expected to be dominant against the formation of alkanes or olefins with higher carbon number. The FTIR measurements given in Figure 10 confirm this expectation, but also show that the catalytic converter offers a high conversion rate at its operating point at λ =1. Methane, however, is more resistant to oxidation than formaldehyde or methanol, which is an issue well known also from engines fired with natural gas. Further experiments are intended to seek for optimized operating strategies with lower CH₄ formation in the given setup, while functional improvements of catalyst technology are required in the long term to achieve lower light-off temperatures an higher life times. The NH₃ emissions are very low both for gasoline and for DMC+ in the raw exhaust, while a steep increase is visible in the tailpipe values for a rich mixture. A precise and fast λ -control is therefore essential for low ammonia emissions in real world driving.



Figure 10: Gaseous VOC raw emissions of RON95 and DMC-blends with different ethanol content, 2000 rpm, IMEP 6 bar at λ =1, homogeneous direct injection at 250 bar, variation of the fuel quantity.

The particle number emissions (Figure 11) show a significant improvement of ca. 2 orders of magnitude from gasoline to DMC+. Among the DMC+ blends, those fuels with higher ethanol content has an increased level of PN emissions. A possible reason for this trend can be seen in the carbon-carbon bond of the ethanol molecule, which could cause an increased formation of soot precursors compared to a C1 fuel completely without C-C bonds.



Figure 11: Particle number concentration (PN) of RON95 and DMC-blends with different ethanol contents, 2000 rpm, IMEP 6 bar at λ =1, homogeneous direct injection at 250 bar, variation of the fuel quantity
The quotient of the PN count of a condensation particle counter (CPC) with a cut-off threshold (50 % counting efficiency) at 23 nm and a similar system calibrated to a 10 nm cut-off is shown in Figure 12. Using this method, it is possible to derive rough information on the particle size distribution of an aerosol with a low concentration of particles. The exhaust of gasoline has a PN_{10}/PN_{23} ratio around 1.5 at λ =1, while DMC+ has ca. 3.5 at the equivalent operating point. This means, that the number concentration of smaller particles below an electric mobility diameter of 23 nm is less efficiently reduced than that of bigger particles. However, the absolute number concentration is lower in both cases.



Figure 12: Ratio of PN counts with different cut-off ratios: [10 nm cut-off]/[23 nm cut-off].

The red marks in Figure 12 show the tendency of DMC+ with 30 % ethanol content to form an extraordinarily large number of small particles. The C35 blend is therefore excluded from further investigations, which will be carried out with the C65 and C55 blends in the near future.

Conclusion and Outlook

The present study presented an overview of the current activities on soot-free synthetic C1-Fuels for diesel- and gasoline engines. OME as a C1 oxygenate with high ignitability and physical properties similar to diesel fuel was tested on a single cylinder research engine. A high tolerance against EGR application and a complete avoidance of the particle- NO_x trade-off was observed. OME therefore allows low raw particle emissions from combustion without the danger of coking and fouling of EGR components. Positive effects on real driving emissions are expected. The drivetrain system including after-treatment technology can be optimized by adapting the dimensions of filters or catalysers and by simplification of the injection technology.

DMC+ as a blend of dimethyl carbonate, methyl formate, and ethanol was tested on a light-duty single cylinder engine with direct injection. The fuel showed low pollutant emissions of NO_x , CO, and THC and extremely low particulate number concentrations. Its high knocking resistance could be used to increase the compression ratio and hence improve the thermodynamic efficiency. The soot-free combustion could help to realize optimized combustion systems with lower throttling losses (stratified mixture, EGR application).

Further research work is planned on the behaviour of the new fuels in the complete engine map and under real world conditions by vehicle testing. The possible optimizations of engine and after-treatment will be investigated on the test bench and using CFD calculation for the injection and combustion process.

Remaining particles from the combustion with soot-less C1 fuels are strongly suspected to come from engine lubricating oil passing the piston ring package. To clear that effect the base engine design has to be reviewed along with the formulation of the engine oil and especially its ash content.

Acknowledgement

The authors express their gratitude to Analytik Service Gmbh, INEOS Paraform GmbH, Dow Europe GmbH, Continental Emitec GmbH, Neste Oyj for the supply with fuel components and catalysts.

References

- [Ad03] Adami, C.; Slany, M.; Karl, J.; Kaibel, G.; Schäfer, M.; Zehner, P.; Röper, M. Adami, C.; Slany, M.; Karl, J.; Kaibel, G.; Schäfer, M.; Zehner, P.; Röper, M.: Verfahren zur Herstellung von Methylformiat, 2003.
- [Ba13] Bardin, M. E.; Ivanov, E. V.; Nilsson, E. J. K.; Vinokurov, V. A.; Konnov, A. A.: Laminar Burning Velocities of Dimethyl Carbonate with Air. In Energy & Fuels, 2013, 27; S. 5513–5517.

- [Bu10] Burger, J.; Siegert, M.; Ströfer, E.; Hasse, H.: Poly(oxymethylene) dimethyl ethers as components of tailored diesel fuel: Properties, synthesis and purification concepts. In Fuel, 2010, 89; S. 3315–3319.
- [De17] Deutz, S.; Bongartz, D.; Heuser, B.; Kätelhön, A.; Schulze Langenhorst, L.; Omari, A.; Walters, M.; Klankermayer, J.; Leitner, W.; Mitsos, A.; Pischinger, S.; Bardow, A.: Cleaner production of cleaner fuels. Wind-to-wheel – environmental assessment of CO 2 -based oxymethylene ether as a drop-in fuel. In Energy & Environmental Science, 2017, 55; S. 7296.
- [Do10] Dooley, S.; Burke, M. P.; Chaos, M.; Stein, Y.; Dryer, F. L.; Zhukov, V. P.; Finch, O.; Simmie, J. M.; Curran, H. J.: Methyl formate oxidation. Speciation data, laminar burning velocities, ignition delay times, and a validated chemical kinetic model. In International Journal of Chemical Kinetics, 2010, 42; S. 527–549.
- [Eu16]: Proposal Nr. 2016/0231/COD, 2016.
- [FP75] Forbes, A. D.; Powell, K. G. Forbes, A. D.; Powell, K. G.: Gasoline Composition, 1975.
- [Hä14] Härtl, M.; Seidenspinner, P.; Wachtmeister, G.; Jacob, E.: Synthetic Diesel Fuel OME1 A Pathway Out of the Soot-NOx Trade-Off. In MTZ worldwide, 2014, 75; S. 48–53.
- [Hä15] Härtl, M.; Seidenspinner, P.; Jacob, E.; Wachtmeister, G.: Oxygenate screening on a heavy-duty diesel engine and emission characteristics of highly oxygenated oxymethylene ether fuel. In Fuel, 2015, 153; S. 328–335.
- [Hä17a] Härtl, M.; Stadler, A.; Backes, F.; Wachtmeister, G.; Jacob, E.: Potentially CO2-neutral Fuels for Clean SI Engines. In MTZ worldwide, 2017, 78; S. 76–83.
- [Hä17b] Härtl, M.; Gaukel, K.; Pélerin, D.; Wachtmeister, G.: Oxymethylene Ether as Potentially CO2-neutral Fuel for Clean Diesel Engines Part 1. Engine Testing. In MTZ worldwide, 2017, 78; S. 52–59.
- [Hä18a] Härtl, M.; Stadler, A.; Blochum, S.; Pélerin, D.; Maier, T.; Berger, V.; Wachtmeister, G.; Seidenspinner, P.; Wilharm, T.; Jacob, E.: DMC+ as Particulate Free and Potentially Sustainable Fuel for DI SI Engines. In (Geringer, B.; Lenz, H. P. Hrsg.): 39. Internationales Wiener Motorensymposium 26.-27. April 2018, 2018.
- [Hä18b] Härtl, M.; Pélerin, D.; Dworschak, P.; Maier, T.; Stadler, A.; Blochum, S.; Gaukel, K.; Jacob, E.; Wachtmeister, G.: Potential of the Sustainable C1-Fuels OME, DMC, and MeFo for Particulate Free Combustion in DI and SI Engines. In (Liebl, J.; Beidl, C. Hrsg.): Internationaler Motorenkongress 2018. Mit Konferenz Nfz-Motorentechnologie. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2018.
- [Ia16] Iannuzzi, S. E.; Barro, C.; Boulouchos, K.; Burger, J.: Combustion behavior and soot formation/oxidation of oxygenated fuels in a cylindrical constant volume chamber. In Fuel, 2016, 167; S. 49–59.
- [JM17] Jacob, E.; Maus, W.: Oxymethylene Ether as Potentially Carbon-neutral Fuel for Clean Diesel Engines Part 2. Compliance with the Sustainability Requirement. In MTZ worldwide, 2017, 78; S. 52–57.
- [Kl92] Klezl, P. Klezl, P.: Fuel for internal combustion engines and use of methyl formate as fuel additive, 1992.
- [Ko00] Kocis, D.; Song, K.; Lee, H.; Litzinger, T.: Effects of Dimethoxymethane and Dimethylcarbonate on Soot Production in an Optically-accessible DI Diesel Engine. SAE 2000-01-2795, 2000.
- [Ko15] Kongpanna, P.; Pavarajarn, V.; Gani, R.; Assabumrungrat, S.: Techno-economic evaluation of different CO2-based processes for dimethyl carbonate production. In Chemical Engineering Research and Design, 2015, 93; S. 496–510.
- [Lu11] Lumpp, B.; Rothe, D.; Pastötter, C.; Lämmermann, R.; Jacob, E.: Oxymethylene Ethers as Diesel Fuel Additives of the Future. In MTZ worldwide, 2011, 72; S. 34–38.
- [Ma14] Maus, W.; Jacob, E.; Härtl, M.; Seidenspinner, P.; Wachtmeister, G.: Synthetic Fuels OME1: A Potentially Sustainable Diesel Fuel. In (Lenz, H. P. Hrsg.): 35. Internationales Wiener Motorensymposium. VDI-Verl., Düsseldorf, 2014; S. 325–347.
- [Me16] Mei, D.; Wu, H.; Ren, H.; Hielscher, K.; Baar, R.: Combustion Cycle-by-Cycle Variations in a Common Rail Direct Injection Engine Fueled with Dimethyl Carbonate–Diesel Blend. In Journal of Energy Engineering, 2016, 142; S. 4014059.
- [MP11] McEnally, C. S.; Pfefferle, L. D.: Sooting tendencies of oxygenated hydrocarbons in laboratory-scale flames. In Environmental science & technology, 2011, 45; S. 2498–2503.
- [Mü17] Münz, M.; Töpfer, D.; Mokros, A.; Beidl, C.: Oxygenate-fuel in a diesel engine. Is a CI engine capable of Lambda 1?, Baden-Baden, 2017.
- [Pe12] Pellegrini, L.; Marchionna, M.; Patrini, R.; Beatrice, C.; Del Giacomo, N.; Guido, C.: Combustion Behaviour and Emission Performance of Neat and Blended Polyoxymethylene Dimethyl Ethers in a Light-Duty Diesel Engine. SAE 2012-01-1053, 2012.

- [Pé17] Pélerin, D.; Gaukel, K.; Härtl, M.; Wachtmeister, G.: Recent Results of the Sootless Diesel Fuel Oxymethylene Ether. In (Liebl, J.; Beidl, C. Hrsg.): Internationaler Motorenkongress 2017. Mit Konferenz Nfz-Motorentechnologie. Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, 2017; S. 439–456.
- [PM97] Pacheco, M. A.; Marshall, C. L.: Review of Dimethyl Carbonate (DMC) Manufacture and Its Characteristics as a Fuel Additive. In Energy & Fuels, 1997, 11; S. 2–29.
- [RZ17] Richter, G.; Zellbeck, H.: Oxymethylene Ethers as an Alternative for Passenger Car Diesel Engines. In MTZ worldwide, 2017, 78; S. 60–67.
- [Sa15] Saavalainen, P.; Kabra, S.; Turpeinen, E.; Oravisjärvi, K.; Yadav, G. D.; Keiski, R. L.; Pongrácz, E.: Sustainability Assessment of Chemical Processes. Evaluation of Three Synthesis Routes of DMC. In Journal of Chemistry, 2015, 2015; S. 1–12.
- [Sc14] Schneider, D.; Mohl, K.-D.; Schäfer, M.; Paschold, J.; Teles, J. H.; Rittinger, S. Schneider, D.; Mohl, K.-D.; Schäfer, M.; Paschold, J.; Teles, J. H.; Rittinger, S.: Verfahren zur Herstellung von Methylformiat durch Umsetzung von Methanol mit Kohlenmonoxid..., 2014.
- [Sh17] Shi, L.; Wang, S.-J.; Wong, D. S.-H.; Huang, K.: Novel Process Design of Synthesizing Propylene Carbonate for Dimethyl Carbonate Production by Indirect Alcoholysis of Urea. In Industrial & Engineering Chemistry Research, 2017, 56; S. 11531–11544.
- [val1] van Lipzig, J.P.J.; Nilsson, E.J.K.; Goey, L.P.H. de; Konnov, A. A.: Laminar burning velocities of n-heptane, isooctane, ethanol and their binary and tertiary mixtures. In Fuel, 2011, 90; S. 2773–2781.
- [Wa09] Wang, J.; Wu, F.; Xiao, J.; Shuai, S.: Oxygenated blend design and its effects on reducing diesel particulate emissions. In Fuel, 2009, 88; S. 2037–2045.
- [WXY10] Wen, L.-b.; Xin, C.-Y.; Yang, S.-C.: The effect of adding dimethyl carbonate (DMC) and ethanol to unleaded gasoline on exhaust emission. In Applied Energy, 2010, 87; S. 115–121.

УДК 621.43

Форсирование одноцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания дозарядкой воздухом с использованием волн сжатия, генерируемых в процессе выпуска, в простейших индивидуальных настроенных газо-воздушных трактах без приводных элементов

С. Н. Атанов

Уфимский государственный авиационный технический университет

Forcing a single-cylinder four-stroke internal combustion engine by charging it with air using compression waves, generated during the exhaust in the simplest individual tuned gas-air tracts without driving elements

S. N. Atanov

Ufa state aviation technical university (USATU), Russia

Аннотация: эффективные и удельные показатели двигателей и машин на их базе, в первую очередь, зависят от наполнения цилиндров. Известные системы наддува сложны. Настроенные системы достигли предела. Теория газообмена двигателей внутреннего сгорания Б. П. Рудого не дает рекомендаций по дальнейшему повышению коэффициента наполнения. Разработана гипотеза о возможности повышения коэффициента наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания. Для этого, дополнительно или более интенсивно дозаряжают цилиндр воздухом. Для чего, используют волну сжатия, генерируемую при выхлопе. Предлагаемые простейшие газо-воздушные тракты, содержат цилиндр, настроенные трубы: выпускную — для выпуска и волновой продувки цилиндра, впускную — для впуска и волновой дозарядки цилиндра и вновь предложенные варианты дополнительных труб для дополнительной или более интенсивной волновой дозарядки. Расчеты показали повышение коэффициента наполнения на 12,7 или 11 %, соответственно, относительно двигателя с настроенными трубами впуска и выпуска. Натурные лабораторные эксперименты показали повышение среднего эффективного давления на 8,90 % при более интенсивной дозарядке. Подтверждена гипотеза о возможности дальнейшего повышения коэффициента наполнения.

<u>Ключевые слова</u>: четырехтактный двигатель внутреннего сгорания, выхлоп, волна, настройка, дозарядка, коэффициент наполнения.

<u>Abstract</u>: effective and specific indicators of engines and machines based on them, in the first place, depends on the filling of the cylinders. Well-known the supercharging systems are complicated. Tuned the systems are reached the limit. Theory of gas exchange of internal combustion engines B. P. Rudoy's do not give recommendations on the further increase in the volumetric efficiency. A hypothesis on the possibility of increasing the volumetric efficiency of the four-stroke internal combustion engine. For this, the cylinder is additionally or more intensively additional charged with air. To do this, use a compression wave, generated at the exhaust. The gas-air tracts proposed contain cylinder, tuned pipes: outlet — for exhaust and wave scavenging, tuned inlet pipe — for filling and wave charging and the newly proposed pipe for wave delivery additional or the more intensive wave charging. Calculations showed increased the volumetric efficiency at 11 or 12.7% respectively relative to engine with tuned inlet and outlet pipes. A hypothesis was confirmed about the possibility of further increasing the volumetric efficiency.

<u>Key words</u>: four-stroke internal combustion engine, exhaust, wave, tuning, charging, volumetric efficiency.

введение

Работа относится к поршневому двигателестроению, в частности к газообмену четырехтактных двигателей внутреннего сгорания (ДВС) с использованием волн, возникающих в газовоздушных трактах (ГВТ), а именно

созданию и проверке новых методов волновой дозарядки цилиндра (рабочей камеры), а также принципиальных (расчетных) и конструктивных схем простейших настроенных ГВТ одноцилиндрового (с одной рабочей камерой (РК)) ДВС без агрегатов наддува с повышенным наполнением за счет использования, ранее бросовой, энергии выхлопа. Идеи и решения также могут быть использованы в многоцилиндровых двигателях, других импульсно работающих устройствах. Актуальность и значимость работы для исследователей и конструкторов-двигателестроителей, студентов заключается в том, что показаны варианты направлений развития ГВТ четырехтактных ДВС, показаны основные элементы методики и результаты проектирования ГВТ ДВС с повышенными коэффициентом наполнения, удельными показателями, а значит и конкурентоспособностью ДВС и машин на их базе.

ОБЗОР РАБОТ И ЗАДАЧИ ИССЛЕДОВАНИЯ

На протяжении истории ученые и инженеры осваивают и внедряют в технику природные волновые эффекты.

В России научную школу нестационарной газодинамики ДВС формировали в МГТУ А. С. Орлин и затем М. Г. Круглов.

Б. П. Рудой на основе механики сплошной среды разработал Теорию газообмена ДВС [1]. Построена одномерная модель нестационарного газообмена в ГВТ и объяснен его механизм, как конечно-волновой. Повышение коэффициента наполнения четырехтактного ДВС до предельного значения 1,3 на ДВС фирмы «NSU» с настроенными за 60'000 опытов каналами газообмена и фазами газораспределения [2, с. 75; 1, с. 55] объяснено возникновением, движением, отражением в настроенной части ГВТ и воздействием на РК уединенных (по терминологии Б. С. Стечкина) волн конечной амплитуды (сжатия и разрежения). Они изменяют давление в каналах перед окнами РК в конце выпуска и впуска, обеспечивая волновую продувку и дозарядку. Доказана несостоятельность инерционного и резонансного подхода

в объяснении газообмена. Б. П. Рудым описана оптимальная по коэффициенту наполнению схема ГВТ ДВС. Б. П. Рудым и его учениками созданы программы расчетов ДВС с ГВТ [3, 4, 5] и разработана методика проектирования ГВТ четырехтактного ДВС по диаграммам с безразмерными комплексами.

В современных автомобильных ДВС без агрегатов наддува регулируют: путь волны [6, с. 38–46] и площади каналов, фазы газораспределения, законы открытия клапанов [7, с. 112–114] при изменении частоты циклов. Это лишь расширяет диапазон эффективности волновой дозарядки (наддува) по частоте. Настроенные системы впуска в ДВС с турбонаддувом уменьшают «эффект турбоямы» и количество переключения передач, повышают приемистость [8, с. 460–461], но при этом коэффициент наполнения не превышает известного «предельного».

Эффективная дозарядка волнами сжатия, генерируемыми при выхлопе известна в волновых обменниках давления типа «Comprex» [6, с. 125– 137], но они конструктивно сложны, имеет объемные коллекторы, приводные детали, и его не применяют на ДВС с одной РК, и нет данных о повышении ими коэффициента наполнения. Также, известна в двухтактных двигателях с индивидуальными выпускными трубами, содержащими как ступеньку [9], так и расширение и сужение [10], а также в «специальной системе газообмена» для высокого турбонаддува четырехтактных ДВС [16] и в системе взаимонаддува двухтактных ДВС [17].

Б. П. Рудой отмечал: «часто полную продувку можно осуществить, не используя всех возможностей выпускной системы» [1, с. 62]. На этом основании разработана гипотеза автора о возможности дальнейшего повышения коэффициента наполнения одноцилиндрового с настроенными каналами впуска и выпуска четырехтактного ДВС за счет волн сжатия, генерируемых при выхлопе. Задачи исследования заключаются в проверке этой гипотезы.

ПРЕДЛАГАЕМОЕ РЕШЕНИЕ

На основе систематизации и классификация компрессоров и иных систем газообмена как перемещающих газ устройств [13] выявлено, что различные настроенные каналы ГВТ ДВС образуют класс волновых нестационарных массовых перемещающих газ устройств. Простейшие варианты дозарядки РК за счет волн сжатия, генерируемых при выхлопе, для простейшего одноцилиндрового четырехтактного двигателя при минимальных доработках конструкции самого двигателя — это использование уже имеющихся окон РК: впускного и выпускного. Поскольку давление в волне сжатия, генерируемой при выпуске, выше чем давление в отраженной волне сжатия, возникающей во впускном канале, то предложено два новых метода дозарядки. Первый метод — это дополнительная дозарядка (по патенту РФ 1795680) [14], заключающаяся в возвращении к выпускному окну РК отраженной волны сжатия после завершения обычной волновой дозарядки РК из впускного канала. Для этого, как вариант, предложено выполнить выпускной канал с расширением, обеспечивающим продувку РК отраженной волной разрежения, как в малоразмерных транспортных двухтактных ДВС, и с последующим сужением для отражения исходной волны сжатия волной сжатия (Рисунок 1, см. схему каналов ГВТ слева внизу и траектории волн снизу). В этом случае, требуется некоторое предварительное наполнение воздухом, например, продувочным, прилегающего к РК участка выпускного канала в период волновой продувки, а также, например, повторное кратковременное открытие выпускного окна РК после закрытия впускного. Второй метод — это более интенсивная (интенсифицированная) дозарядка (по патенту РФ 2066002) [15], заключающаяся в направлении части генерируемой при выхлопе из РК в выпускном настроенном канале исходной волны сжатия, во впускной настроенный канал РК, через дополнительный настроенный канал (Рисунок 2, см. схему каналов ГВТ слева внизу). Момент прихода более интенсивной волны сжатия выпуска согласуют с моментом завершения обычной волновой дозарядки РК отраженной волной сжатия из настроенного впускного канала (обычный момент закрытия впускного окна РК). Для этого, дополнительный канал выполняют определенной длины и сообщают с настроенным выпускным каналом вблизи РК и с началом настроенного впускного канала через разрыв. Разрыв обеспечивает возможность прохода волн сжатия и невозможность прохода волн разрежения, которые от него отражаются волнами сжатия при одновременном всасывании воздуха в канал, по которому подходила волна разрежения. Для эффективности разрыв помещают в ресивер с обратным впускным клапаном на входе воздуха, а также, выполняют аналогичный дополнительный вход воздуха в средней части дополнительного канала. Дополнительный вход воздуха организуют для повышения эффективности газообмена дополнительного канала. Длину части дополнительного канала от места сообщения с выпускным каналом до места дополнительного впуска воздуха выбирают таким, чтобы выхлопные газы из РК не достигали места дополнительного впуска за цикл работы ДВС. При этом штатный настроенный канал выпуска обеспечивает продувку и РК ДВС, и дополнительного настроенного канала от отработавших газов текущего цикла работы ДВС.

АНАЛИЗ ПОЛУЧЕННЫХ РЕЗУЛЬТАТОВ

Вычислительные эксперименты на ЭВМ в программах [3, 4, 5] показывают, что метод дополнительной дозарядки через выпускное окно повышает коэффициент наполнения на 12,7 % при увеличении отношения внутреннего объема каналов ГВТ к рабочему объему ДВС до 34,9 для ДВС 4Ч 8,2/7,0 с мгновенным открытием и закрытием окон (Рисунок 1, см. индикаторную диаграмму и диаграмму фаз газораспределения сверху) [14]. Метод более интенсивной дозарядки — на 11,1 % при увеличении относительного объема на 7,17 для ДВС Ч 7,9/6,8 (Рисунок 2) [15].

На разработанной и собранной лабораторной экспериментальной установке, включающей: тормозной стенд фирмы «AVL List GmbH» (AVL);

серийный одноцилиндровый двух-клапанный бензиновый ДВС воздушного охлаждения Ч 7,9/6,8; аппаратуру фирмы «AVL» для определения эффективных показателей и индицирования РК и каналов ГВТ; экспериментальные ГВТ с настроенными каналами впуска и выпуска без и с дополнительным каналом для более интенсивной дозарядки по второму методу, — зарегистрирован проход более интенсивной волны сжатия, сгенерированной при выхлопе, к впускному клапану. Повышение давлений перед впускным клапаном в момент подхода волны по каналу составило 20 кПа (заметный скачек), и максимального конце впуска — 12 кПа, подтвердив расчет. Литровой момент составил 91,8 Нм/л, среднее эффективное давление — 1,15 МПа. Превышение этих эффективных показателей относительно паспортных данных — 77,9 %, а от ГВТ с настроенными трубами впуска и выпуска без дополнительного канала — на 8,90 % [16].

ВЫВОДЫ ПО РАБОТЕ.

Возможно дальнейшее повышение коэффициента наполнения и форсирование одноцилиндрового четырехтактного двигателя новыми предложенными простейшими методами и конструкциями газовоздушных трактов без дополнительных приводных элементов за счет использования для дозарядки волн сжатия, генерируемых при выхлопе.



слева внизу — схема ГВТ с настроенными каналами; в центре — диаграмма и схема фаз газообмена; внизу — схема движения волн и дополнительного воздуха (впускная система — внизу от оси абсцисс, выпускная — вверху); L — длина каналов; НМТ и ВМТ — нижняя и верхняя мертвые точки;

⁺∧ и >₊ — траектории наиболее интенсивных участков уединенных волн сжатия; >- — то же волны разрежения; --- — контактная поверхность "воздух-выпускные газы"; — выброшенный в выпускной канал продувочный воздух; — дополнительно дозаряжаемый (возвращаемый) в РК продувочный воздух и разница давлений дозарядки; ϕ — угол поворота коленчатого вала; F — площадь сечения; P — давление; в выпуск; вп — впуск; Ge — масса продувочного воздуха за выпускным окном; рк — РК

Рис. 1. Результаты вычислительного эксперимента по дополнительной дозарядке



Рис. 2. Сравнение расчетных параметров вблизи клапанов РК ГВТ без и с дополнительным канала при методе более интенсивной дозарядки

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- [1] Рудой Б. П. Теория газообмена ДВС: учеб. пос.. Уфа: УАИ, 1978. 109с.
- [2] Бекман В. В. Гоночные мотоциклы. Л.: Машиностроение, 1983. 271 с.
- [3] Рудой Б. П., Березин С. Р. *Расчет на ЭВМ показателей газообмена ДВС*: учеб. пособие. Уфа: УАИ, 1979. 101 с.
- [4] Горбачев В. Г. и др. Система имитационного моделирования «Альбея» (ядро). Руководство пользователя. Руководство программиста: учебное пособие. Уфа: УГАТУ, 1995. 112 с.
- [5] Черноусов А. А. Свид. об офиц. рег. прог. для ЭВМ 2010613235 РФ. Horsepower Lab 1D; зарег. 2010.05.17.
- [6] Ханк Г. *Турбодвигатели и компрессоры*: справочное пособие. Перевод с нем. М.: Астрель: АСТ, 2007. 351 с.

- [7] Сонкин В. И. Регулируемый клапанный привод автомобильного двигателя. М.: Машиностроение, 2015. 124 с.
- [8] Машиностроение. Энциклопедия. Двигатели внутреннего сгорания. Т. IV-14 /Л. В. Грехов и др.: под общ. ред. А. А. Александрова и Н. А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. 784 с.
- [9] Carter D. The loop scavenge diesel engine // Motor Ship, 1946. Vol. 27, №315.
- [10] Повышение мощности двухтактных двигателей. Серпухов: ВНИКТИ мотоциклов и малолитражных двигателей внутреннего сгорания (ОНТИ), 1967. Ч. 1, XII, XIII (перевод № 538, 539, 541).
- [11] Иванченко Н. Н., Красовский О. Г., Соколов С. С. Высокий наддув дизелей. Л.: Машиностроение, ленинградское отд., 1983. 198 с., ил..
- [12] Farmer H. Exaust-systems of two-stroke engines. The Institution of Mechanical Engineers Proceedings, 1938.
- [13] Атанов С. Н., Рудой Б. П. Классификация одномерных волновых нестационарных массовых перемещающих газ устройств и волнового наддува // Двигатель-97. Материалы МНТК / МГТУ, М., 1997, 156 с.
- [14] Атанов С. Н. *Метод увеличения коэффициента наполнения 4-тактного ДВС* // Вестник УГАТУ. 2009. Т. 12, № 2 (31). С. 59-61.
- [15] Атанов С. Н. Исследование дозарядки четырехтактного двигателя через впускной клапан волной сжатия, генерируемой в процессе выпуска // Вестник УГАТУ. 2013. Т. 17, № 3 (54). С. 209-216.
- [16] Атанов С. Н., Еникеев Р. Д. Экспериментальное исследование метода повышения коэффициента наполнения четырехтактного двигателя интенсификацией дозарядки // Вестник УГАТУ, 2017. Т. 21, №1 (75). С. 38-44.

КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Атанов С. Н.: <u>ice-usatu@mail.ru</u>

Параметры и характеристики двигателя внутреннего сгорания с регенерацией тепла в цикле с учетом гидравлических потерь и теплообмена

А.И. Довгялло, Д.А. Шестакова

Самарский национальный исследовательский университет им. С.П. Королёва Parameters and characteristics of the internal combustion engine with heat regeneration in the cycle considering hydraulic losses and heat exchange

Samara National Research University

Наиболее распространенными среди тепловых двигателей являются поршневые ДВС (двигатели внутреннего сгорания), а это означает, что повышение эффективности ДВС является актуальной проблемой. Современные двигатели достигли весьма высоких энергетических и экономических показателей, обладают достаточной надежностью и хорошо освоены в технологическом отношении. Однако пути повышения КПД (коэффициента полезного действия) сложны с конструктивной точки зрения и увеличивают эффективность всего на доли процента. Известным высокоэффективным способом повышения КПД энергетических установок является регенерация тепла в цикле. Это реализовано в газотурбинных двигателях, в паротурбинных установках, работающих по замкнутым циклам Брайтона, Ренкина, в двигателе Стирлинга. Однако внутренняя регенерация тепла в ДВС пока не реализована. Существующие технические решения и предложения на уровне патентов весьма сложны и пока не принимаются к внедрению. Информации о реализации ДВС с регенерацией тепла в цикле не обнаружено. В данной статье предложен способ реализации регенерации тепла в цикле двигателя внутреннего сгорания (ДВС-Р). Приведена методика расчета рабочего процесса двигателя с учетом теплообмена и гидравлических потерь. Представлено сравнение значений КПД ДВС-Р с другими бензиновыми и дизельными двигателями внутреннего сгорания. Исследуемый двигатель имеет расчетный эффективный расход топлива на 20... 30% ниже по сравнению с современными поршневыми ДВС.

<u>Ключевые слова</u>: двигатель внутреннего сгорания, регенерация тепла в цикле, рабочий процесс, уточненные характеристики, коэффициент полезного действия.

The most common among heat engines are piston ICE (internal combustion engines), which means that improving the efficiency of the engine is an actual problem. Modern engines have achieved very high energy and economic indicators, are sufficiently reliable and are well developed in technology. However, ways to improve efficiency are difficult from a constructive point of view and increase in efficiency by a fraction of percent. A well-known highly effective way to increase the efficiency of power plants is heat regeneration in the cycle. This is implemented in gas turbine engines, in steam turbine units operating in closed cycles of Brighton, Rankine, Stirling engine. However, internal heat regeneration in the internal combustion engine has not yet been realized. The existing technical solutions and proposals are very complex at the patents level and are not yet being accepted for implementation. Information on the implementation of ice with re-generation of heat in the cycle was not detected. In this articl, a method is proposed for realizing heat regeneration in the cycle of an internal combustion engine (ICE-R). The procedure for calculating the working process of the engine is considering the heat exchange and hydraulic losses. A comparison of the efficiency of the ICE-R with other gasoline and diesel internal combustion engines is presented. The investigated engine has a calculated effective fuel consumption of 20... 30% lower compared to modern piston engines.

<u>Keywords</u>: internal combustion engine, heat regeneration in the cycle, working process, refined characteristics, efficiency. Современные двигатели внутреннего сгорания базируются на двух основополагающих термодинамических циклах: Отто и Дизеля. Достижения по экономии топлива в ДВС обусловлены более точным учетом электроникой графика движения автомобиля, управляемым впрыском, более рациональным распределением топлива в цилиндре и др. Все это получено за счет организационно-технических инноваций, но не за счет изменения самого базового термодинамического цикла.

Некоторые решения по повышению эффективности рабочего процесса за счет изменения цикла в настоящее время реализуются. Они связаны с отделением в рабочем цикле ДВС процесса сгорания от цилиндра. Наиболее известные из них – разработки компаний Scuderi Group (scuderigroup.com), Zajac Motors (zajacmotors.com) и DIRO Konstruktions GmbH&Co. KG (diro-konstruktion.de). Также эта проблема решается путем использования гибридной силовой установки.

Способами повышения эффективности цикла кроме уже использованных можно считать следующие: форсирование за счет наддува и промежуточного охлаждения надувочного воздуха, управление степенью сжатия двигателя и рециркуляция отработавших газов. Все эти способы известны и, за исключением изменения степени сжатия, в той или иной степени применяются в серийно выпускаемых двигателях. То есть их применение можно отнести к достигнутому на сегодня уровню эффективности ДВС. Большего классический цикл ДВС не позволяет.

Технологический прорыв должен быть обеспечен созданием двигателя внутреннего сгорания с принципиально изменённым термодинамическим циклом и существенно более высоким КПД, а именно с возможностью регенерации тепла внутри цикла.

Цель настоящей публикации заключается в доказательстве реального осуществления рабочего процесса ДВС с внутренней регенерацией тепла, основанного на патенте авторов настоящей публикации [1]. Ранее в публи-

кации [2] были доказаны принципиальные возможности реализации такого цикла.

В настоящей статье представлены расчетные параметры и характеристики ДВС-Р с максимальным учетом реальности происходящих процессов. А именно: реальными показателями политропы процессов, значениями теплоемкостей рабочего тела, гидравлическими потерями в теплообменнике, потерями на клапанах двигателя и теплообменом в цилиндрах в различных фазах их работы.

При расчетном анализе рабочего процесса были приняты следующие положения. Тепловой расчет, включающий параметры и характеристики рабочего тела для отдельных процессов, включая процесс сгорания проводился по общепринятой методике [3]. Далее были проведены вычисления параметров состояния рабочего тела для характерных точек цикла, с учетом потерь давления на клапанах и теплообмена в цилиндрах для каждой фазы взаимодействия рабочего тела с поверхностями теплообмена (при впуске и выпуске из цилиндров).

Принцип осуществления рабочего процесса ДВС-Р представлен на рисунке 1.



Рис. 1. Рабочий процесс ДВС с регенерацией тепла в цикле Фазовая диаграмма рабочего процесса ДВС-Р представлена на рисунке 2, а пояснения к ней в таблице 1.



Рис. 2. Фазовая диаграмма рабочего процесса ДВС-Р

Таблица 1

Пояснение к фазовой диаграмме

Угол поворота		Холодный цилиндр	Рабочий цилиндр				
φ0-φ4	1,6	Впуск свежего воздуха	Воспламенение и сгорание сжа				
			того нагретого воздуха				
φ4-φ5	137	Впуск свежего воздуха	Рабочий ход				
φ5-φ1	41,4	Впуск свежего воздуха	Выпуск продуктов сгорания				
φ1-φ2	138,6	Сжатие свежего воздуха	Выпуск продуктов сгорания				
φ2-φ0	41,4	Выпуск сжатого воздуха в ра-	Выпуск продуктов сгорания в				
		бочий цилиндр через воздуш-	атмосферу через теплообменник				
		ный контур теплообменника					
где ϕ_0 – BMT холодного цилиндра, ϕ_1 – HMT холодного цилиндра, ϕ_2 – BMT рабочего							
цилиндра, ф5 – НМТ рабочего цилиндра							

Схематическое изображение конструкции ДВС-Р представлено на рисунке 3.



Рис. 3. Схема двигателя – ДВС-Р

В расчете учитывалось, что в ДВС-Р, в отличие от обычного двигателя, остаточным газом в «холодном» цилиндре будет воздух. При впуске в цилиндр свежий заряд воздуха подогревается за счет двух факторов: за счет смешения с остаточным воздухом и от стенок цилиндра. При сжатии и выпуске в определенные моменты времени воздух отдает тепло стенкам. Процесс наполнения цилиндра сопровождается потерями давления на впускном клапане.

Давление в конце впуска рассчитывается с учетом потерь на клапанах. Потери давления на впуске в двигателе оцениваются ΔP = 2133 Па:

$$\Delta P = (\beta^2 + \xi_{\rm BII}) \cdot A_n^2 \cdot n^2 \cdot \rho_{k1} \cdot 10^{-6}/2, \tag{1}$$

где $A_n = \omega_{B\Pi}/n_N$; $\beta^2 + \xi_{B\Pi} = 2,5$ и $\omega_{B\Pi} = 95$ м/с приняты в соответствии со скоростным режимом двигателей и с учетом качественной обработки внутренних поверхностей впускных систем двигателя с непосредственным впрыском топлива [3].

Температура воздуха *T*₁определяется исходя из условия смешения свежего заряда и воздуха в мертвом объеме.

$$T_1(m_{\rm BX} + m_{\rm M}) = T_0 m_{\rm BX} + T_2 m_{\rm M}, \qquad (2)$$

где масса входящего в холодный цилиндр воздуха $m_{\rm BX}$ и масса оставшегося в мертвом объеме воздуха $m_{\rm M}$, а T_0 и T_2 , взяты из предварительных расчетов [2]. Коэффициент теплоотдачи при впуске воздуха в «холодный цилиндр» находится по нижеприведенной формуле [4]:

$$\alpha_1 = 5,388 \cdot 10^{-4} \cdot (1+1,24c_m) \cdot T_{12}^{\frac{1}{3}} \cdot p_1^{\frac{2}{3}} + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T_{12}}{100}\right)^4 - \left(\frac{T_{1c}}{100}\right)^4}{T_{12} - T_{1c}}$$
(3)

для следующих условий: температура стенки первого цилиндра принимается равной $T_{1c} = 373$ К; средняя температура процесса 1-2 $T_{12} = (T_1 + T_2)/2 = 451,5$ К. Средняя скорость поршня $c_m = 4,764$ м/с при частоте вращения $\omega = 240c^{-1}$, при отношении радиуса кривошипа к длине шатуна $\lambda = 0,25$ и ходе поршня 0,07м [3].

Коэффициент теплоотдачи $\alpha_1 = 61,8 \text{ BT/M}^2 \text{K}.$

Температура подогрева свежего заряда, рассчитанная с учетом смешения (2), корректируется с учетом теплоотдачи и времени взаимодействия газа со стенкой. Коэффициент теплоотдачи при выпуске воздуха из холодного цилиндра находится аналогично по формуле для α_1 , только вместо давления p_1 берется давление p_2 .

Таким образом, $\alpha_2 = 320,7 \text{ Br/m}^2 \text{K}.$

По логике взаимодействия рабочего тела с остаточными газами с учетом теплообмена производится вычисление остальных параметров характерных точек цикла. При этом теплообмен в горячем цилиндре рассчитывается с учетом нижеприведенной формулы Брилинга [4].

$$\alpha_{3} = 5,388 \cdot 10^{-4} \cdot (1 + 1,45 + 0,185c_{m}) \cdot T_{2z}^{\frac{1}{3}} \cdot p_{2z}^{\frac{2}{3}} + 0,421 \cdot \frac{\left(\frac{T_{2z}}{100}\right)^{4} - \left(\frac{T_{2c}}{100}\right)^{4}}{T_{2z} - T_{2c}}$$
(4)

Коэффициент теплоотдачи при впуске воздуха в рабочий цилиндр 2 $\alpha_3 = 77,3$ BT/м²К.

Расчет процесса сгорания проводился с учетом молекулярного изменения горючей смеси в двигателях с непосредственным впрыском топлива [3]. Коэффициент остаточных газов принимается равным $\gamma = 0,03$.

По представленной выше методике были выполнены расчеты параметров цикла двигателя. Для удобства они сведены в таблицу 2. В таблице параметры с индексом «u» означают уточненные по сравнению с данными публикации [2].

Таблица 2

Значение параметров цикла до (1,2,2z,3,4) и после уточнений

(1)	.u,2	u,2	zu,:	3u,₄	4u)
· ·					

	1	1u	2	2u	2z	2zu	3	3u	4	4u
Т,К	300	346,5	603	693,9	893	899,6	2700	2700	1408	1398
Р,МПа	0,1	0,095	1,207	1,181	1,207	1,143	3,826	3,826	0,277	0,262

Графическое изображение в T – S диаграмме уточненного цикла представлено на рисунке 4.



Рис. 4. Циклы ДВС Отто и ДВС с внутренней регенерации тепла.

Рассчитанный по ранее выведенной формуле [2], представленной ниже, КПД с учетом скорректированных параметров цикла представлен на рисунке 5. Здесь же приведены характеристики базового цикла Отто и среднестатистические значения современных бензиновых и дизельных двигателей.

$$\eta_{t} = 1 - \frac{T_{3*} \cdot \varepsilon_{p}^{1-n_{p}} (1-\sigma) - T_{1} (1-\sigma \varepsilon_{c}^{n_{c}-1})}{T_{3*} \left(1 - \frac{\sigma c_{v}}{c_{p}} \varepsilon_{p}^{1-n_{p}}\right) + T_{1} \varepsilon_{c}^{n_{c}-1} \left(\frac{\sigma c_{v}}{c_{p}} - 1\right)}$$
(5)

С учетом вышеприведенных аргументаций и введения в расчеты механических потерь представленные на рисунке 5 значения эффективности ДВС-Р можно считать расчетными значениями эффективного КПД.



Рис. 5. Зависимость КПД двигателей от степени сжатия и расширения при различных значениях степени регенерации для ДВС-Р, цикла От-

то, бензиновых и дизельных двигателей

По результатам представленных расчетов можно сделать следующие выводы:

- расчетный эффективный КПД уточненного цикла с регенерацией тепла существенно выше КПД базовых циклов (до 30% при степени сжатия в обычном двигателе ε_c = 11);

- достижение максимума КПД в цикле ДВС-Р наблюдается в широком диапазоне степеней сжатия, причем в диапазоне $\varepsilon_c = 5...7$ КПД имеет практически неизменное значение;

- в отличии от циклов базовых двигателей преимущество ДВС-Р оценивается в 50% по приросту эффективности, или в 30% по снижению расхода топлива по сравнению с существующими двигателями;

- гидравлические потери и потери на теплообмен оказывают незначительное влияние на параметры двигателя ДВС-Р (снижение КПД цикла после уточнений оценивается около 2...3%).

Таким образом, создание такого двигателя позволяет значительно повысить экономичность ДВС, увеличить его ресурс и за счет пониженной степени сжатия, непосредственного впрыска в камеру сгорания большего объема и возможности применения различных топлив, значительно улучшить его экологические показатели.

Список литературы

[1] Патент РФ № 2641180. Способ работы двигателя внутреннего сгорания с регенерацией тепла в цикле и двигатель для его осуществления. 2018.

[2] Dovgyallo A. I., Kudinov V. A., Shestakova D. A. *Working cycle analysis of the internal combustion engine with heat regeneration*. International Conference on Mechanical, System and Control Engineering, ICMSC 2017, 2017, IEEE Catalog Number: CFP17K79-ART. – ISBN: 978-1-5090-6530-1, c.36 – 39.

[3] Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей. Москва, Высшая Школа, 2002, 496 с.

[4] Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях: Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2001, 592с.

УДК 621.434

Анализ локального теплообмена в камере сгорания перспективного

газодизеля

А.А. Зеленцов¹, А.С. Голосов²

¹МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия ²НАМИ, Россия

Analysis of Local Heat Transfer in Combustion Chamber of Perspective Gas Engine with Micro-Pilot Injection of Diesel Fuel

A.A. Zelentsov¹, A.S. Golosov²

¹Bauman Moscow State Technical University, Russia ²NAMI, Russia

В работе рассматриваются особенности локального теплообмена в перспективном газовом двигателе с воспламенением от запальной дозы дизельного топлива. Численное исследование проводится при использовании трехмерных нестационарных уравнений энергии, движения, диффузии и неразрывности в форме Рейнольдса, дополненных k-ζ-f моделью турбулентности. Одновременное сгорание газового и дизельного топлив (ДТ) описывается с использованием модели сгорания когерентного пламени (CFM), дополненной моделью зажигания от запальной дозы ДТ. Расчеты проводились с помощью трехмерного программного пакета AVL FIRE. В результате определены граничные условия второго (локальные тепловые потоки), а также третьего рода (коэффициенты теплоотдачи и температуры газа) с учетом реальной геометрии камеры сгорания и процессов газообмена. Получены локальные тепловые нагрузки на распылитель форсунки.

<u>Ключевые слова:</u> поршневой двигатель, газодизель, природный газ, локальный теплообмен, математическое моделирование.

In paper the features of local heat transfer in perspective piston engine with micro-pilot injection of diesel fuel are discussed. The numeric investigation of working processes in combustion chambers was carried using the threedimensional non-stationary equations of energy, motion, diffusion and continuity in Reynolds form with addition of k- ζ -f turbulence model. Simultaneous combustion of two types of fuel (gas and diesel fuel) is described using of CFM model. AVL FIRE was used to obtain the numerical results. As a result, the local heat fluxes, heat transfer coefficients and gas temperatures were obtained for the real combustion chamber geometry and gas exchange (inlet and outlet) processes. The local thermal loads on the injection nozzle are obtained.

<u>Keywords:</u> piston engine, gas engine, natural gas, local heat transfer, mathematical modeling.

1. Введение

Одним из наиболее распространенных способов организации рабочего процесса с использованием природного газа в качестве моторного топлива является конвертирование серийных дизелей в двигатель с воспламенением от запальной дозы топлива (газодизель), что помимо изменения экологических параметров работы двигателя приводит к изменению условий протекания процессов теплообмена в камере сгорания.

Понимание процессов локального теплообмена является важнейшим элементом математического моделирования внутрицилиндровых процессов. Широкое внедрение методов численного моделирования приводит к необходимости точного определения граничных условий на поверхностях, подвергающихся тепловым нагрузкам.

Без детального изучения внутрицилиндровых процессов, подразумевающего определение параметров рабочего тела во всех точках рабочего объема цилиндра, дальнейшее совершенствование двигателя становится весьма затруднительным. Указанные обстоятельства обуславливают необ-

ходимость детального изучения внутрицилиндровых процессов, в особенности локального теплообмена, в газовом двигателе с инициацией процесса сгорания запальной дозой дизельного топлива, что и явилось целью данной работы.

Объект исследования – четырехтактный рядный шестицилиндровый газовый двигатель с воспламенением от запальной дозы дизельного топлива (газодизель) на базе КамАЗ-910, с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Размерность двигателя D/S = 130/150 мм/мм, степень сжатия $\varepsilon = 17,5$, мощность 354 кВт при частоте вращения коленчатого вала n = 1400 мин⁻¹.

2. Математическая модель

Математическая модель нестационарных процессов переноса количества движения (Навье – Стокса), энергии (Фурье – Кирхгофа), массы и концентрации реагирующих веществ (Фика) в расчетном объеме подробно описана в [1, 2]. Для решения системы уравнений используется осреднение параметров потока жидкости (газа), при котором плотность ρ играет роль весового коэффициента (осреднение по Фавру). Результат осреднения представлен ниже:

$$\bar{\rho}\frac{D\overline{W_{l}}}{Dt} = \bar{G}_{l} - \frac{\partial\bar{p}}{\partial x_{i}} + \frac{\partial}{\partial x_{j}} \left[\mu \left(\frac{\partial\overline{W_{l}}}{\partial x_{j}} + \frac{\partial\overline{W_{j}}}{\partial x_{i}} - \frac{2}{3}\delta_{ij}\frac{\partial\overline{W}_{k}}{\partial x_{k}} \right) - \bar{\rho} \cdot \overline{W_{l}'W_{j}'} \right]$$

$$\bar{\rho}\frac{D\bar{H}}{D\tau} = \bar{G}_{i}\overline{W}_{i} + \frac{\partial\bar{p}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_{i}}\left(\bar{\tau}_{ij}\overline{W}_{j}\right) + \frac{\partial}{\partial x_{j}}\left(\lambda\frac{\partial\bar{T}}{\partial x_{j}} - c_{p}\bar{\rho} \cdot \overline{T'W_{j}'}\right) + \bar{w}_{r}\bar{Q}_{r} + \frac{\partial\bar{q}_{R_{j}}}{\partial x_{j}} (1)$$

$$\frac{\partial\bar{\rho}}{\partial\tau} + \frac{\partial}{\partial x_{j}}\left(\bar{\rho} \cdot \overline{W}_{j}\right) = 0$$

$$\frac{D\bar{C}}{D\tau} = \frac{\partial}{\partial x_{j}}\left(D\frac{\partial\bar{C}}{\partial x_{j}} - \overline{C'W_{j}'}\right) + \bar{m}$$

В системе уравнений (1) приняты следующие обозначения: D/D τ – субстанциональная производная; ρ – плотность, кг/м³; р – давление, Па; G_i – проекция вектора плотности объемных сил, H/м³, на ось Ox_i прямоугольной декартовой системы координат; С – концентрация, кг/м³; Н – полная удельная энергия, Дж/кг; μ – динамическая вязкость, кг/(м·с); с_p – теплоемкость при постоянном давлении, Дж/(кг·К); w_r – скорость химической реакции на единицу объема, кг/(м³·с); Q_r – количество выделяемой теплоты на единицу массы, Дж/кг; λ - теплопроводность, Вт/(м·К); δ_{ij} – символ Кронекера; D – коэффициент диффузии, м²/с ; \dot{m} – интенсивность источника массы (скорость изменения массы химической компоненты в единице объема), кг/(м³·с), W – вектор скорости.

Получившаяся система уравнений (1) замыкается k- ζ -f моделью турбулентности, где k – кинетическая энергия турбулентности, ζ – нормированный масштаб скорости, а f – эллиптическая функция релаксации.

Уравнения *k*-ζ-*f* модели имеют вид [3, 4, 5]:

$$\rho \frac{Dk}{D\tau} = \rho(P_k - \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right]$$

$$\rho \frac{D\varepsilon}{D\tau} = \rho \frac{c_{\varepsilon_1}^* P_k - c_{\varepsilon_2} \varepsilon}{T} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right]$$

$$\rho \frac{D\zeta}{D\tau} = \rho f - \rho \frac{\zeta}{k} P_k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\zeta} \right) \frac{\partial \zeta}{\partial x_j} \right]$$
(2)

Турбулентная вязкость в этой модели

$$\nu_t = c_\mu \zeta \frac{k^2}{\varepsilon} \tag{3}$$

а эллиптическая функция релаксации *f* из модели П.А. Дурбина (P.A.Durbin) определяется по уравнению [6]:

$$f - l_t^2 \frac{\partial^2 f}{\partial x_j \partial x_j} = \left(c_1 + c_2 \frac{P_k}{\zeta}\right) \frac{2/3 - \zeta}{\tau_t} \tag{3}$$

где τ_t и l_t – временной и линейный масштабы турбулентности, c_1 и c_2 – константы из модели П.А. Дурбина.

В выражении для скорости диссипации кинетической энергии турбулентности *є* была изменена одна из констант:

$$c_{\varepsilon_1}^* = c_{\varepsilon_1} (1 + 0.045\sqrt{1/\zeta})$$
 (4)

Данное изменение имело целью более точно отразить влияние пристеночных эффектов в предлагаемой модели. Остальные константы, входящие в систему (2) аналогичны константам стандартной *k*- ε модели: $c_{\mu} = 0,09$; $c_{\varepsilon 2} = 1,92$; $\sigma_k = 1$; $\sigma_{\varepsilon} = 1,3$; $c_{\varepsilon l} = 1,44$.

Вблизи твердых поверхностей (стенок камеры сгорания) решение дополняется пристеночными функциями, предусматривающими определение универсальной безразмерной скорости u^+ и температуры T^+ как функции от универсальной координаты y^+ в пределах $y^+ \le 11,63$ [3].

В этом случае на стенке $\zeta_w = 0$, тогда *f* принимает вид [4]:

$$f_{w} = -\frac{2\nu\zeta_{p}}{y_{p}^{2}},\tag{5}$$

где индекс "p" относится к параметрам в центральной точке контрольного объема, расположенного непосредственно у поверхности стенки.

Гибридные пристеночные функции, использованные в данной работе, были предложены М. Поповачом и К. Ханиаличем (М. Ророvać, К. Hanjalić) [7]. Они определяют профили скорости и температуры в пристеночном слое как функции безразмерного расстояния y^+ от стенки:

$$w^{+} = y^{+}e^{-\Gamma} + \frac{1}{\kappa}\ln(Ey^{+})e^{-1/\Gamma}, \qquad (6)$$

$$\Theta^{+} = (\Pr y^{+})e^{-\Gamma} + \left[\frac{\Pr}{\kappa}\ln(y^{+}) + \beta(\Pr)\right]e^{-1/\Gamma}, \quad \Gamma = \frac{0.01(\Pr y^{+})^{4}}{1+5\Pr^{3}y^{+}}$$
(7)

где β (Pr) = $(3,85Pr^{1/3} - 1,3)^2 + 2,12lnPr$, $\kappa = 0,41$ – постоянная Никурадзе-Кармана, E = 8,8 – постоянная, определяющая степень шероховатости [3, 8].

Напряжение трения τ_w и тепловой поток q_w на стенке, соответственно:

$$\tau_w = \mu_w \frac{w_p}{y_p}, \qquad q_w = \lambda_w \frac{(T_p - T_w)}{y_p}$$
(8)

Здесь λ_w – теплопроводность пристеночного слоя, Вт/(м·К). Параметры в выражении (8) задаются с учетом (6) и (7):

$$\mu_{w} = \mu \frac{y_{p}^{+}}{w_{p}^{+}}, \quad \lambda_{w} = Pr\lambda \frac{y_{p}^{+}}{\omega_{p}^{+}}, \quad y_{p}^{+} = \frac{\rho w_{\tau} y}{\mu}, \quad w_{\tau} = c_{\mu}^{1/4} k_{p}^{1/2} (\zeta/0, 4)^{1/4}$$
(9)

В целом, принятый подход во многом совпадает с предложенным в [9], его развитием является вариант теплообмена, описанный в [10]. Недостатком подобного подхода является невозможность использования понятия пограничного слоя в полной мере. В связи с этим, достаточно интересными выглядят модели теплообмена, учитывающие турбулентный пограничный слой [4, 11].

Влияние химического процесса горения учитывается с помощью интенсивности внутреннего источника теплоты q_v , Вт/м³, и массового расхода \dot{m} , кг/(м³·с). Значения этих параметров могут быть вычислены с помощью скорости w_r химической реакции сгорания:

$$q_v = Q_r w_r; \ \dot{m} = -w_r, \tag{10}$$

где Q_r – выделившееся в результате химической реакции количество теплоты на единицу массы, Дж/кг. Скорость процесса сгорания определяется на основе модели когерентного пламени (CFM) [2, 3, 12].

Расчеты проводились с помощью трехмерного CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [3]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE.

В качестве исходных данных задавались следующие граничные условия: на входе во впускной канал (или каналы для четырехклапанных головок) – это расход свежего заряда в зависимости от времени (или давление газа), также указываются давление на выпуске и температуры стенок (поршень, цилиндр, огневое днище головки двигателя, поверхности впускных и выпускных каналов). Начальные условия определяют температуру, давление, кинетическую энергию турбулентности и ее масштаб, а также скорость газа (в том числе параметры вихревого движения) в расчетном объеме в начальный период времени. В результате расчета определяются параметры газа во всех точках расчетной области (внутреннем объеме цилиндра, впускных и выпускных каналов) при учете быстропротекающих процессов смесеобразования и сгорания топливовоздушной смеси. Помимо этого, рассчитываются локальные тепловые потоки в стенки деталей, ограничивающих расчетный объем, определяются эффективные и экологические показатели двигателя.

Верификация математической модели осуществлялась на основании 0-1 мерных расчетов и экспериментальных данных.

3. Моделирование процессов газообмена, смесеобразования и сгорания в цилиндре газодизеля

В расчете проводилось моделирование процессов газообмена, смесеобразования и сгорания, а также процессов теплообмена в цилиндре газодизеля. Расчетная область представляла собой внутренний объем камеры сгорания двигателя, образованный поршнем, головкой и гильзой, дополненный объемами впускных и выпускных каналов (рисунок 1).

При работе двигателя происходит возвратно-поступательное перемещение поршня между крайними положениями (HMT и BMT), а также перемещение впускных и выпускных клапанов в вертикальном направлении. Движение поршня задается через кинематическую схему при известных геометрических параметрах кривошипно-шатунного механизма (длина шатуна L, ход поршня S). Клапаны перемещаются в соответствие с законами их движения, задаваемыми в табличном виде.

В модели форсунка представлена наконечником распылителя (рисунок 2 а), на котором выделяются несколько областей для получения на них граничных условий второго (тепловых потоков) или третьего рода (коэффициентов теплоотдачи и температуры газа вблизи поверхности стенки). Эти зоны приведены на рисунке 2 б.



Рисунок 1 – Твердотельная модель внутреннего объема цилиндра, впускных и выпускных каналов рассматриваемого двигателя



Рисунок 2 – Форсунка газодизеля: а – схема расположения распыливающих отверстий, б – выделение областей на поверхности распылителя форсунки для последующего определения граничных условий для расчета теплонапряженного и деформированного состояния (ТНДС)

Количество элементов (контрольных объемов, КО) в разбиении (рисунок 3) изменялось от 4988067 КО при перепуске и положении поршня в ВМТ до 440000 КО при закрытых впускных и выпускных клапанах.

На впуске в двигатель подавалась смесь воздуха и природного газа с коэффициентом избытка воздуха $\alpha_{\rm B} = 1,36$. Остальные начальные и граничные условия (температуры и давление газа на впуске и выпуске, температуры гильзы, головки, поршня, внутренних поверхностей впускных и выпускных каналов) задавались по результатам 0-1 мерного моделирования. Начало расчета соответствовало началу открытия впускного клапана (начало перепуска, зазор в клапанной щели при этом составил около 0,25 мм) при 342 °ПКВ (18 °ПКВ до ВМТ). Впрыск запальной дозы дизельного топлива производился с 702 до 705 °ПКВ, цикловая доза топлива составила 0,01 г.

Верификация модели проводилась путем сравнения результатов 0-1 мерного и трехмерного расчетов (рисунок 4). Заметно хорошее совпадение результатов как по величине максимального давления в цилиндре, так и углу его достижения: p_z различается всего на 0,3 бар (248,9 бар для 0-1 мерного и 249,2 бар для трехмерного расчета) при угле 729 °ПКВ в 0-1 мерном и 727°ПКВ в трехмерном расчете. По осредненным температурам разница больше (примерно 150 К), что, тем не менее, соответствует различию менее чем на 5%.

При верификации рабочего процесса двигателя производилась настройка модели сгорания когерентного пламени (CFM), в результате чего были приняты значения параметра модели SF = 0,16 (его уменьшение приводит к снижению интенсивности тепловыделения), и начальной плотности фронта пламени (влияет на величину задержки воспламенения) = 300 м^{-1} .



Рисунок 3 – Разбиение расчетной области на контрольные объемы: максимальное количество КО = 4988067 при открытых впускных и выпускных клапанах и положении поршня в ВМТ



Рисунок 4 – Сравнение индикаторных диаграмм, полученных по результатам 0-1 мерного и 3-х мерного моделирования (720 °ПКВ соответствует

BMT)

Характер распределения скорости тепловыделения в камере сгорания газодизеля представлен на рисунке 5. В данном случае первый максимум соответствует быстрому сгоранию запальной дозы и началу горения основного топлива, второй – развитому горению газовоздушной смеси в цилиндре. При этом для процесса сгорания газодизеля характерно более равномерное распределение локальных параметров (температуры, скоростей газа) по объему КС в сравнении с дизелем (рисунок 6), что приводит к невысоким скоростям нарастания давления в сравнении с дизельным процессом в базовом двигателе со схожим значением среднего эффективного давления ($p_e = 25,4$ бар).

Значительная величина второго пика скорости тепловыделения (рисунок 5), как и высокое максимальное давление в цилиндре исследуемого двигателя объясняется достаточно богатой смесью ($\alpha_{\rm B} = 1,36$). При необходимости снижения p_z при неизменном давлении наддува возможно обеднение газовоздушной смеси, увеличение продолжительности подачи запальной дозы ДТ, уменьшение угла опережения впрыскивания.

В результате расчета были также получены параметры рабочего тела во всех точках рассматриваемого объема для процессов впуска, продувки цилиндра и выпуска отработавших газов.

Локальные параметры рабочего тела позволяют с высокой точностью прогнозировать уровень выбросов вредных веществ (оксидов азота, твердых частиц, несгоревших углеводородов) в выхлопных газах двигателя (рисунки 7, 8). Стоит отметить, что твердые частицы, образующиеся в цилиндре рассматриваемого газодизеля за счет сгорания запальной дозы ДТ, практически полностью выгорают к моменту открытия выпуска, что положительно сказывается на экологических характеристиках газодизеля. В то же время, не смотря на высокий уровень форсирования двигателя по среднему эффективному давлению ($p_e = 25,4$ бар), более равномерное распределение температурного поля по объему камеры сгорания приводит к

относительно небольшим величинам по выбросам оксидов азота (0,0235 г/цикл, что на данном режиме соответствует 2,79 г/кВт/ч).



Рисунок 5 – Скорость тепловыделения в цилиндре исследуемого газодизе-



Рисунок 6 – Распределение температур в сечении КС газодизеля (ϕ = 727 °ПКВ, n = 1400 мин⁻¹)

В пристеночных областях скорость и характер течения газа влияет на толщину динамического и теплового пограничных слоев и, как следствие, на локальный теплообмен в этих областях. Помимо толщины пограничного слоя интенсивность теплообмена в пристеночной области определяется величиной температуры газа за пограничным слоем. В результате расчета получено количество теплоты, отводимое в детали, образующие камеру сгорания (поршень, гильза цилиндра, крышка двигателя). Осредненные по суммарной площади поверхности значения количества теплоты в зависимости от угла ПКВ даны на рисунке 9, на рисунке 10 – локальные мгновенные значения тепловых потоков в распылитель форсунки, определенные по локальным величинам температуры и толщины пограничного слоя вблизи ее поверхности.



Рисунок 7 – Локальные (а, φ = 727 °ПКВ) и осредненные по объему (б) значения массовых долей оксида азота в цилиндре газодизеля



Рисунок 8 – Локальные (а, φ = 727 °ПКВ) и осредненные по объему (б) значения массовых долей твердых частиц в цилиндре газодизеля


Рисунок 9 – Количество теплоты, отведенное в стенки КС газодизеля



Рисунок 10 – Локальные значения тепловых потоков в распылитель форсунки для $\phi=730^\circ\Pi KB$

Альтернативным представлением тепловой нагрузки на распылитель форсунки является вывод результатов в виде граничных условий 3-го рода (для последующего расчета ТНДС): коэффициентов теплоотдачи α (рисунок 11 а) и локальных температур газа за пограничным слоем (рисунок 6). Для анализа также представлены значения количества теплоты (рисунок 11 б) по зонам, выделенным на поверхности распылителя форсунки (рисунок 2 б).



a

б

Рисунок 11 – Распределения коэффициентов теплоотдачи (а) и количества теплоты, переданного в распылитель форсунки (б), осредненных по зонам 1-4 (см. рисунок 2 б), в зависимости от угла поворота коленчатого вала газодизеля

Стоит отметить, что если на периферии крышки и огневого днища поршня изменение этого коэффициента характеризуется одним максимумом, то в центральной области крышки, в месте расположения форсунки, таких максимумов два (рисунок 11 а). Первый максимум достигается до верхней мертвой точки, второй – за ней, при этом значения этих максимумов для наконечника распылителя (зоны 1 и 2) оказываются близки по величине, для зон 3 и 4 – существенно отличаются. Вызвано это тем, что к

зонам 3 и 4 (скругление и периферийная часть распылителя) оказывается затруднен доступ горячих газов в первой фазе сгорания (активное горение запальной дозы дизельного топлива). Затем, по мере развития процесса горения основного топлива (природного газа), происходит проникновение горячих газов в пристеночную область и интенсификация теплоотдачи в поверхность распылителя (второй максимум на кривой $\alpha(\phi)$, рисунок 11 а). На процесс теплоотдачи также оказывает влияние смена направления потока газа после прохождения поршнем ВМТ. Стоит отметить, что данные результаты хорошо согласуются с ранее полученными распределениями коэффициентов теплоотдачи для двигателя с искровым зажиганием на традиционном топливе [13, 14].

В газодизеле по сравнению с дизелем стоит отметить более равномерное распределение тепловых потоков по поверхности огневого днища поршня после начала процесса сгорания (как в двигателях с воспламенением от электрической искры). До воспламенения топливовоздушной смеси имеет место ярко выраженная неравномерность распределения q_w, вызванная процессами газообмена (рисунок 12 а, б).



Рисунок 12 – Тепловые потоки в огневое днище поршня при газообмене (а, соответствует $\phi = 393$ °ПКВ) и сгорании (б, соответствует $\phi = 730$ °ПКВ)

Полученные параметры теплоотдачи позволяют провести оценку теплонапряженного состояния деталей двигателя с использованием метода конечных элементов. Термические граничные условия для текущих значений времени (или угла поворота коленчатого вала), полученные с помощью FIRE, применимы к фиксированному трехмерному конечноэлементному разбиению деталей (поршень, крышка, гильза цилиндра, распылитель форсунки). При этом наложение граничных условий в расчетной ячейке (в контрольном объеме), лежащей на поверхности детали осуществить несложно, т.к. разрешение контрольно-объемной сетки обычно выше, чем конечно-элементной, что обусловлено спецификой решаемых задач для газа и для твердого тела.

На установившихся режимах работы температура тела колеблется только в тонком приповерхностном слое, в основном объеме тела температурные поля считаются стационарными. В таком случае для задания граничных условий используется метод, предложенный Г. Эйхельбергом [15], согласно которому действительные (нестационарные) тепловые потоки заменяются некоторыми результирующими (эквивалентными) стационарными потоками, полученными из условия равенства количества теплоты, воспринимаемой участком поверхности детали с площадью ΔF за время (или величину угла поворота коленчатого вала) $\Delta \varphi = \varphi_2 - \varphi_1$, в нестационарном и некотором условном стационарном процессах.

$$\alpha_{\rm cp} = \frac{\int_{360}^{1080} \alpha d\varphi}{720}; \qquad T_{\rm pes} = \frac{\int_{360}^{1080} \alpha T_{\rm cp} d\varphi}{720\alpha_{\rm cp}}$$
(11)

Граничные условия 3-го рода (коэффициенты теплоотдачи, осредненные по площади соответствующей зоны поверхности распылителя форсунки и по углу поворота коленчатого вала) и результирующие температуры газа для каждой зоны представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Граничные условия 3-го рода со стороны КС для расчета теп-

Параметр	Зона 1	Зона 2	Зона З	Зона 4
Коэффициент теплоотда- чи, α_{cp} , $BT/m^2/K$	1874	1600	1409	1537
Результирующая темпе- ратура газа, Т _{рез} , К	784	917	1042	955

лового состояния распылителя форсунки

Необходимо отметить, что существенное превышение количества теплоты, отводимого в зону 4 (рисунок 11 б), по сравнению с остальными зонами объясняется, прежде всего, большей ее площадью. Условия теплообмена в этой области, как следует из таблицы 1, сопоставимы с зоной 3 (приходящейся на скругление, рисунок 2 а), а процессы теплообмена существенно уступают по интенсивности проходящим в областях на наконечнике распылителя (зоны 1 и 2).

Полученные коэффициенты теплоотдачи со стороны рабочего тела в цилиндре двигателя и температуры газа за пограничным слоем используются для определения теплового состояния распылителя форсунки.

Заключение

В результате работы создана и верифицирована модель рабочего процесса в цилиндре газодизеля на базе перспективного дизеля для грузового автомобиля мощностью 354 кВт. Данная модель позволяет с высокой степенью точности определять локальные значения параметров рабочего тела в каждый момент времени во всех точках расчетного объема, в том числе, поле скоростей, локальные температуры газа, тепловые потоки в детали, образующие камеру сгорания (поршень, гильза цилиндра, крышка двигателя, распылитель форсунки). Локальные параметры рабочего тела также позволяют прогнозировать уровень выбросов вредных веществ (оксидов азота, твердых частиц, несгоревших углеводородов) в выхлопных газах двигателя. Твердые частицы, образующиеся в цилиндре рассматриваемого газодизеля за счет сгорания запальной дозы ДТ, практически полностью выгорают к моменту открытия выпуска, что положительно сказывается на экологических характеристиках газодизеля. При этом, не смотря на высокий уровень форсирования двигателя по среднему эффективному давлению ($p_e = 25,4$ бар), более равномерное распределение температурного поля по объему камеры сгорания приводит к относительно небольшим величинам по выбросам оксидов азота (2,79 г/кВт/ч на режиме n = 1400 мин⁻¹).

Отмечается значительное влияние характера течения газа на процессы теплоотдачи в стенки камеры сгорания. Так, для точки на крышке двигателя (вблизи распылителя форсунки), характерно распределение коэффициента теплоотдачи α с двумя максимальными значениями – до и после BMT. В то же время на периферии крышки и огневого днища поршня α имеет один максимум вблизи BMT.

К характерным особенностям процесса теплоотдачи в газодизеле в сравнении с дизелями можно отнести равномерное распределение тепловых потоков по поверхности огневого днища поршня после начала процесса сгорания (как в двигателях с воспламенением от электрической искры). До воспламенения топливовоздушной смеси имеет место некоторая неравномерность распределения q_w, вызванная процессами газообмена.

Полученные коэффициенты теплоотдачи со стороны рабочего тела в цилиндре двигателя и температуры газа за пограничным слоем позволяют оценить тепловое состояние распылителя форсунки.

Литература

[1] Патанкар С. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах: Пер. с англ. М.: Изд-во МЭИ, 2003. 311 с.

[2] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей*. *Специальные главы*. 2-е издание. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.

[3] FIRE. Users Manual Version 2017 / AVL List GmbH. Graz (Austria), 2018. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical Univ. n.a. N.E. Bauman and AVL List GmbH, 2014).

[4] Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. 3-е издание. Москва, Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 515 с.

[5] Hanjalić K., Popovać M., Hadziabdić M. *A Robust Near-Wall Elliptic-Relaxation Eddy-Viscosity Turbulence Model for CFD* // Int. J. Heat Fluid Flow. 2004. No.25. P. 897-901.

[6] Durbin P.A. *Near-Wall Turbulence Closure Modeling Without "Damping Functions"* // Theoretical and Computational Fluid Dynamics. 1991. No.3(1). P.1-13.

[7] Popovać M., Hanjalić K. *Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flow* // Proc. 3rd M.I.T. Conference, Boston, USA, 2005. P. 1-28.

[8] Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя. М.: Наука, 1974. 711с.

[9] Heywood J.B. *Internal Combustion Engine Fundamentals*. N.Y.: McGraw-Hill Book Company, 1988. 930 p.

[10] Han Z., Reitz R.D. *A Temperature Wall Function Formulation for Variable-Density Turbulent Flows with Application to Engine Convective Heat Transfer Modeling* // Int. J. Heat and Mass Transfer. 1997. Vol.40, No.3. P. 613-625.

[11] Руднев Б.И. Процессы локального теплообмена в камере сгорания дизелей. – Владивосток: Дальнаука, 2000. 221 с.

[12] Magnussen B.F., Hjertager B.H. On mathematical models of turbulent combustion with special emphasis on soot formation and combustion // 16th International Symposium on Combustion. Cambridge, 1976. P. 719-729.

[13] Кавтарадзе Р.З., Зеленцов А.А., Кавтарадзе З.Р., Никитин Ю.Н., Финкельберг Л.А. Моделирование локального нестационарного теплообмена в камере сгорания и теплонапряженного состояния поршня авиационного двигателя / Известия РАН. Энергетика. 2010. № 2. С. 133-151.

[14] Зеленцов А.А. Анализ влияния особенностей рабочих процессов на эффективные показатели авиационных поршневых двигателей / Вестник Московского государственного технического университета им. Н.Э. Баумана. Машиностроение. 2013. № 4. С. 81-93.

[15] Eichelberg G. Temperaturverlauf und Wärmespannungen in Verbrennungsmotoren. FDI-Forschungsheft N 263. 1923. S.61-66.

УДК 621.434

Доводка формы камеры сгорания двигателя с непосредственным впрыскиванием бензина и принудительным зажиганием

А.А. Касько

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Shape design of the combustion chamber of the engine with direct injection of gasoline and forced ignition

A.A. Kasko

Bauman Moscow State Technical University, Russia

Объектом исследования выбран шестицилиндровый рядный двигатель для наземного транспорта с непосредственной подачей бензина и принудительным воспламенением. Данная задача решается при помощи численных методов в трёхмерной постановке. Для этого задействованы нестационарных уравнений энергии, движения, диффузии и неразрывности в форме Рейнольдса, дополненных k-ζ-f моделью турбулентности. Процесс моделирования сгорания топлива осуществлялся с помощью расииренной модели сгорания когерентного пламени (ECFM). Расчеты проводились с помощью программного комплекса AVL FIRE. Данная модель нестационарных процессов предусматривает определение локальных параметров газа во всей расчетной области, которые представляются в виде суммы осредненной и пульсационной составляющих. Это позволяет оптимизировать процесс смесеобразования, путем рассмотрения линий тока и полей скоростей движущегося заряда, с учетом геометрии камеры сгорания.

<u>Ключевые слова:</u> поршневой двигатель, непосредственный впрыск, бензин, локальный теплообмен, математическое моделирование.

The object of the study was a six-cylinder in-line engine for land transport with direct gasoline supply and forced ignition. This problem is solved using numerical methods in a three-dimensional formulation. For this, nonstationary equations of energy, motion, diffusion and continuity in the Reynolds form, supplemented by the k- ζ -f model of turbulence, are involved. The process of modeling the combustion of fuel was carried out using an extended combustion coherent flame (ECFM) model. Calculations were carried out using the AVL FIRE software. This model of nonstationary processes involves the determination of local gas parameters in the entire design area, which are represented as the sum of the averaged and pulsating components. This makes it possible to optimize the process of mixture formation, by considering the current lines and velocity fields of a moving charge, taking into account the geometry of the combustion chamber.

<u>Keywords:</u> piston engine, direct injection, gasoline, local heat transfer, mathematical modeling.

1. Введение

В последние десятилетия ежегодное число вновь приобретаемых автомобилей во всем мире возросло в десятки раз, что не могло не сказаться на требованиях производительности силовых установок. Эти требования заставляют рассматривать задачу проектирования поршневых двигателей внутреннего сгорания с использованием современных средств расчета для минимизации затрат и повышения эффективности.

Поэтому ведущие производители поршневых двигателей переходят на новые концепции проектирования и доводки двигателя с использованием математического моделирования.

К одним из наиболее часто исследуемых элементов, в частности, относятся детали камеры сгорания: поршень, крышка цилиндров, гильза, а также впускные и выпускные органы. Благодаря моделированию рабочих

процессов, протекающих в камере сгорания, можно определить оптимальную форму камеры сгорания, отобразить полученные локальные параметры и сделать выбор в пользу формы, позволяющей достичь наилучших эффективных показателей, также принимая во внимание экологические нормы. Наличие сложных форм и конструктивных особенностей камер сгорания современных поршневых двигателей требует рассмотрения задачи в трехмерной постановке. В работе рассмотрена модель камеры сгорания, впускных и выпускных каналов поршневого двигателя с непосредственным впрыском топлива.

Постановка задачи в трехмерном представлении позволяет корректно учесть нестационарные процессы переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ в расчетном объеме, а также предусматривает определение локальных параметров теплообмена камеры сгорания, что позволяет более точно определить тепловую нагрузку на рабочие детали конструкции. Также данная модель позволяет оптимизировать процесс смесеобразования, путем рассмотрения линий тока и полей скоростей движущегося заряда.

Объект исследования – четырехтактный рядный шестицилиндровый двигатель с непосредственным впрыском бензина и принудительным воспламенением на базе BMW S55B30, с наддувом и промежуточным охлаждением наддувочного воздуха. Размерность двигателя D/S = 84/89,6 мм/мм, степень сжатия $\varepsilon = 10,2$, мощность 311 кВт при частоте вращения коленчатого вала n = 7300 мин⁻¹.

2. Математическая модель

Математическая модель предусматривает решение системы уравнений для нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ в расчетном объеме [1, 2]. Для упрощения ее решения используется осреднение параметров пото-

ка жидкости (газа), при котором плотность ρ играет роль весового коэффициента (осреднение по Фавру) [3]. Получившаяся система уравнений замыкается *k*- ζ -*f* моделью турбулентности [4, 5], которая вблизи твердых поверхностей (стенок камеры сгорания) дополняется пристеночными функциями [6].

Влияние химического процесса горения учитывается с помощью интенсивности внутреннего источника теплоты q_v , Вт/м³ и массового расхода \dot{m} , кг/(м³·с). Значения этих параметров могут быть вычислены с помощью скорости w_r химической реакции сгорания:

$$q_v = Q_r w_r; \ \dot{m} = -w_r,$$

где *Q_r* – выделившееся в результате химической реакции количество теплоты на единицу массы, Дж/кг. Скорость процесса сгорания определяется на основе расширенной модели когерентного пламени (ECFM) [6].

Расчеты проводились с помощью трехмерного CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [6]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. Верификация математической модели осуществлялась на основании хорошо апробированных 0-1 мерных моделей, реализованных в программном комплексе AVL Boost.

3. Моделирование процессов газообмена, смесеобразования и сгорания в цилиндре двигателя

В расчете проводилось моделирование процессов газообмена, смесеобразования и сгорания, а также процессов теплообмена в цилиндре двигателя. Расчетная область представляла собой внутренний объем камеры сгорания двигателя, образованный поршнем, головкой и гильзой, дополненный объемами впускных и выпускных каналов.

Для решения данной задачи были подготовлены два варианта геометрии камер сгорания.



Рисунок 1 – Основные геометрические характеристики камер сгорания

Объём в верхней мертвой точке *V_c* первой камеры сгорания А образован небольшим шатром за счет малого угла между впускными и выпускными клапанами и глубокой цилиндрической выемкой в днище поршня.

В то время как объём в верхней мертвой точке *V_c* второй камеры сгорания Б образован высоким шатром за счет большего угла между впускными и выпускными клапанами и цилиндрической выемкой в днище поршня на 4 мм меньше.

При работе двигателя происходит возвратно-поступательное перемещение поршня между крайними положениями (HMT и BMT), а также перемещение впускных и выпускных клапанов в вертикальном направлении. Движение поршня задается через кинематическую схему при известных геометрических параметрах кривошипно-шатунного механизма (дли-

на шатуна L, ход поршня S). Клапаны перемещаются в соответствии с законами их движения, задаваемыми в табличном виде.

На первом этапе расчета осуществляется разбиение расчетной области: объема цилиндра двигателя, впускных и выпускных патрубков - на контрольные объемы (КО). Результат разбиения для положения поршня вблизи ВМТ представлен на рисунке 2. Количество элементов составило 2260882. Число пограничных слоев для каждой геометрии камер сгорания – 2. Максимальный габарит КО не превышает 1 мм. Объём камеры сгорания в поршне составил $V_{ks} = 1432,19$ мм³ и $V_{ks} = 795,08$ мм³.



Рисунок 2 — Деформируемая сетка расчетной области, построенная встроенным генератором AVL FIRE

Определение достоверности результатов моделирования процессов трехмерного нестационарного теплообмена в цилиндре исследуемого дви-

гателя осуществлялось путем сравнения индикаторных диаграмм исследуемого двигателя при 0-1-мерном моделировании в программном комплексе AVL BOOST и трёхмерном в программном комплексе AVL FIRE при частоте вращения коленчатого вала n = 7300 мин⁻¹ (рисунок 3).



Рисунок 3 — Сравнение индикаторных диаграмм первого цилиндра С1 0—1-мерной модели расчета в ПК AVL BOOST и трехмерной в ПК AVL FIRE

Для поиска наилучшего процесса смесеобразования и сгорания были испытаны два режима подачи топлива: при 600 °ПКВ и при 625 °ПКВ для обоих геометрий камер сгорания.

Для оценки представим на рисунке 4 график поданного и испарившегося топлива в ходе заданного процесса. Как видно из графика, вся порция поданного топлива испарилась к моменту начала воспламенения. Данный график отображает испарение топлива в результате диффузии, без

учета той части, которая для испарения провзаимодействовала с горячими стенками камеры сгорания.





Аналогично представим на рисунке 5 график поданного и испарившегося топлива в ходе заданного процесса. Как видно из графика, не вся порция поданного топлива испарилась к моменту начала воспламенения. Часть топлива соприкоснулась с горячими стенками.



при начале топливоподачи 600 °ПКВ

Аналогично была смоделирована ситуация с более поздним моментом впрыска топлива в исследуемые камеры сгорания.

Поведение полей скоростей свежего заряда в камере сгорания А дает более стабильное качество образования топливовоздушной смеси к моменту начала воспламенения. В обоих случаях вся порция топлива успела испариться к моменту начала воспламенения, что наглядно представлено на графике рисунка 6.



Рисунок 6 — Испарение топлива в камере сгорания А при начале топливоподачи 625 °ПКВ

Момент начала подачи топлива является более удачным для данного типа камеры сгорания. Как видно из графиков рисунке 7, на горячие стенки камеры сгорания при топливоподаче 625 °ПКВ попало гораздо меньше топлива. Топливные струи были лучше согласованы с полями скоростей свежего заряда в цилиндре.



Рисунок 7 — Испарение топлива в камере сгорания Б

при начале топливоподачи 625 °ПКВ

В данном случае топливоподачи процесс испарения менее растянут во времени и протекает более интенсивно, так как к 625 °ПКВ температуры в камерах сгорания выше.

Оба типа геометрий камер сгорания моделировались при соблюдении условия равенства граничных и начальных условий, полученных в результате 0 – 1-мерного моделирования. Коэффициент модели сгорания 4,2 и начальная плотность фронта пламени 500 м⁻¹ для модели сгорания когерентного пламени, подобранные в результате верификации модели, были также одинаковы в результате проведенных численных экспериментов.

Для выявления наилучшего процесса смесеобразования и сгорания на рисунке 8 представлена индикаторные диаграммы для начала топливоподачи 600 °ПКВ, наглядно характеризующие рабочие процессы, рассмотренные выше.

В связи с тем, что подача топлива плохо согласована с процессами, протекающими в цилиндре в этот момент, смесеобразование и сгорание в камере типа А проткали неудовлетворительно. Максимум давления на

представленных графиках очень сильно сместился по углу поворота коленчатого вала.



Рисунок 9 — Индикаторные диаграммы при начале топливоподачи 625 °ПКВ



Рисунок 10 — Кинетическая энергия турбулентности в цилиндре при начале топливоподачи 625 °ПКВ

Турбулентная кинетическая энергия заряда цилиндра камеры сгорания Б выше на всем протяжении рабочего процесса, кроме момента подачи топлива, с 625 °ПКВ до 665 °ПКВ. В момент подачи топлива возмущения заряда камеры сгорания А обусловлены тем, что частицы воздуха движутся навстречу топливному факелу с меньшей скоростью.

При этом вероятность попадания капель топлива на зеркало цилиндра, днища поршня, головку блока и клапана меньше в камере сгорания А. Она является более устойчивой к различным режимам работы двигателя и законам топливоподачи.

Потоки воздуха камеры Б, с высоким шатром, требуют детальной настройки направлений струй топливной форсунки, а также моментов начала и окончания подачи топлива. При соблюдении согласования движения частиц свежего заряда с каплями топлива в КС с высоким шатром удается получить более интенсивное сгорание и, как правило, более высокие индикаторные показатели.

Исходя из выводов, сделанных выше, следует создать геометрию камеры сгорания, которая обладает сочетанием лучших качеств двух проанализированных:

- 1. Стабильность показателей двигателя при разных законах подачи топлива в широком диапазоне режимов работы.
- 2. Высокая кинетическая энергия заряда цилиндра, интенсифицирующая процесс сгорания.
- 3. Поток впускных газов должен формировать вихрь, направленный перпендикулярно оси цилиндра.
- 4. Отработавшие газы должны удаляться из цилиндра двигателя без превышения числа Маха равного 1.
- 5. Потери на перетекание газов должны быть минимальными.

Для решения данной задачи следует создать камеру сгорания с достаточно высоким шатром, при этом его форма должна быть образована твердотельными лофтами, не содержащими прямых линий. Эта концепция позволит минимизировать отрывные потери на впуске и выпуске из камеры сгорания двигателя, что положительно скажется на наполнении и продувке цилиндра.

Впускной тракт будет образован практически прямым патрубком, резко поворачивающим поток перед седлом клапана. Данное решение позволит во время такта впуска создать вихрь в цилиндре, направленный перпендикулярно оси.

Выпускной тракт с выпускным клапаном образует касательную окружность к оси клапана. При этом поперечное сечение канала остается постоянным по длине, для того чтобы выпускные газы цилиндра двигателя не разгоняли поток.

Днище поршня содержит выемку в центре поршня, которая в момент поршня в ВМТ согласуется с шатром головки блока цилиндров и образует небольшую КС в форме "8".

Так же в днище поршня необходимо создать выточки под клапана, чтобы обеспечить удовлетворительное перекрытие впускных и выпускных клапанов для хорошей продувки двигателя и снижения концентрации остаточных газов.

Вариант геометрии камеры сгорания В, отвечающий перечисленным выше требованиям, представлен на рисунке 11.

Так же, как и в предыдущем случае, на первом этапе осуществляется разбиение расчетной области: объема цилиндра двигателя, впускных и выпускных патрубков - на контрольные объемы (КО). Число пограничных слоев для каждой геометрии камер сгорания – 2. Максимальный габарит КО не превышает 1 мм.



Рисунок 11 — Эскиз камеры сгорания В

Для проведения качественного сравнения дальнейших результатов расчётов будут использованы граничные и начальные условия из вышеупомянутых численных экспериментов. Это даст возможность корректно сопоставить индикаторные диаграммы всех видов камер сгорания, представленных в данной работе.

Основываясь на опыте предыдущих экспериментов, первоначально был рассчитан рабочий процесс до момента начала воспламенения, без топливоподачи. Это позволило посмотреть на линии тока и поля скоростей свежего заряда в цилиндре двигателя, оценить момент начала подачи топлива.

Из выбранных промежутков были испытаны 3 варианта момента начала подачи топлива: 570, 600, 625 °ПКВ. После оценки двумерных результатов качества смесеобразования, по критерию наибольшего количества испарившегося топлива, в качестве момента начала подачи топлива был выбран 570 °ПКВ. Это значение хорошо удовлетворяет условиям, сформулированным выше, и позволяет организовать равномерное распределение топлива по пространству камеры сгорания.

Для наглядной оценки представим на рисунке 12 график поданного и испарившегося топлива в ходе заданного процесса. Как видно из графика, к моменту начала воспламенения 98,5% поданного топлива испарилось. Оставшиеся 1,5% испарились после взаимодействия с горячими стенками камеры сгорания.

Индикаторная диаграмма для результирующей камеры сгорания (тип В) дана на рисунке 13. Как видно, предложенный вариант камеры сгорания дает возможность повысить среднее давление цикла, а, следовательно, и эффективность работы двигателя.



Заключение

Нульмерный подход, часто применяющийся для оценки эффективных показателей поршневых двигателей и подразумевающий изменение рабочих параметров двигателя в одной или нескольких зонах рабочей камеры, не позволяет корректно учесть особенности геометрии камеры сгорания. Также нет возможности оптимизировать положение и моменты зажигания для свечей зажигания, оценить эффективность наполнения, найти оптимальное положение форсунки для двигателей с непосредственным впрыском топлива. Эти особенности возможно учесть при использовании трехмерного подхода.

При использовании трехмерного подхода, были проанализированы две камеры сгорания, на основе локальных и интегральных показателей которых была создана третья, отвечающая наилучшим показателям смесеобразования и сгорания. В результате чего эффективные показатели двигателя возросли, поведение процесса сгорания стало более стабильным на частичных режимах, а также при различных законах топливоподачи. Были проанализированы и спрофилированы впускные и выпускные каналы с учетом отрывных потерь и формирования линий тока свежего заряда на такте впуска. Данная мера позволила уменьшить потери и создать вихрь перпендикулярный оси цилиндра. В результате чего также увеличились эффективные показатели двигателя.

Литература

[1] Патанкар С. Численное решение задач теплопроводности и конвективного теплообмена при течении в каналах: Пер. с англ. М.: Изд-во МЭИ, 2003. 311 с.

[2] Кавтарадзе Р.З. *Теория поршневых двигателей*. *Специальные главы*. 2-е издание. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2016. 589 с.

[3] Favre A. Equations des Gaz Turbulents Compressibles: 1. Formes Generales // J. Mecanique. 1965. Vol. 4. S. 361–390.

[4] Popovać M., Hanjalić K. Compound Wall Treatment for RANS Computation of Complex Turbulent Flow // Proc. 3rd M.I.T. Conference. Boston, USA, 2005. Pp. 1–28.

[5] Tatschl R., Schneider J., Basara D., Brohmer A., Mehring A., Hanjalić K. *Forschritte in der 3D-CFD Berechnung des gas- und wasserseitigen Wärmeübergangs in Motoren.* 10. Tagung der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors, 23–25 September, Graz, Austria. 2005. 18 S.

[6] FIRE. Users Manual Version 2017 / AVL List GmbH. Graz (Austria), 2018. (License Agreement for Use of the Simulation Software AVL FIRE between Moscow State Technical Univ. n.a. N.E. Bauman and AVL List GmbH, 2014).

Исследование термодинамического метода коррекции результатов измерения давления в цилиндре среднеоборотного дизеля И.Д. Конькова, Ю.А. Давыдов, А.Ю. Коньков

Дальневосточный государственный университет путей сообщения

The Study of the Thermodynamic Method of Correcting the Results of the In-Cylinder Pressure Measurement of a Medium-Speed Diesel Engine I.D. Konkova, Yu.A. Davydov, A.Yu. Konkov

Far Eastern State Transport University

Широко распространенные при индицировании поршневых ДВС пьезоэлектрические датчики наряду с несомненными достоинствами имеют и недостаток – невозможность измерения постоянного давления. В результате возникает необходимость добавления к сигналу постоянной составляющей, так называемая «привязка» сигнала. Одним из известных путей решений этой проблемы является вычисление этой постоянной составляющей, исходя из предположения, что процесс сжатия в двигателе является политропным. Практическое применения этого метода термодинамической коррекции ставит перед исследователем ряд вопросов, среди которых: целесообразность применения того или иного алгоритма привязки, значение показателя политропы для конкретного двигателя и режима его работы, влияние ошибки в оценке показателя политропы и др. В работе представлены результаты решения этих задач, выполненные применительно к среднеоборотному дизелю на основе математического моделирования моторного цикла дизеля. В качестве конкурирующих алгоритмов рассматривались два подхода: метод привязки по двум точкам и метод с вычисляемым показателем политропы. Сравнение, выполненное по результам имитационного моделирования в среде Simulink Matlab, позволило выявить достоинства и недостатки каждого метода.

<u>Ключевые слова</u>: показатель политропы, индикаторная диаграмма, моторный цикл, дизель, математическая модель, Simulink Matlab.

Piezoelectric sensors are widely used for measuring in-cylinder pressure of piston ICEs, along with the undoubted merits, also have a disadvantage - the impossibility of measuring the constant pressure. As a result, there is a need to add to the signal a constant component, the so-called "pegging" of the signal. One of the known ways to solve this problem is to calculate this constant component, assuming that the compression process in the engine is polytropic. In the framework of this paper, such pegging methods are called as thermodynamic. The practical application of that thermodynamic correction method raises a number of questions for the researcher, including the appropriateness of applying one or another pegging algorithm, the value of the polytropic index for a particular engine and its operating mode, the influence of an error in estimating the polytropic index, and so on. The report includes the results of the solution of these problems, performed with reference to the medium-speed diesel engine based on mathematical modeling of the motor cycle of the engine. Two approaches were considered as competing algorithms: a two-point pegging method, and a method with a computed polytropic index. The comparison that had been made with the results of simulation modeling in the Simulink Matlab environment, made it possible to identify the merits and demerits of each method.

<u>Keywords</u>: polytropic index, indicator diagram, motor cycle, diesel engine, mathematical model, Simulink Matlab.

Введение

Индикаторная диаграмма содержит ценнейшую информацию о рабочем процессе поршневого двигателя и, в настоящее время, используется, практически, на всех этапах его жизненного цикла. В качестве первичного преобразователя давления в электрический сигнал обычно применяются датчики, использующие прямой пьезоэлектрический эффект. Благодаря своей конструктивной простоте, относительно невысокой стоимости, замечательной частотной характеристике, способности работать при высоких температурах и значительных динамических нагрузках, пьезоэлектрические датчики уверенно занимают лидирующие позиции в номенклатуре продукции ведущих мировых производителей средств измерения [1, 2], специализированных для испытания ДВС. Пожалуй, единственным недостатком пьезоэлектрических датчиков является невозможность измерения медленно изменяющегося во времени давления. Как результат этого, выходной сигнал датчика содержит только переменную составляющую и нуждается в добавлении некоторого постоянного давления. Эту процедуру принято называть «привязкой» (pegging) [3, 4] и решена она может быть несколькими путями, подразделяемые на две группы: методы, требующие дополнительных измерений и методы, основанные на вычислениях постоянной составляющей сигнала. К первой группе относятся методы привязки по давлению на впуске и на выпуске [5, 6], предполагающие дополнительную установку средств измерения давления. Вторая группа методов основана на анализе динамической составляющей измеренного сигнала, о котором имеется дополнительная априорная информация. Очевидно, что изменение давления на некоторых участках цикла поршневого двигателя можно с достаточной точностью прогнозировать, опираясь на фундаментальные законы термодинамики. Примером такого участка цикла является процесс сжатия, для которого достаточно простой, надежной, а также, как показано в [7], и информативной математической моделью, может служить уравнение политропного процесса. В результате оказывается возможным вычислить неизвестную составляющую сигнала и добавить ее к исходному. Такая процедура может быть названа «термодинамической коррекцией» измеренного давления, что, на наш взгляд, является более удачным определением, чем встречающееся в русскоязычных публикациях [8, 9] «коррекция термодинамической ошибки». Влиянию ошибок и погрешно-

стей, имеющих место при индицировании ДВС посвящено большое количество работ. Можно утверждать, что интерес к этой теме заметно возрастает в последние годы в связи с применением сигнала давления в качестве обратной связи в современных системах управления дизелем [10, 11].

Практическая реализация идеи термодинамической коррекции измеренного давления сопряжена с рядом задач. Среди них: выбор рационального метода применительно к частной практической задаче; уточнение констант термодинамической модели, и оценка их влияния на результаты коррекции, в частности, величины показателя политропы; оценка возможной погрешности результатов определения абсолютного давления, особенно, в условиях зашумленного сигнала. Решению поставленных задач была посвящена настоящая работа.

1. Методы термодинамической коррекции

Рассмотрим два подхода, базирующихся на идее вычисления смещения линии давления от корректного значения по уравнению политропного процесса

$$pV^m = \operatorname{const},\tag{1}$$

где *р* — давление, *V* — объем, *m* — показатель политропы.

Более полный обзор работ по этому направлению можно найти в работах [3, 5, 12].

Простейший способ вычисления смещения использует координаты двух точек индикаторной диаграммы и заданный показатель политропы. Если полагать, что напряжение на выходе преобразователя (усилителя) датчика *Е* линейно зависит от величины давления, т.е.

$$E = kp + \Delta E , \qquad (2)$$

где k — коэффициент преобразования датчика, то неизвестное смещение сигнала ΔE вычисляется по уравнению

$$\Delta E = \frac{E_1 - E_2 \cdot (V_2 / V_1)^m}{1 - (V_2 / V_1)^m},$$
(3)

где E_1, E_2 — значения выходного сигнала в точках 1 и 2 на линии сжатия; V_1, V_2 — объемы цилиндра в этих же точках.

Известен также способ привязки с вычислением показателя политропы, базирующийся на координатах трех точек {1,2,3} линии сжатия. Значение показателя политропы определяется приближенным решением системы уравнений (1) и (2), записанных для трех точек, принадлежащих одной политропе и с использованием разложения в ряд Тейлора

$$m = m_0 + \frac{K^{m_0} - 1}{J^{m_0} \cdot \ln J - z \cdot K^{m_0} \cdot \ln K} \left(\frac{E_2 - E_1}{E_3 - E_1} - z \right), \tag{4}$$

где $J = \frac{V_1}{V_2}$, $K = \frac{V_1}{V_3}$, $z = \frac{J^{m_0-1}}{K^{m_0-1}}$. При задании m_0 близким к действительному значению m, пренебрежение производными высокого порядка практически не влияет на точность вычислений.

Смещение рассчитывается аналогично (3) для любой из возможных комбинаций двух точек.

2. Оценка возможного диапазона изменения показателя политропы сжатия

Объектом исследования являлся среднеоборотный дизель ЧН26/26. Исследование выполнялось с применением разработанной в среде Simulink Matlab [13] модели моторного цикла дизеля. Основные положения математической модели и особенности ее программной реализации изложены в [14]. Модель учитывает влияние: утечек рабочего через уплотнения рабочей камеры; параметров рабочего тела на впуске; состава рабочего тела; средней температуры стенок камеры и др. Особенностью математической модели, отличающей ее от известных, например [15], является учет зависимости теплоемкостей компонентов смеси от температуры и, следовательно, использование переменного показателя адиабатного процесса в термо- и газодинамических функциях, что оказалось важным для корректного расчета показателей политропного процесса по результатам моделирования. Расчетный эксперимент проводился для нескольких скоростных режимов работы дизеля в диапазоне 400–1000 мин⁻¹. Показатель политропы рассчитывался двумя способами: по параметрам двух граничным точкам процесса и уравнению (1) и как средний показатель в процессе сжатия, т.е. такой показатель, для которого расчет работы политропного процесса дает такую же величину, как и в действительном процессе. Границы участка сжатия были выбраны условно (220°–345°) и не изменялись в ходе расчетного эксперимента. Исследование выполнялось поочередно изменением только одного варьируемого параметра, для остальных (кроме частоты вращения) задавались условно выбранные базовые значения. Эти базовые значения, диапазон варьирования и полученные значения показателей политропы приведены в табл. 1.

Таблица 1

Варьируемый параметр, размерность	Значение варьируемого параметра (ЗВП)			Показатель политропы по двум точкам / средний при ЗВП			
	min	базовое	max	min max		ax	
				400	1000	400	1000
				мин ⁻¹	мин ⁻¹	мин ⁻¹	мин ⁻¹
1) Площадь неплотностей, см ²	0	0,1	0,25	<u>1,365</u>	<u>1,368</u>	<u>1,299</u>	<u>1,342</u>
				1,371	1,374	1,320	1,354
2) Средняя температура сте-	50	110	275	<u>1,335</u>	<u>1,355</u>	<u>1,348</u>	<u>1,366</u>
нок, °С				1,346	1,362	1,363	1,377
3) Степень рециркуляции (ко-	0	0,1	0,6	<u>1,338</u>	<u>1,358</u>	<u>1,338</u>	<u>1,357</u>
эффициент остаточных газов)	0			1,350	1,366	1,350	1,366
4) Давление на впуске, бар	1,008	1,4	3,08	<u>1,339</u>	<u>1,358</u>	<u>1,339</u>	<u>1,358</u>
				1,351	1,366	1,350	1,366
5) Температура на впуске, К	270	300	390	<u>1,345</u>	<u>1,363</u>	<u>1,322</u>	<u>1,344</u>
				1,357	1,371	1,334	1,352

Результаты расчетного эксперимента

В пределах неизменной частоты вращения коленчатого вала влияние каждого исследуемого параметра было близко к линейному. В качестве примера на рис.1 показаны графики изменения показателя политропы от площади неплотностей камеры. Выявленное влияние каждого параметра, позволило рассчитать предельно возможные диапазоны изменения показателя политропы сжатия, представленные на рис. 2.









Полученные результаты в целом согласуются с опубликованными ранее [11] и позволяют утверждать, что для исследуемого двигателя максимальная амплитуда изменения показателя политропы достигает примерно 0,1 при минимальной частоте вращения коленчатого вала.

3. Ошибка термодинамических методов привязки давления

Данный этап исследования выполнялся с помощью имитационной модели измерительной системы, разработанной в среде Simulink Matlab. В качестве модельного сигнала использовались данные индикаторной диаграммы, полученной расчетным путем с помощью комплекса Дизель-РК [16] для номинального режима работы дизеля ЧН26/26. Интерфейс имитационной модели позволял добавить к сигналу произвольное смещение, а также шумы для оценки работоспособности различных алгоритмов в условиях, близких к реальным. Для сбалансированного модельного сигнала (с нулевым смещением) при отсутствии шумов были найдены значения показателей политропы для участка индикаторной диаграммы с границами от 220° до 345° угла поворота коленчатого вала, рассчитанные представленными выше способами. Промежуточная точка для расчета по уравнению (4) была выбрана для угла 300 градусов. Полученные значения, равные 1,3703 (по двум точкам) и 1,3843 (средний) условно считались истинными $m_{\rm ист}$ для модельного сигнала.

С целью оценки влияния задаваемого значения *m* был выполнен расчетный эксперимент, в ходе которого указывалось заведомо ошибочное значение показателя политропы в диапазоне от ($m_{\rm ucr} - 0,05$) до ($m_{\rm ucr} + 0,05$). Как видно из рис. 3 максимальная ошибка определения смещения составляет чуть более 0,4 бар (0,25% от максимального давления в цикле). Характер зависимости при этом близок к линейной, но если все-таки учитывать нелинейность, то ошибка в оценке показателя политропы в сторону его увеличения оказывается предпочтительнее.

На рис. З также показано влияние первого приближения величины m_0 на поиск смещения сигнала давления для метода с вычисляемым показателем политропы (по трем точкам). В исследуемом диапазоне выявленная зависимость имеет квадратичный характер, при этом абсолютное значение ошибки не превышает 0,092 бар, что составляет около 0,06% от максимального диапазона давления.

Следующим этапом исследования была оценка влияния шумов сигнала на результаты ошибки определения смещения. С помощью блока «Band-Limited White Noise» к каждому моделируемому циклу временной последовательности добавлялся белый шум (рис. 4). Проверяемые алгоритмы работали параллельно, анализируя 200 последовательных циклов имитационной модели. Для метода с задаваемым значением показателя политропы указывались свои истинные значения. Сигнал был смещен на 10 бар в сторону больших значений. Необходимо отметить, что специально

выполненная предварительно проверка при отсутствии шумов в сигнале не выявила влияние величины и направления смещения на ошибку его вычисления. Результаты отклонения вычисленного смещения от заданного (10 бар) представлены на рис. 5.





Рис. 4. Пример зашумленного сигнала,

предполагаемой величины т

смещенного на 10 бар



Рис. 5. Ошибка определения смещения при анализе зашумленного сигнала: *a*) по двум точкам с задаваемым показателем; *б*) по трем точкам с

вычисляемым показателем политропы

Как видно из рис.5 метод с вычисляемым показателем политропы проигрывает методу привязки по двум точкам по величине средней квадратичной ошибки примерно в два раза. Величина ошибки определения давления в обоих случаях достигает нескольких единиц бар.

Заключение

В целом выполненное исследование позволяет сделать следующие выводы:

1. В ходе расчетного эксперимента выявлено, что наибольшее влияние на величину показателя политропы оказывают частота вращения вала, площадь неплотностей цилиндра и температурный напор, определяемый начальной температурой рабочего тела и средней температурой стенок. Влиянием переменного состава рабочего тела, имеющего место при рециркуляции, а также давлением на впуске можно пренебречь. Максимально возможный диапазон изменения показателя политропы для двигателя ЧН26/26, определенный на участке 220° -345° градусов угла поворота коленчатого вала находится в границах m = 1,28-1,38 при определении показателя по координатам граничных точек и $\overline{m} = 1,30-1,39$ – при расчете показателя по алгоритму среднего в границах участка.

2. Исследованием термодинамических алгоритмов коррекции сигнала давления установлено, что:

а) их применение при измерении давления в идеальных условиях (без шумов) на номинальном режиме работы дизеля ЧН26/26 при ошибке в величине показателя политропы на 0,05 единиц приводит к погрешности определения давления не более 0,1–0,35 бар (меньшая ошибка соответствует методу с вычисляемым показателем политропы);

б) погрешность обоих методов резко увеличивается при анализе зашумленных одноцикловых диаграмм, достигая нескольких бар; при этом меньшие значения обеспечивает метод коррекции по двум точкам.
Литература:

[1] *Pressure sensors for Combustion Analysis*. Product catalog. AVL Group, 2013. 121 p.

[2] *Test & Measurement. Pressure Measurement equipment for demanding T&M applications.* Product catalog. Kistler Group, 56 p.

[3] Коньков А.Ю., Конькова И.Д., Трунов А.И. Термодинамические методы коррекции абсолютного давления в цилиндре ДВС. Вестник Института тяги и подвижного состава, Выпуск 11, 2015, С.45-49.

[4] Lee K., Yoon M., Sunwoo M. "*A study on pegging methods for noisy cylinder pressure signal*" Control Engineering 16.8, 2008. P. 922-929.

[5] Brunt, M. and Pond, C., "*Evaluation of Techniques for Absolute Cylinder Pressure Correction*," SAE Technical Paper 970036, 1997, 14 p.

[6] Puzinauskas, P., Eves, J., and Tillman, N., "*Measuring Absolute-Cylinder Pressure and Pressure Drop Across Intake Valves of Firing Engines*," SAE Technical Paper 941881, 1994.

[7] Lapuerta, Magín, Octavio Armas, and Santiago Molina. "*Study of the compression cycle of a reciprocating engine through the polytropic coefficient*." Applied thermal engineering 23.3, 2003. P. 313-323.

[8] Мешков Д. В., Савченко А.В. Метод расчета термодинамической погрешности при индицировании ДВС. Двигатели внутреннего сгорания, 2014. №1, С.22-26.

[9] Мешков Д.В. Выбор исходных данных при расчете погрешности индицирования ДВС. Двигатели внутреннего сгорания, 2014. №2, С. 41-44.

[10] Storm, X., Salminen, H., Virrankoski, R., Niemi, S. et al., "Analysis of Cylinder Pressure Measurement Accuracy for Internal Combustion Engine Control," SAE Technical Paper 2017-01-1067, 2017.

[11] Sun, W., Du, W., Dai, X., Bai, X. et al., "A Cylinder Pressure Correction Method Based on Calculated Polytropic Exponent," SAE Technical Paper 2017-01-2252, 2017.

[12] Lee K., Kwon M., Sunwoo M., and Yoon M., "*An In-Cylinder Pressure Referencing Method Based on a Variable Polytropic Coefficient*," SAE Technical Paper 2007-01-3535, 2007.

[13] Simulink. Overview. The MathWorks, Inc. 1994-2018. URL: https:// www.mathworks.com/products/simulink.html?s_tid=hp_products_simulink/ (дата обращения 30 июня 2018).

[14] Конькова И.Д. Исследование термодинамического метода коррекции результатов измерения давления в цилиндрах среднеоборотного дизеля пьезоэлектрическими датчиками. Магистерская дис., Хабаровск, ТОГУ, 2018. 92с.

[15] Pipitone, Emiliano, and Alberto Beccari. "*Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach*." Applied Thermal Engineering 30.14-15 (2010): 1914-1926.

[16] Кулешов А.С., Козлов А.В., Фадеев Ю.М., Барченко Ф.Б. Программа Дизель-РК: моделирование и оптимизация рабочих процессов ДВС. В сборнике: Двигатель-2010 Материалы международной конференции. 2010. С. 287-292.

Доводка показателей экологии и стабильности сгорания газового топлива на одноцилиндровом отсеке ОД49

Миляев С.Б., Евсеев И.В.

ОАО «Коломенский завод», Россия

Development of indicators of ecology and stability of combustion of gas fuel on single-cylinder compartment OD49

Milyaev S.B., Evseev I.V.

OJSC «Kolomensky Zavod», Russia

АННОТАЦИЯ

Испытания опытного одноцилиндрового отсека среднеоборотного двигателя типа Д49 на газовом топливе проводились с целью оптимизации основных параметров газового двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового тепловоза. При этом были выполнены работы по пуско-наладке стендовых систем, системы управления газовым отсеком, систем подачи воздуха и топливного газа, системы искрового зажигания. Были определены условия нагружения двигателя по составу топливо-воздушной смеси в цилиндре и выбраны регулировки, обеспечивающие стабильный процесс сгорания на контрольных режимах работы по тепловозной характеристике. Также были выбраны оптимальные углы опережения зажигания, исходя из условий наименьшего удельного расхода топливного газа.

ANNOTATION

Tests of an experimental single-cylinder compartment of medium speed D49 type engine on gas fuel were performed in order to optimize the main parameters of the gas 9GMG engine-generator for the shunting locomotive. At the same time, work was done on commissioning of bench systems, gas compartment control systems, air and fuel gas supply systems, and spark ignition systems. The conditions for loading the engine by the composition of the fuel-air mixture in the cylinder were determined, and adjustments were made to ensure a stable combustion process in the control modes of operation on loco-

motive characteristic. Also, the optimal ignition timing was selected based on the conditions of the least specific fuel gas consumption.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА

Одноцилиндровый отсек двигателя, топливный газ, топливо-воздушная смесь, искровое зажигание, стабильный процесс сгорания.

KEY WORDS

Single-cylinder compartment of engine, gas fuel, fuel-air mixture, spark ignition, stable combustion process.

введение

На опытном одноцилиндровом отсеке проведены испытания в режиме газового мотора с искровым зажиганием. Испытания проводились с целью оптимизации технико-экономических и экологических параметров двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового тепловоза. В результате испытаний выявлена область стабильной работы среднеоборотного двигателя на природном газе и выбраны основные регулировки на контрольных режимах тепловозной характеристики.

ОБЪЕКТ И МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

Испытания проводились на опытном одноцилиндровом отсеке двигателя ОД49 (1ЧН26/26), укомплектованном системой искрового зажигания Altronic CD200, электромагнитным клапаном подачи газа 4ЭКГ.03, системой управления газовым отсеком КУГО70.100. Геометрическая степень сжатия двигателя 12,6. Фазы газораспределения обеспечивали продувку цилиндра в период перекрытия впускных и выпускных клапанов продолжительностью 45 градусов поворота коленчатого вала (п.к.в.).

Испытания проводились в два этапа путем имитации режимов работы газового двигатель-генератора 9ГМГ. На первом этапе определялся рабочий диапазон коэффициента избытка воздуха (*α*) по показаниям датчика кислорода в системе выпуска, при котором обеспечивалась устойчивая работа двигателя без детонации и пропуска вспышек. Значение коэф-

фициента α изменялось в диапазоне от 1 до 2 с дискретностью 0,2. На втором этапе определялось влияние угла опережения зажигания на параметры двигателя. Основным критерием оптимизации являлся расход топливного газа при устойчивом горении на всех режимах работы. Величина угла опережения зажигания изменялась с дискретностью в 2 градуса в диапазоне от 10 до 40 градусов п.к.в. до ВМТ.



Рисунок 1 – Опытный одноцилиндровый отсек ОД49 (14H26/26), оборудованный для работы на природном газе.

Пуск двигателя производился с забором воздуха из испытательного бокса, при этом заслонка давления выпускных газов была полностью открыта. После выхода на минимально-устойчивую частоту вращения 450 мин⁻¹ осуществлялось плавное переключение заслонок для подачи воздуха из цеховой магистрали. При появлении признаков неустойчивого горения (просадка оборотов двигателя) заслонка подачи воздуха из магистрали плавно приоткрывалась дистанционно с помощью системы управления КУГО, заслонка подачи воздуха из испытательного бокса при этом закрывалась. Для получения необходимого значения α изменялось положение регулирующей воздушной заслонки. Регулировка давления (разрежения) воздуха в ресивере двигателя на всех режимах производилась в

ручном режиме дистанционно с помощью системы управления КУГО. Автоматическое управление воздухоснабжением затрудняется в связи с колебательными процессами в трубопроводах, а также наличием успокоительных емкостей, присоединенных на впуске и выпуске.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

На рисунке 1 представлена область работы двигателя в рабочем диапазоне значений коэффициента избытка воздуха α . Область стабильной работы уменьшается при возрастании нагрузки. Так, если на режиме минимально-устойчивой частоты вращения холостого хода α =1,6-2, то на режиме полной мощности α =1,15-1,25.



Рисунок 2 – Область работы отсека двигателя в рабочем диапазоне коэффициента избытка воздуха: 1 – граница обогащенной топливовоздушной смеси, 2 – граница обедненной топливовоздушной смеси.

Работа двигателя с полной нагрузкой на смеси с коэффициентом $\alpha \leq 1,15$ (нагрузка 100%, граница 1) связана с повышенной температурой выпускных газов за цилиндром, до 650°С и более, при этом двигатель работает без детонации. При значениях $\alpha \geq 1,25$ (нагрузка 100 %, граница 2) наблюдается межцикловая нестабильность максимального давления сгорания и среднего индикаторного давления, а при сильно обедненной смеси, до $\alpha = 1,65-1,7$ на полной нагрузке, наблюдаются пропуски вспышек. Для расширения области работы требуется доводка системы сгорания, включая элементы поршня, крышки цилиндра, газового подвода.

На рисунке 2 приведены основные параметры отсека ОД49 на режимах тепловозной характеристики 9ГМГ с оптимизированными значениями коэффициента избытка воздуха (*a*) и угла опережения зажигания (УОЗ). Выбранные регулировки двигателя приведены в таблице 1.



Рисунок 3 – Параметры отсека ОД49, измеренные на контрольных режимах тепловозной характеристики газового двигатель-генератора 9ГМГ (G_{т.г.} – часовой расход топливного газа, P_{max} – максимальное давление сгорания, P_{int} – давление воздуха в ресивере двигателя, tg1 и tg2 – температура выпускных газов за цилиндром и в выпускном коллекторе).

Таблица 1 – Параметры топливо-воздушной смеси и угла опережения зажигания отсека ОД49 на контрольных режимах нагрузки.

Нагрузка двигателя, %	100	60	35	25	0
Частота вращения, мин-1	1000	850	770	450	450
Коэффициент α	1,4	1,5	1,4	1,4	1,8
УОЗ, град. п.к.в. до ВМТ	34	34	34	20	12

Концентрации вредных веществ и дымность отработавших газов измерены в пульсирующем потоке на выпуске. Наибольший выброс углеводородов СН (300 ppm) и оксида углерода СО (500-600 ppm) наблюдается на частичных режимах тепловозной характеристики.

выводы

1. По результатам испытаний газового отсека ОД49 на режимах двигатель-генератора 9ГМГ выявлена область устойчивой работы, стабильное сгорание на полной мощности достигается при α =1,15-1,25.

2. При работе на обедненной топливо-воздушной смеси при значениях коэффициента избытка воздуха α =1,4-1,6 процесс сгорания на полной мощности сопровождается межцикловой нестабильностью, а при более высоких значениях α работа двигателя сопровождается ударным звуком в выпускном коллекторе (неполное сгорание, пропуск вспышек).

3. Диапазон изменения коэффициента избытка воздуха зависит от выбранной схемы системы сгорания, для имеющейся конструкции газового отсека с открытой камерой сгорания в поршне и искровым зажиганием наилучшая экономичность достигается при α =1,4-1,45.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для обеспечения стабильной работы газового двигателя на всех режимах тепловозной характеристики двигатель-генератора 9ГМГ требуется дальнейшая оптимизация системы сгорания, прежде всего камеры сгорания в поршне (крышке цилиндра), системы зажигания, системы подвода и дозирования топливного газа.

Методика определения фазовых показателей сгорания в дизельных и газовых двигателях при снижении выбросов оксидов азота

С.Б. Миляев

ОАО «Коломенский завод», Россия

Methodology of Combustion Phasing Determination in Diesel and Gas Engines for Reduction of Nitrogen Oxides Emissions

S.B. Milyaev

OJSC «Kolomensky Zavod», Russia

АННОТАЦИЯ

В докладе рассмотрена методика определения фазовых показателей сгорания при снижении выбросов оксидов азота. Нормы вредных выбросов становятся все более жесткими для производителей мощных среднеоборотных двигателей. Одной из проблем при разработке двигателей является снижение выбросов оксидов азота NOx без ухудшения топливной экономичности. Положение фазы сгорания основной порции топлива при больших нагрузках обусловлено как скоростью нарастания давления (раннее сгорание, выбросы NOx), так и потерями тепла на расширение. Снижение максимальных температур цикла обеспечивается за счет позднего впрыска топлива и совмещения фазы максимальной скорости сгорания с моментом достижения максимальной скорости отвода тепла или внутренней энергии газов. Техническим результатом является максимальное снижение удельных выбросов NOx при заданном расходе топлива. Предложенная методика нашла применение на мощных среднеоборотных двигателях внедорожного класса. Исследования проводились на одноцилиндровых отсеках дизелей типа ОД49 и ОД500, полноразмерных среднеоборотных дизелях, а также на одноцилиндровом отсеке двигателя, оборудованном для работы на топливном газе по газовому циклу с искровым зажиганием.

ANNOTATION

In this paper, methodology of combustion phasing determination is introduced for reduction of NOx emissions. Emission regulations are becoming more stringent for high duty medium speed engines manufactures. One of the major challenges for engine development is to reduce exhausts Nitrogen Oxides (NOx) emissions and maintain high efficiency at the same time. The location of combustion phasing at high loads is determined by both pressure rise rate (early combustion, NOx emissions) and heat expansion losses. Reduction of maximum temperatures of work cycle is ensured by late injection of fuel in diesel or ignition timing in gas engine and the combination of phase of maximum rate of heat release with moment of reaching the maximum of relative rate of increase in volume of cylinder when is reaching maximum rate of heat removal or internal energy of gases. The technical result of this approach is maximum reduction of specific NOx emissions at given fuel consumption. The proposed methodology is implemented on real off-road high duty medium speed engines. The study was performed on research single-cylinder OD49 and OD500 type diesel engines, multi-cylinder mean speed diesel engines and also on single-cylinder engine which converted for work on gas fuel for gas cycle with spark ignition.

КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА

Дизели, газовые двигатели, фазы сгорания, скорость тепловыделения, относительная скорость увеличения объема цилиндра, выбросы NOx.

KEY WORDS

Diesel engines, gas engines, combustion phasing, rate of heat release, relative rate of increase in volume of cylinder, NOx emissions.

введение

Известно, что количество выбросов оксидов азота NOx зависит от величин средней и локальных температур в камере сгорания, являющихся следствием термохимических реакций в фазе рабочего процесса. Чем выше эти температуры, тем больше количество образуемых оксидов азота. Спо-

собы снижения NOx хорошо известны [1, 2, 3], однако их практическая реализация, как правило, связана со снижением КПД рабочего цикла.

ПОСТАНОВКА ЗАДАЧИ

Целью является максимальное снижение выбросов оксидов азота при заданном расходе топлива за счет более эффективного снижения скорости нарастания давления при сгорании посредством совмещения фазы максимальной скорости тепловыделения с моментом достижения максимальной скорости отвода тепла от газов.

МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЙ

В основу методики и алгоритма ее реализации положено решение уравнений (1-5), на основе первого закона термодинамики, и уравнений кинематических функций (6-7), для кривошипно-шатунного механизма. Здесь $Q(\alpha)$ – количество теплоты, выделяемой при сгорании топлива в функции от угла поворота кривошипа α ; $P(\alpha)$ – давление газов; $V(\alpha)$ – объем цилиндра; $Q(\alpha)_W$ – потери теплоты в стенки камеры сгорания; $k=c_p/c_v$ – отношение теплоемкостей газов; $\alpha Q50$ и $\alpha Q50_{opt}$ (NOx min) – фазовые показатели сгорания. Принято допущение, что положение максимума скорости тепловыделения соответствует угловому положению поршня относительно верхней мертвой точки aQ50, при котором выделяется половина всего количества теплоты от сгорания топлива («середина» сгорания, или так называемый «центр тяжести сгорания», определяемый по интегральной характеристике тепловыделения). Целевое значение аQ50_{opt (NOx min}), при котором, достигается минимальный выброс NOx, в соответствии с данной методикой, отвечает максимуму относительной скорости увеличения объема цилиндра. Изменение объема характеризуется кинематическими функциями γ_k и σ_k для скорости и перемещения поршня. Начало сгорания α_{start} соответствует моменту воспламенения, а конец сгорания α_{end} – моменту достижения максимального количества выделившейся теплоты.

$$\frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} = \frac{k}{k-1} P(\alpha) \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} + \frac{1}{k-1} V(\alpha) \frac{dP(\alpha)}{d\alpha} + \frac{dQ(\alpha)_w}{d\alpha}$$
(1)

$$Q(\alpha) = \int_{\alpha \ start}^{\alpha} \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} d\alpha, \quad Q = \int_{\alpha \ start}^{\alpha \ end} \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} d\alpha$$
(2)

$$\alpha Q50 = \alpha \{ |Q(\alpha) - 0.5Q| = \min |Q(\alpha) - 0.5Q| \}$$
(3)

$$\Delta \alpha Q50 = \min(\alpha Q50 - \alpha Q50_{opt(NOx\,min)}) \tag{4}$$

$$\alpha Q50_{opt(NOx\,min)} = \alpha \{ (1/V)(dV/d\alpha) \}_{max}$$
(5)

$$\frac{1}{V(\alpha)}\frac{dV(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\pi}{360}\frac{\gamma_k}{(1/(\varepsilon-1)+\sigma_k/2)}$$
(6)

$$\gamma_k = \sin(\alpha) \left(1 + \lambda \cos(\alpha)\right), \ \sigma_k = 1 - \cos(\alpha) + 0.5\lambda \sin^2(\alpha)$$
(7)

Исследования проводились на отсеках дизелей ОД49 и ОД500, полноразмерных двигателях типа 12ЧН26/26 (5-26ДГ-03, 21-26ДГ-01) и типа 12ЧН26,5/31 (12ЛДГ500), а также на отсеке двигателя ОД49, оборудованном для работы по газовому циклу с искровым зажиганием.

РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

В ходе проведенных исследований установлено, что наибольший эффект можно реализовать путем организации смесеобразования и сгорания в фазе, при которой максимальная скорость тепловыделения соответствует максимальной относительной скорости увеличения объема цилиндра на такте рабочего хода, которая, в свою очередь, зависит лишь от углового положения кривошипа [4]. Что же касается фазы максимальной скорости тепловыделения, то она зависит от многих факторов и, главным образом, от параметров топливоподачи.

Поставленная цель достигается путем корректировки угла начала впрыска топлива, которая в сочетании с цикловой подачей обеспечивает начало горения при рабочем ходе поршня, а достижение максимальной скорости сгорания обеспечивается в фазе поворота кривошипа, соответствующей по фазе положению максимума относительной скорости увеличения объема цилиндра, когда происходит быстрый отвод тепла от газов. Процесс сгорания, преимущественно в диффузионной фазе, смещается на

линию расширения, а максимум скорости тепловыделения будет приходиться на фазу быстрого расширения объема цилиндра. Благодаря быстрому отводу части тепла (внутренней энергии) от газов, максимальные температуры будут снижены. Такое протекание процесса сгорания повышает эффективность работы и обеспечивает минимальный выброс NOx.

Скорость нарастания давления и максимальная температура газов снижаются в результате активного отвода теплоты от газов. Малый расход топлива и высокий КПД обеспечиваются при скоростях тепловыделения, достаточных для малой продолжительности сгорания, и оптимально согласованных с ходом поршня. Если большая часть теплоты высвобождается слишком рано, возрастают потери теплоты в стенки камеры сгорания. Позднее выделение теплоты приводит к ухудшению термического КПД, высоким температурам отработавших газов и выбросу продуктов неполного сгорания топлива.

На рисунке 1а приведены графики скорости нарастания давления газов $dP/d\alpha$ (МПа/°п.к.в.) в цилиндре двигателя типа Д49 (12ЧН26/26) на полной мощности Pe=1470 кВт при n=750 об/мин [4]. Штриховой линией показан график при угле начала впрыска топлива 15 °п.к.в. до ВМТ, сплошной – при 5 °п.к.в. до ВМТ. Как видно на графиках, в первом случае (штриховая линия) начало горения сопровождается резким скачком нарастания давления в фазе 10 °п.к.в. до ВМТ, позиция 1. Поздний впрыск топлива, обеспечивающий начало горения в фазе 0 °п.к.в. (ВМТ), приводит к значительному снижению скорости нарастания давления $dP/d\alpha$, позиция 2. В диапазоне углов 22-25 °п.к.в. после ВМТ наблюдается минимум скорости нарастания давления, позиция 3, что свидетельствует о потере внутренней энергии газов при быстром расширении объема.

На рисунке 1б приведены графики относительной скорости изменения объема цилиндра $(dV/d\alpha)/V$, согласно уравнениям (6) и (7) [4]. Величина этого параметра, как следует из зависимостей для γ_k и σ_k , связана только

с конструкцией двигателя (λ и є). Численные расчеты показали, что величина λ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна) в пределах ее реальных значений 0,2-0,32 оказывает незначительное влияние на функцию объема. При этом отклонение углового положения экстремальных значений функции не более $\pm 0,5^{\circ}$ п.к.в. Существенное влияние на функцию объема оказывает степень сжатия двигателя, как показано на графике, сплошной линией для степени сжатия $\varepsilon=15$, позиция 4, штриховой линией для предельного значения $\varepsilon=20$, позиция 5.



Рисунок 1 – Примеры графиков изменения скорости нарастания давления газов в дизеле $dP/d\alpha$ [МПа/°п.к.в.] и функции изменения объема цилиндра $(dV/d\alpha)/V$ [1/°п.к.в.] в зависимости от угла поворота кривошипа [4]:

а – графики изменения скорости нарастания давления $dP/d\alpha$ при различных значениях угла опережения впрыска топлива (5 °п.к.в. до ВМТ – сплошная линия, 10 °п.к.в. до ВМТ – штриховая линия);

б – графики изменения кинематической функции объема цилиндра (dV/dα)/V на участке рабочего хода при различных значениях степени сжатия (ε=15 – сплошная линия, ε=20 – штриховая линия).

Положение максимума функции объема находится в диапазоне углов 22-25° п.к.в. после ВМТ (позиции 6 и 7), в частности, для двигателя типа Д49 в зависимости от степени сжатия. Испарение и выгорание топлива ускоряется за счет турбулизации заряда в пристеночных зонах, вызванной движением поршня. Интенсивность турбулентности зависит от функции изменения объема ($dV/d\alpha$)/V. Фаза максимальной скорости тепловыделения должна обеспечиваться в диапазоне углов, соответствующем положению максимума приведенной выше функции объема цилиндра.

На рисунке 2 представлен отсек дизеля ОД49 и типовой комплект датчиков для оценки качества процессов сгорания и впрыска топлива.



Рисунок 2 – Одноцилиндровый отсек двигателя ОД49 с комплектом датчиков для индицирования давления впрыска топлива, давления газов в процессах сгорания и газообмена.

На рисунке 3 приведены примеры диаграмм давления газов P и давления топлива P_f на входе в форсунку. Для оценки фаз подачи топлива приведена диаграмма подъема иглы форсунки L_i по углу поворота коленчатого вала. Информация о характере впрыска топлива и результаты обработки давления газов на тепловыделение позволяют более точно определить фазовые показатели сгорания.



Рисунок 3 – Примеры диаграмм впрыска топлива (давление топлива на входе в щелевой фильтр форсунки), подъема иглы форсунки и давления газов в камере сгорания двигателя ОД49 на режиме полной мощности

На рисунке 4 в качестве примера приведены результаты обработки диаграммы давления газов на тепловыделение. Настройка двигателя обеспечивала работу в соответствии с приведенной выше методикой.



Рисунок 4 — Примеры интегральной (Q) и диференциальной ($dQ/d\alpha$) характеристик тепловыделения в цилиндре двигателя ОД49

выводы

1. В рассмотренной методике реализуется дополнительная возможность использования кинематической функции объема цилиндра для определения фазовых показателей сгорания при снижении выбросов NOx, как в дизельных двигателях, так и в двигателях с воспламенением от электрической искры, в частности, в газовых двигателях.

2. Наибольший эффект в снижении выбросов NOx достигается путем организации процесса сгорания в фазе, при которой максимальная скорость тепловыделения отвечает максимуму относительной скорости увеличения объема цилиндра на такте рабочего хода, которая, в свою очередь, зависит лишь от углового расположения кривошипа.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Многотопливный, перспективный и экологически чистый / Е. А. Никитин, Э. А. Улановский, В.А. Рыжов, С. Б. Миляев // Двигатель. 2000. № 5-6 (11-12), - с. 50-52.

[2] Опыт эксплуатации двигателей Д49 на топливах широкого фракционного состава / В.А. Рыжов, Э.А. Улановский, С.Б. Миляев // Сб. науч. трудов. – Вып. 23: Двигатели и энергоустановки. – Харьков: «ХАИ», 2001. – с. 174-177.

[3] Пат. 2163975 Российская Федерация, МПК⁷ F 02 В 3/12. Способ работы двигателя внутреннего сгорания / Никитин Е.А., Улановский Э.А., Миляев С.Б. [и др.]; заявитель и патентообладатель ООО НВФ «Конвер». – № 2000103288/06; заявл. 14.02.2000; опубл. 10.03.2001, Бюл. № 7. – 4 с.: ил.

[4] Пат. 2634343 Российская Федерация, МПК⁷ F 02 B 3/12. Способ работы двигателя внутреннего сгорания / Рыжов В.А., Миляев С.Б.; заявитель и патентообладатель ОАО ХК «Коломенский завод». – № 2015154881; заявл. 22.12.2015; опубл. 25.10.2017, Бюл. № 30. – 9 с.: ил.

М. Н. Мутафчиев

Транспотный Университет им. "Т. Каблешкова" – София, Болгария

Математическое моделирование рабочих процессов в условиях

различных утилизационных меропиятий посредством впрыскивания

воды

Mathematical modeling of working processes in conditions of different utilization of waste through water injection

M. N. Mutafchiev

Transports University. "T. Kableshkov "- Sofia, Bulgaria

Актуальность рассматриваемой проблемы обусловлена потребностью найти реалный, практически применимый способ енергийную эффективность современных улучшить поршневых двигателей. Цель статьи заключается в разработке математической модели для изучения энергетических соотношений в рабочих процессах поршневых двигателей при впрыскивании воды с целью утилизации тепла, теряемого при обычной урбанизации цикла. Вывод основного уравнения сделан на основе квазистационарного термодинамического подхода, в часности уравнения первого начала темодинамики для открытой термодинамической ситемы с изменяемой массой рабочего тела. Рассмотрены положительные и отрицательные эффекты нескольких вариантов впрыскивания воды: в цилиндр двигателя, в выпускной коллектор, в полости охлаждения и в теплообменник. Эта работа направлена на открытие правилного способа утилизации тепла в современных поршневых двигателях и на улучшение их энергетической эффективности.

<u>Ключевые слова</u>: поршневой двигатель, математическая модель, утилизация тепла, впрыскивание воды, энергетическая эффективность.

The actuality of the problems considered is determined by the need to find a real, practical way to improve the energy efficiency of modern piston engines. The purpose of the article is to develop a mathematical model for studying the energy relationships in the working process of reciprocating engines when water is injected with the purpose of utilizing the heat lost during the usual orbanization of the cycle. The derivation of the basic equations is based on the quasistationary thermodynamic approach in the particularity of the equation of the first law of thermodynamics for an open thermodynamic system with a variable mass of the working fluid. We consider positive and negative effects of several variants of water injection: in the engine cylinder, in the exhaust manifold, in the cooling cavities and in the heat exchanger. This work is aimed at finding a regular way of heat utilization in modern piston engines and improving their energy efficiency.

<u>Keywords</u>: piston engine, mathematical model, heat utilization, water injection, energy efficiency.

Даже у самых дорогих современных поршневых двигателей только около 30% энергии топлива превращается в полезную работу. Устраняя около 10% собственных потерь двигателя, около 60% тепловой энергии выбрасывается в атмосферу. Если эти 60% тепла будут организованы в другой цикл эффективности порядком 20-30%, затем к основным эффективным 30% будет добавлено еще 15-20%, общий к.п.д. (коефициент полезного действия) комбинированного двигателя, полученного таким образом, увеличится до 45-50%. Это будет большой шаг вперед по сравнению с существующей ситуацией. Давайте не будем забывать, что нынешняя 30-процентная эффективность является результатом 150летнего развития. Очевидно, что настоящая эффективность не может быть существенно поднята без изменения принципа работы двигателя и / или

преобразования энергии [1]. Целью настоящей работы является исследование теоретических путей преимуществ и недостатков утилизации отработанного тепла в цикле поршневых двигателей с помощью турбины [2], работающей с парогазовой смесью, образованной путем смешивания охлаждающей воды и выхлопных газов, а также впрыскивания воды в цилиндр двигателя и в выпускной коллектор. Ниже приведена суть математической модели, посредством которой было проведено исследование.

1. Впрыск воды в цилиндр двигателя в конце сгорания

Уравнение, выражающее изменение температуры в цилиндре двигателя при впрыске воды во время рабочего процесса (с закрытыми клапанами), получается из уравнения первого принципа термодинамики [3, 4, 5, 6, 7, 8, 9], которое в этих условия является следующим:

$$dQ_1 + dL_{H_2O} = d(Mu) + pdV + dQ_w + dQ_{H_2O},$$
(1)

где: M - масса рабочего вещества в цилиндре; u- удельная внутренняя энергия рабочего вещества в цилиндре; p- давление рабочего вещества в цилиндре; dV- изменение объема цилиндра; Q_1 - количество тепла, подаваемого во время процесса горения; Q_w - количество тепла, передаваемого из рабочего вещества в результате теплообмена; dL_{H_2O} работа, подведенная распыленной водой; dQ_{H_2O} - тепло, удаляемое из рабочего тела во время испарения распыленной воды.

Преобразуем равнение (1), чтобы получить следующее:

$$H_{u}g_{II}dX + p_{H_{2}O}\frac{dm_{H_{2}O}}{\rho_{H_{2}O}} = Mdu + udM + pdV + dQ_{w} + \bar{Q}_{H_{2}O}dm_{H_{2}O}$$
(2)

где: H_u - нижняя удельная теплота сгорания топлива; g_{μ} - масса цикловой подачи топлива; X - коэффициент тепловыделения (в результате сгорания); \overline{Q}_{H_2O} - уделное тепло испарения воды; p_{H_2O} - давление впрыска

воды; ρ_{H_2O} - плотность воды; dm_{H_2O} - элементарная масса нагнетаемой воды.

Предполагается, что изменение массы рабочего вещества только за счет распыляемой воды $dM = dm_{H_2O}$, т.е. молярное изменение газов сгорания пренебрегается [10]. После деления обеих сторон уравнения (2) на величины - Mc_vT , получается:

$$(k-1)\frac{H_{u}g_{\mathrm{II}}dX}{MRT} + (k-1)\frac{p_{\mathrm{H}_{2}\mathrm{O}}dm_{\mathrm{H}_{2}\mathrm{O}}}{\rho_{\mathrm{H}_{2}\mathrm{O}}MRT} = = \frac{dT}{T} + \frac{dm_{\mathrm{H}_{2}\mathrm{O}}}{M} + (k-1)\frac{dV}{V} + (k-1)\frac{dQ_{w}}{MRT} + (k-1)\frac{\overline{Q}_{\mathrm{H}_{2}\mathrm{O}}dm_{\mathrm{H}_{2}\mathrm{O}}}{MRT} . (3)$$

Для дифференциала температуры рабочего процесса, получается:

$$dT = (k-1)T \left(\frac{H_{u}g_{u}dX}{MRT} + \frac{p_{H_{2}O}dm_{H_{2}O}}{\rho_{H_{2}O}MRT} - \frac{dV}{V} - \frac{dQ_{w}}{MRT} - \frac{\overline{Q}_{H_{2}O}dm_{H_{2}O}}{MRT}\right) - T\frac{dm_{H_{2}O}}{M}.$$
 (4)

Текущее значение температуры в цилиндре рассчитывается по выражению:

$$T_i = T_{i-1} + (dT)_{i-1}$$

Давление определяется уравнением состояния.

Таким образом, получаются и остальные уравнения.

2. Впрыск воды в цилиндр двигателя во время выхлопа

Если вода впрыскивается в цилиндр во время выхлопа и игнорируется подведенная работа, уравнение первого принципа термодинамики преобртает следующий вид:

$$idm_{\mathbf{BT}} - idm_{\mathbf{H3}} = d(Mu) + pdV + dQ_w + dQ_{H_2O},$$

где: $idm_{\rm BT} = c_p T_{\rm IIK} dm_{\rm BT}$ - энтальпия газов, вытекающих из коллектора; $T_{\rm IIK}$ температура газов в полости коллектора; $idm_{\rm H3} = c_p T dm_{\rm H3}$ - энтальпия газов, выходящих из цилиндра двигателя; T- температура газов в цилиндре двигателя. Имея в виду, что изменение массы газов будет $dM = dm_{\rm BT} - dm_{\rm H3} + dm_{H_2O}$, то для дифференциала температуры получается:

$$dT = T \left[\left(k \frac{T_{\Pi K}}{T} - 1 \right) \frac{dm_{BT}}{M} - (k - 1) \left(\frac{dm_{H3}}{M} + \frac{dV}{V} + \frac{dQ_W}{MRT} + \frac{dQ_{H2O}}{MRT} \right) \right] - T \frac{dm_{H2O}}{M} .$$
(5)

3. Впрыск воды в выпускной коллектор

Если вода впрыскивается в выпускной коллектор, чтобы увеличить мошност потока, увеличивая расход газов за счет снижения его тепловой энергии, первый принцип термодинамики будет иметь следующий вид:

$$idm_{\mathbf{BT}} - idm_{\mathbf{H3}} = d(Mu) + dQ_w + dQ_{H_2O}$$
.

Пренебрегая теплообменом со стенками коллектора, получается дифференциальная температура:

$$dT = \frac{T}{M} \left[\left(k \frac{T_{\mathbf{u}}}{T} - 1 \right) dm_{\mathbf{BT}} - (k - 1) \left(dm_{\mathbf{H}3} + dm_{H_2O} + \frac{dQ_{H_2O}}{MRT} \right) \right] - T \frac{dm_{H_2O}}{M}.$$
(6)

4. Впрыск и изпарение воды в полости охлаждения

Использование тепла, переданного деталями двигателя во время рабочего процесса и выхлопа, может быть сделано путем распыления воды в полости охлаждения. Это приведет к охлаждению деталей и получению низкотемпературного пара. При температуре около 120°*C*, давление пара будет около 2,5-3 at, которое является достаточным для расширения в турбине. В этом случае условие состоит в охлаждающем пространстве и первый закон термодинамики будет иметь следующий вид:

$$dQ'_w - dQ_{H_2O} - idm_{_{\mathbf{H}3}} = d(Mu),$$

где: Q'_w - тепло, которое извлекается из деталей двигателя при изпарении распыленной в нем воды; $dQ_{H_2O} = \overline{Q}_{H_2O} dm_{H_2O}$ - тепло, поглащаемое при изпарение воды; \overline{Q}_{H_2O} - уделное тепло изпарения воды, около 2MJ/kg; dm_{H_2O} - циклическая подача воды.

Для дифференциала температуры соответственно, получается:

$$dT = \frac{T}{M} \left[(k-1) \left(\frac{dQ'_{W} - dQ_{H_2O}}{MRT} - dm_{_{H3}} \right) - dm_{H_2O} \right].$$
(7)

5. Впрыск воды в теплообменник изпарителя

Если вода испаряется в парогенераторе за счет тепла выхлопных газов, можно получить пар с более высоким давлением. В этом варианте получается тоже самое уравнение как (7):

$$dT = \frac{T}{M} \left[(k-1) \left(\frac{dQ'_{\text{ot.ra3}} - dQ_{H_2O}}{MRT} - dm_{\text{H3}} \right) - dm_{H_2O} \right], \qquad (8)$$

где: $dQ'_{\text{от. газ}}$ - доля тепла из выхлопных газов, за счет которых реализуется изпарение воды в парогенераторе.

6. Перегретый пар в теплообменнике

Если в парогенератор подается не вода, а пар из полости охлаждения, можно реализовать утилизацию, как тепло из системы охлаждения, так и тепло, содержимое в одновременно отработавших газах. Для первого закона термодинамики получается:

$$dQ'_{\rm or} + idm_{\rm napa} - idm_{\rm H3} = d(Mu),$$

а дифференциал температур для перегретого пара преобретает вид:

$$dT = \frac{T}{M} \left[(k-1) \frac{dQ'_{\text{ot. ra3}}}{MRT} + \left(k \frac{T_{\text{napa}}}{T} - 1 \right) dm_{\text{napa}} - (k-1) dm_{\text{H3}} \right].$$
(9)

7. Смешивание пара и выхлопных газов в коллекторе

Особый интерес представляет такой вариант, при котором охлаждение двигателя осущесвляется посредством распыления и изпарения воды в полости охлаждения, после чего смешивания этого пара с отработавшими газами в выпускном коллекторе перед турбинами. При этом первый закон термодинамики будет выгядить так:

$$idm_{0\Gamma} + idm_{\pi apa} - idm_{\mu_3} = d(Mu),$$

а дифференциал температур для парогазовой смеси преобретает вид:

$$dT = \frac{T}{M} \left[\left(k \frac{T_{\text{BT}}}{T} - 1 \right) dm_{\text{BT}} + \left(k \frac{T_{\text{Tapa}}}{T} - 1 \right) dm_{\text{Tapa}} - (k - 1) dm_{\text{H3}} \right].$$
(10)

Анализ резултатов:

В качестве объекта исследования рассматривается четырехтактный дизельный двигатель Д3900 (Таблица 1).

Таблица 1

Параметры двигателя

Величина	Значение	
Рабочий объем, V, (см3)	3900	
Диаметр цилиндра, <i>D</i> , (м)	0.09842	
Номинальная частота вращения, n, (min-1)	2800	
Номинальная мощность, <i>Ne</i> , (кВт)	60	

1. При распылении воды прямо в цилиндр двигателя во время разширения ожидалось, что возрастание массы рабочего тела за счет получения пара приводит к увеличению индикаторной работы и, соответственно эффективного к.п.д. Получилось наоборот, к.п.д. снизился от 34,2% до 33,2%. Оказалось, что тепло, которое поглащается при испарении воды превосходит прирост работы при увеличении массы газов. Тепловые потери уменьшились на половину, снизилось и тепло в отработавших газах. Положительный эффект при этом варианте возможен только, если тепло для изпарения воды забирается из стенки цилиндра, головки и поршня, но гарантировать это с конструктивной точки зрения невозможно.

2. При распылении воды в цилиндре двигателя во время выхлопа ожидалось, что увеличится мощность потока отработавших газов, но получилось наоборот, она снизилась от 41kW на 35,4kW (13%).

3. При распылении воды в выпускном колекторе получилось тоже самое, мощность потока отработавших газов снизилась от 43kW на 34kW (13%).

4. После этих отрицательных результатов были сделаны несколко вычислительных экспериментов, с целью разобраться, что бы получилось, если бы преобразование тепла из деталей двигателя и отработавших газов в водняных парах получилось без смешивания воды и рабочих газов.

При распылении воды в полости охлаждения так, что давление было бы 2,53 at, а температура 123,6 оС, мощность паров потока получилась бы 15,5 kW, что состовляет 9,8% подведеной с цикличной подачи тепла. В теплообменнике, для трансформации тепла из отработанных газов, получились подобные параметры, но при более высокой температуре 430 оС, давление было бы 2,56 at, мощность парового потока получилась 15,3 kW. Если пар преубразуется в турбине с кпд 70%, то суммарная эффективность комбинированного двигателя получилась бы 50,04%. Если, предположим, что теплообменник отработанных газов применяется для перегревания низкотемпературного пара, пулученого В полости охлаждения, то общий кпд комбинированного двигателя получился бы 56%. Температура перегретого пара получилась бы 440 оС, а для перегрева пара уходило бы только 25% из тепла отработанных газов.

5. Из последного вычислительного эксперимента стало ясно, что реализовать эффективность около или даже выше 50% вполне достижимая цель. Однако, наличие теплообменника для отработавших газов, является осложнением кострукции двигателя т.е., недостатоком. Так возникает необходимость проверить, что бы получилось, если смешивается нискотемпературный пар из полостей охлаждения и отработавшие газы

перед турбинама при пониженом давлении. При этом было ясно, что повышенное давление на выходе из двигателя будет тормозить процес выталкивания отработавших газов.



Рис. 1. Сравнение индикатирных процессов в турбинах с атмосферным газообменом

На рис. 1. видно как изменяется давление в цилиндре двигателя во время газообмена при применении турбины и торможение выхлопа при атмосферном газообмене.

Результаты ЭТОГО вычислитльного эксперимента получились следующие: частота вращения коленвала - $n=2500 \text{ min}^{-1}$; цикличная подача топлива - g_ц=0,0000437 kg; тепло, выделенное при сгорание - Q_1 =1879 J; его мощность - N_1 =156,6 kW; индикаторная мощнсть $(c турбины/без турбины) - N_i = 64, 6/72, 5 kW; эффективная мощность N_e = 49,01/56,8 \text{ kW}$; эффекивный к.п.д. только поршневого двигателя - $\eta_e = 0,31/0,36$; работа разширения - $L_{\text{раз}} = 1295/1297 \text{ J}$; работа сжатия - $L_{cжат} = 387/388 \text{ J}$; работа выталкивания отработавшие газы - $L_{выт} = 118/23 \text{ J}$; наполнения - *L*_{нап}=13/14 J; дебит изпаряемой работа воды $ng_{\text{пара}} = 0,0368 \text{ kg/s};$ давление пара - $p_{\text{пара}} = 247300 \text{ Pa};$ плотность пара - $\rho_{\text{пара}} = 2,13 \text{ kg/m}^3$; мощность парогазового потока - $N_{\text{поток}} = 52,6 \text{ kW}$; мощность утилизационной турбины при к.п.д. 0,7 - N_T=36,8 kW; общая

эффективная мощность (поршневого двигателя+турбины) - N_{e+} =85,88 kW; общий эффективный к.п.д. - η_{e+} =0,548.



Рис. 2. Процес изменение температуры и давления в парогенераторе

(полостях охлаждения)



Рис. 3. Давление в выпускном коллекторе с турбинами и в атмосферном газообмене (ниже)

На рис.2 представлено изменение температуры и давления в полости охлаждения, где получается пар при охлаждении двигателя.

На рис.3 представлено изменение давления парогазовой смеси (верхная кривая) и выхлопные газы (средняя кривая) при торможение выхлопа в выпускном коллекторе. Нижняя кривая представляет давление без торможения.

Выводы:

1. Утилизация отработанного тепла в поршневых двигателях посредством распыления воды в цилиндре или в выпускном коллекторе

(без утилизационной машины) на практике невозможна. Оказалось, что тепло, которое поглащается при испарении воды, превосходит прирост работы по общему увеличению массы газов.

2. Утилизация отработаного тепла посредством изпарения воды в полости охлаждения и последующей ее трансформации в енергию, произведеной паром и отработавшими газами в турбинах, выглядит более оптимистично, а достижение ефективности свысше 50% в полне реалистично.

Надо отметить, что эти результаты являются совсем начальными и неполными. В отношении достоверности математической модели, они щателно проверены экспериментальным путем, кроме тех частей, которые относятся к испарениям воды.

Литература:

[1] Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль. Пер. с ческ. - М.: Машиностроение, 1987. 320 с. Москва.

[2] Шотоков Н. К., Марченко А. П. Козельски В. Д. : Выбор рациональных параметров системы утилизации теплоты отработавших газов ДВС. ДВС Республиканский межведомственный научнотехнический сборник. Харьков, 1988.

[3] Васильев А. В., Григорьев Е. А. *Математическое моделирование рабочих процесов ДВС*. Волгоградский, гос. техн. ун-т. Волгоград, 2002. 67 с.

[4] Круглов М. Г., Меднов А. А. *Газовая динамика комбинированных двигателей внутреннего сгорания*. М.: Машиностроение, 1988. 360 с.

[5] Петриченко Р. М., Батурин С. А., Исаков Ю. Н. и др. Под общ. ред. Петриченко Р. М. Элементы систепы автоматизированного проектирования ДВС Л.: Машиностроение. Ленинград 1990. 328 с.

[6] Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процесов в ДВС. Л.: ЛГУ, 1988. 133 с.

[7] *Naftovy motor preplnovany turbo-dmychadlem*. Prof. Ing. Dr. Josef Kozousek, Prof. Ing. Ladislav Kovarik, Praha, 1987. 309 c.

[8] Zinner K. Aufladung von verbrennungs - motoren. Berlin. 1975. Руский перевод: Надув двигателей внутреннего сгорания. Л., Машиностроение. Ленингр. отд-ние, 1978. 264 с.

[9] Мутафчиев М. Н. Математично моделиране на процесите, протичащи в цевните оръжия и топлинните двигатели, дисертация за получаване на научна степен "Доктор на техническите науки" София 2016. 223с.

[10] Асовский И. Г. *Физика горения и внутренняя баллистика*. Москва: Наука, 2005 - 348 с.

Влияние параметров тангенциальных каналов на закрутку заряда на впуске и показатели двигателя

Пацей П.С., Галышев Ю.В.

Кафедра «Инжиниринг силовых установок и транспортных средств», ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого»

Tangential channel parameters influence on charge swirl motion and engine performance

P.S. Patsey, Yu.V. Galyshev

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University

В работе представлены результаты исследования влияния закрутки заряда на впуске, организованной с помощью тангенциального канала, на рабочий процесс газового двигателя, на его индикаторные показатели и на образование оксидов азота в процессе сгорания смеси. Исследование проводилось с помощью математического моделирования физическохимических процессов, протекающих в камере сгорания поршневого двигателя, при сгорании газового топлива. Моделировалось турбулентное течение в камере сгорания, искровое зажигание и горение газового На полученных численных решений топлива. основе построены зависимости максимального давления, температуры, числа закрутки и оксидов азота в камере сгорания в зависимости от угла поворота вала. Сделаны выводы о том, как закрутка заряда влияет на индикаторыне показатели двигателя и образование оксидов азота. Для моделирования физическо-химических процессов в камере сгорания использовалась программа Ansys Forte.

<u>Ключевые слова</u>: газовый двигатель, закрутка заряда, численное моделирование процессов в ДВС, двигатель с искровым зажиганием

The article presents the results of the research of a charge swirl motion influence on working process in a gas engine, engine parameters and NOx

emissions. The charge swirl motion was organized by tangential inlet channels. The engine work process research was performed using a numerical modeling of physical and chemical processes in combustion chamber. The turbulent flow in combustion chamber, spark ignition and combustion of gas fuel were simulated. The paper presents information about averaged over the volume pressure, temperature, swirl number and nitrogen oxides mass fraction plotted against the angle of the shaft rotation. The maximum values of the cycle and the indicator parameters of the engine are obtained. Conclusions about how swirl number affects on the formation nitrogen oxides and engine performance are drawn. Physical and chemical processes in combustion chamber were simulated in Ansys Forte.

<u>Keywords</u>: gas engine, charge swirl motion, numerical simulation of processes in engine, spark ignition engine

Введение. Газовое топливо последнее время находит все более широкое применение. Оно обладает рядом преимуществ по сравнению с другими моторными топливами. Хорошие антидетонационные качества газовых топлив, благоприятные условия смесеобразования, широкие пределы воспламенения в смесях с воздухом и другие положительные свойства этих топлив обеспечивают высокие технико-экономические лвигателей. По показатели удельной мощности И топливной экономичности лучшие современные газовые и газожидкостные двигатели близки к жидкотопливным, а по токсичности отработавших газов и износу — имеют значительные преимущества [1-3].

В отечественной литературе подробно рассмотрены вопросы конвертации дизельных двигателей на природный газ [4-7]. Существуют два направления организации рабочего процесса в конвертированном двигателе. Первый способ основан на предельно медленном сгорании богатых газовоздушных смесей, второй – на максимально быстром сгорании предельно бедных смесей.

В данной работе рассматривается рабочий процесс с бедной смесью. В работах [810] показано, что турбулизация заряда в камере сгорания увеличивает скорость турбулентного горения смеси. Для того чтобы ускорить сгорание бедой смеси нужна интенсификация движения заряда в камере сгорания. В отечественной [4, 5, 11] и зарубежной литературе [12, 13] подробно рассмотрен вопрос влияния формы камеры сгорания на интенсификацию движения заряда в цилиндре двигателя. В настоящей работе исследуется влияние формы впускных каналов на закрутку заряда и его турбулизацию, на скорость сгорания смеси, на экологические и индикаторные показатели двигателя.

Построение тангенциальных каналов. Одним ИЗ способов организации закрутки на впуске двигателя является применение тангенциальных каналов. Общими для всех типов каналов основными конструктивными параметрами являются проходная площадь, размер, форма и месторасположение входного окна на головке, конфигурация и площадь минимального сечения, диаметр горловины, а также ориентация канала относительно цилиндра двигателя [14, 15].

При профилировании тангенциального канала основными параметрами при заданном расположении горловины, являются угол входа α в плане и угол наклона β к оси в вертикальной плоскости (рис. 1).



Рисунок 1 – Схема тангенциального канала

Математическое моделирование. Турбулентное горение топлива в газопоршневом ДВС (двигателе внутреннего сгорания) характеризуется сложным сочетанием физико-химических явлений, среди которых основными являются турбулентное течение заряда в камере сгорания и горение природного газа в воздухе. В настоящей работе проводилось численное моделирование указанных явлений с помощью программы Ansys Forte [16].

В наибольшей расчетах популярностью инженерных при моделировании турбулентных течений приобрели модели, основанные на осреднении по Рейнольдсу-Фавру системы уравнений Навье-Стокса (Reynolds-averaged Navier-Stokes, RANS модели) [17]. Одной из наиболее k–ε распространенных моделей данного класса является модель турбулентности, в настоящей работе используется ее модификация – RNG k— ε модель.

На сегодняшний день существует большое количество различных подходов к моделированию горения [18]. В отечественных работах часто встречается применение модели Магнуссена-Хартагера [4, 5, 11]. В данной работе, при моделировании горения природного газа в камере сгорания, использовалась модель, основанная на удельной площади поверхности пламени, так называемая *G*-equation модель. Для моделирования искрового зажигания применялась модель дискретных частиц ядра зажигания (Discrete Particle Ignition Kernel – DPIK) [16, 19].

Описание двигателя. В качестве объекта исследования рассматривался двигатель типа ЧН 15/17,5 (таблица 1).

Таблица 1

Основные параметры дви			
Наименование параметра	Значение параметра		
Коэффициент тактности	четырехтактный		
Количество цилиндров в двигателе	12		
Ход поршня, м	0.175		
Диаметр цилиндра, м	0.150		
Геометрическая степень сжатия	11		
Постоянная КШМ (отношение радиуса кривошипа к длине шатуна)	0.275		
Частота вращения коленчатого вала, об/мин	1900		
Коэффициент избытка воздуха	1.4		
Давление на впуске, бар	2.2		
Давления на выпуске, бар	2.1		
Температура на впуске, К	345		
Топливо	Природный газ		
Подача топлива	Подача газообразного топлива во впускную систему		
Фазы газораспределения зависимости от угла поворота коленчатого вала (УПКВ), °	выпуск 118.0 – 378.0 впуск 343.0 – 563.0		

Расчетная область. Моделирование проводилось с плоской камерой сгорания. Проводилась серия расчетов, в которых менялся тангенциальный канал, угол α варьировался от -45° до 30°, а угол β зафиксирован и равен 35°. На рисунке 2 изображена расчетная область, с тангенциальным каналом, у которого угол α =0°.



Рисунок 2 – Расчетная область

Результаты расчетов. В данной работе проводилось трехмерное моделирование процесса наполнения, сжатия, искрового зажигания смеси, турбулентного сгорания природного газа в воздухе и процесса выпуска сгоревшей смеси.

На рисунке 3 изображена зависимость числа закрутки вокруг оси цилиндра от значений угла поворота коленчатого вала (УПКВ). На рисунке 4 приведены значения числа закрутки в момент подачи искры (705 УПКВ) в зависимости от угла α. Видно, что с увеличением у тангенциального канала значения угла α, увеличивается вихревое число. Оригинальные каналы не дают закрутку в камере сгорания.

Если с увеличением угла α возрастает число закрутки, то значение осредненной турбулентной кинетической энергии в камере сгорания падает с увеличением угла α (рис. 5). Чем сильнее турбулизирован заряд в камере сгорания, тем больше значение турбулентной скорости сгорания смеси [5, 9, 10, 18, 20]. Уменьшение кинетической энергии приводит к снижению скорости турбулентного пламени, поэтому с увеличением угла α падают значения максимального давления (рис. 6), максимальной температуры (рис. 7), индикаторной мощности (рис. 8) и индикаторного КПД цикла (рис. 9). Снижение скорости сгорания и соответственно понижение максимальной температуры цикла приводит к уменьшению образованию оксидов азота (рис. 10).

Замена одного исходного канала наполнения на тангенциальный канал привело к повышению индикаторных показателей двигателя и к увеличению образования оксидов азота. Индикаторная мощность возросла с 89.4 кВт до 91.9 кВт (α=-15), а индикаторный КПД – с 50,8% до 52,4% (α=-30). При этом образование оксидов азота увеличилось с 9.2 г/кВт·ч до 21.0 г/кВт·ч (α=-30).



Рисунок 3 – Осредненное значение вихревого числа в камере сгорания в зависимости от УПКВ



Рисунок 5 – Осредненная турбулентная кинетическая энергия в камере сгорания в момент подачи искры от угла α



Рисунок 7 – Максимальное значение температуры цикла в зависимости от угла





Рисунок 4 – Значения числа закрутки в момент подачи искры в зависимости от угла α



Рисунок 6 – Максимальное значение давления цикла в зависимости от угла α



Рисунок 8 – Индикаторная мощность цикла в зависимости от угла α


Выводы.

С увеличением угла α увеличивается число закрутки заряда в камере сгорания, но при этом уменьшается значение осредненной турбулентной кинетической энергии заряда в камере сгорания.

Замена одного впускного канала наполнения на тангенциальный канал позволяет турбулизировать заряд в камере сгорания, что увеличивает скорость сгорания смеси. Это приводит к повышению индикаторных показателей двигателя, но и выбросы оксидов азота также увеличиваются.

Так как тангенциальные каналы позволяют ускорить процесс сгорания смеси, рекомендуется в этом случае увеличивать коэффициент избытка воздуха смеси и давление наддува двигателя, для того чтобы улучшить показатели двигателя и снизить образование оксидов азота.

Результаты работы были получены с использованием вычислительных ресурсов суперкомпьютерного центра Санкт-Петербургского политехнического университета Петра Великого.

Список использованной литературы:

 Булычева З.Ю., Семенихин А.Н., Соколов М.Г. Дизель и газодизель: соревнование равных // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 2. – С. 13-14.

Васильев Ю.Н., Золотаревский Л.С., Янкевич А.И.
Использование газового топлива в автомобильных двигателях // Химия и технология топлив и масел. – 1989. – № 11. – С. 13–15.

 Левкин Г.М. Повышение эффективности применения газового топлива в транспортных ДВС: Обз. инф. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. – Сер. 4. – Вып. 2. – 40 с.

4. 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.

 Кавтарадзе Р. З. Теплофизические процессы в дизелях, конвертированных на природный газ и водород / Р.З. Кавтарадзе. – М.: Изд-во МГТУ им. Э. Баумана, 2011. – 238, [2] с. ил.

6. Равкинд А.А. Унифицированные газовые двигатели. М.: Недра, 1967. - 123 с.

Генкин К.И. Газовые двигатели. М.: Машиностроение, 1977. 196 с.

8. Воинов А. Н. Сгорание в быстроходных поршневых двигателях. Изд. 2-е, перераб. И доп. / А. Н. Воинов. – М.: «Машиностроение», 1977. – 277 с.

9. J.B.Heywood. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw Hill, New York, 1988.

10. D.R.Lancaster, R.B.Krieges, S.C. Sorenson, W.L.Hull. Effects of Turbulence on Spark Ignition Engine Combustion. – SAE 760160.

11. Гайворонский А. И., Савченков Д. А. Обоснование выбора формы камеры сгорания газового двигателя транспортного назначения с учетом вихревого отношения дизельного прототипа // Известия вузов. Машиностроение. 2008. №1.

 B. Johansson and K.Olsson. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines. Part1: Fluid Flow and Combustion. – SAE 950469. – Pp. 1–12.

13. K. Olsson and B. Johansson. Combustion Chambers for Natural Gas SI Engines. Part2: Combustion and Emission. – SAE 950517. – Pp. 1 – 13.

14. Вихерт М.М. Конструирование впускных систем
быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. – М.:
Машиностроение, 1982. – 149 с.

15. Драганов Б.Х. Конструирование впускных и выпускных каналов двигателей внутреннего сгорания / Б.Х. Драганов, М.Г. Круглов, В.С. Обухова.– К.: Вища шк. Головное изд-во, 1987. – 175 с.

16. ANSYS FORTE 18.0 Theory Manual. ANSYS Inc., January 2017.

17. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та, 2009, 143 С.

18. Снегирёв А.Ю. Основы теории горения. Учебник. - Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та (ISBN 978-5-7422-4612-1). - 2014. - 352 с.

19. Z. Tan An ignition and combustion model based on the level-set method for spark ignition engine multidimensional modeling / Z. Tan, R. D. Reitz // Combustion and Flame. -2006. - Vol. 145. - P. 1-15.

20. K. Lee The effects of tumble and swirl flows on flame propagation in a four-valve S.I. engine / K. Lee, C. Bae, K. Kang // Applied Thermal Engineering. 2007. – №27. – P. 2122-2130.

Идентификация модели процесса в цилиндре ДВС в диапазоне нагрузочных режимов

А.А. Черноусов

Уфимский государственный авиационный технический университет

Identification of model of in-cylinder process for an engine load range A.A. Chernousov

Ufa State Aviation Technical University

Актуальна реализация процедур автоматической «калибровки» (идентификации) моделей рабочих процессов поршневых двигателей по экспериментальным данным. Проблемой может быть идентификация по индикаторным диаграммам в диапазоне режимов двигателя. Кратко изложена модель процесса в цилиндре ДВС и предложен метод идентификации ее параметров с уравнениями регрессии от параметра нагрузки. В этом методе посредством штрафной функции накладываются ограничения «по правдоподобию» на величины параметров модели. Работоспособность процедуры идентификации модели показана на задачах теплового расчета дизеля в диапазоне нагрузок. Сделан вывод о целесообразности обобщения метода на задачи и модели рабочего процесса, учитывающие процессы газообмена.

<u>Ключевые слова</u>: поршневой двигатель; рабочий процесс; индикаторная диаграмма; математическая модель; идентификация параметров.

Implementation of automated calibrating the models of reciprocating engines' working processes based on experimental data is important. Identification of model parameters with the use of indicator diagrams for the range of the operation regimes of engine might represent a problem. In this paper, the model of in-cylinder process is briefly described and the method for identifying its parameters using regression with respect to parameter of engine load is proposed.

In this method the "likelihood" constraints are imposed on the values of the model parameters (via penalty function). Performance of the implemented procedure for identifying the model by this method is shown for the case of incylinder process of diesel engine, for the range of loads. The conclusion is made about the expediency of generalizing this method for problems and models of the working process that take into account processes of gas exchange.

<u>Keywords</u>: reciprocating engine; working process; indicator diagram; mathematical model; parameter identification.

Модели рабочих процессов (РП) поршневых двигателей целесообразно уточнять («калибровать», идентифицировать) по экспериментальным данным. Типичная задача идентификации решается по данным измеренных величин расходов топлива $G_{\text{топит}}$ и воздуха $G_{\text{в}}$, а также индикаторных диаграмм, снятых на установившихся режимах работы на моторном стенде. Для практики ценно идентифицировать параметры модели в интересующем диапазоне, в первую очередь, режимных параметров двигателя.

Задача идентификации параметров модели — обратная задаче моделирования процесса. Применение метода и модели должно обеспечивать как приемлемое совпадение расчетного и измеренного давлений по индикаторной диаграмме, так и правдоподобные значения подобранных параметров модели и прямой задачи в поле режимов двигателя. Удачные подходы и конкретные методы идентификации нужно разрабатывать применительно к постановкам прямых задач и моделям для их решения. Эффективные процедуры могут быть реализованы в прикладных пакетах.

В статье описаны модель процессов в рабочей камере поршневого ДВС, метод идентификации ее по измеренным индикаторным диаграммам и результат их применения для тепловых расчетов одноцилиндрового дизеля Yanmar L100N5 на трех нагрузочных режимах.

Прикладные модели процессов в цилиндре, содержащие нульмерное (и тем более — однозонное) допущения, принципиально не позволяют достоверно прогнозировать сгорание и другие аспекты процесса. Соответствующие модели содержат внутренние параметры, подбираемые, в конечном счете, по соответствию экспериментальным данным. Известно, что подбором параметров модели процесса в цилиндре для теплового расчета можно довольно точно «подогнать» расчетную индикаторную диаграмму к измеренной. Так, в [2] показан специальный (применимый к задаче теплового расчета) метод автоматического и оперативного уточнения на примере модели процесса в цилиндре ДВС, реализованной в пакете ALLBEA [1]. Метод позволяет получать характеристики выгорания на отдельных режимах, предположительно близкие к действительным.

Проблема в том, что методы идентификации должны эффективно работать, во-первых, и для моделей РП, замкнутых подмоделями газообмена (в т. ч. моделями нестационарное течение в каналах), а во-вторых, эффективно обрабатывать данные в поле режимов двигателя, давая оптимальным образом и в нужных диапазонах режимов идентифицированную модель РП (и двигателя в целом). Актуально разрабатывать (и внедрять в прикладные пакеты программ) такого рода методы идентификации моделей РП.

Рациональным представляется подбор в основном параметров регрессионных уравнений в составе подмоделей характеристик элементов ПЧ и элементарных эффектов в элементах (сгорание, местные потери, трение, теплоотдача и т. п.). Специфика процесса, его модели и техники измерения давления в рабочей камере обуславливает, в принципе, нахождение также поправок к измеренным индикаторным диаграммам и подбор эффективных значений таких параметров, как степень сжатия или сечение неплотностей деталей ЦПГ.

На текущем этапе работ в этом направлении было необходимо реализовать базовый метод идентификации (т. е. применимый еще к задаче теплового расчета). Показав его успешное применение, можно обобщать метод на модель процесса в проточной части газовоздушного тракте и подмодели его элементов, реализуемые, например, в ALLBEA [1].

Предлагаемый метод идентификации параметров модели основан на подборе параметров в основном в уравнениях регрессии, представляющих характеристики в подмоделях сгорания, теплоотдачи и утечек. Метод реализован для модели ЦИЛИНДР, реализованной в ALLBEA.

Модель ЦИЛИНДР использует однозонное представление рабочего тела (РТ) в объеме рабочей камеры (РК), и двухкомпонентное — для состава РТ. Дифференциальные уравнения этой модели выражают законы сохранения масс свежего заряда и продуктов сгорания, и сохранения энергии РТ (как их смеси):

$$\frac{dm_k}{dt} = (GY_k)_{\rm yT} + \left(\frac{dm_k}{dt}\right)_{\rm CF}, \quad k = 1, 2, \qquad (1)$$
$$\frac{d(me)}{dt} = (Gh^*)_{\rm yT} + h^*_{\rm TOIIJ} \left(\frac{dm_{\rm TOIJ}}{dt}\right)_{\rm CF} - p \frac{dV}{dt} + Q_{\rm BHEIII}, \qquad (2)$$

где m_1 — масса свежего заряда (или воздуха, при внутреннем смесеобразовании) и m_2 — масса продуктов сгорания в РК, $Y_1 = m_1/m$ — их массовые доли, $m = m_1 + m_2$ — масса РТ в РК, $\rho = p/(RT) = m/V$ — плотность, e — удельная внутренняя энергия РТ, $h_{\text{топл}}^*$ — полная энтальпия подаваемого топлива, «ут» — утечки, «сг» — сгорание. В состав модели (1), (2) входит подмодель теплового потока к РТ от стенок РК, отличающаяся от описанной в [2]:

$$Q_{\rm BHeIII} = -\sum_{i=1}^{I} Q_i = \alpha_{\Sigma} \cdot \sum_{i=1}^{I} F_i \cdot (T_{w\,i} - T) \cdot c_{f\,i}, \quad (3)$$

где учитываются отдельные потоки в стенки РК, с поправочными множителями c_{fi} (в методе идентификации, описанном ниже, подбирается одно и то же значение c_f). Коэффициент теплоотдачи α_{Σ} в (3) определяется по уравнению Вошни [3, с. 121]:

$$\alpha_{\Sigma} = 0.012793 \cdot D^{-0.2} \cdot T^{-0.53} \cdot p^{0.8} \cdot w^{0.8},$$

где характерная скорость рабочего тела в период сгорания-расширения —

$$w = C_1 c_m + C_2 \cdot \frac{V_h T_r}{p_r V_r} \cdot (p - p_{\text{mp}}),$$

причем в методе идентификации (см. ниже) величина параметра *C*₂ определяется подбором. Другие подмодели (объема РК, сгорания и утечек) соответствуют их описаниям в [2].

Описанная модель встроена в пакет ALLBEA [1], где система (1), (2) ее дифференциальных уравнений численно решается методом Эйлера с пересчетом со 2-м порядком аппроксимации [2].

В начальных условиях прямой задачи теплового расчета по этой модели задаются (при $\varphi = \varphi_a$): давление p_a , температура T_a и массовая доля воздуха Y_{1a} . Здесь они вычислялись по измеренным на стенде G_B и $G_{TOПЛ}$ и принятым коэффициентам продувки ($1/\eta_u = 1,01$) и остаточных газов ($\gamma_r = 0,04$). Параметрам нагрузки служит суммарный коэффициент избытка воздуха $\alpha_c = G_B/(l_0 \cdot G_{TOПЛ})$ или коэффициент избытка топлива $\varphi_c = 1/\alpha_c$.

Обратная задача идентификации модели решалась как задача оптимизационного подбора параметров. Для 7 параметров модели для теплового расчета (p_a , φ_y , $\Delta \varphi_{yz}$, $\Delta \varphi_{yz2}$, m, m_2 , k_2) приняты линейные регрессии от φ_c . Для $p_a(\varphi_c) = p_{a min} + (p_{a max} - p_{a min}) \cdot (\varphi_c - \varphi_{c min})/(\varphi_{c max} - \varphi_{c min})$ подбираются 2 параметра: $p_{a min}$ и $p_{a max}$ и т. п. Еще 6 величин: $\Delta \varphi$, ε , c_f , s_r (вихревое отношение), C_2 и F_c приняты не зависящими от φ_c параметрами модели (как в [2]).

Подбор $\Delta \varphi$ и параметров $p_{a \min}$ и $p_{a \max}$, определяющих $p_a(\varphi_c)$, позволяет внести в данные индицирования поправки по углу ($\Delta \varphi$) и по абсолютному давлению (Δp_a), т. е. в принципе компенсировать соответствующие систематические ошибки измерений. Также и «эффективное» значение степени сжатия ε в модели, вообще говоря, должно отличаться как от номинального, так и от измеренного (на неработающем двигателе). Прочие

подбираемые параметры — углы начала и продолжительности сгорания, параметры модели «дубль-Вибе», поправочные множители для тепловых потоков и сечение неплотностей *F*_c [2]. Эти параметры подмоделей сгорания, теплоотдачи и утечек, очевидно, подлежат уточнению по экспериментальным данным.

Таким образом, ставилась задача подбора значений 20 параметров. Критерий соответствия расчетных индикаторных диаграмм и измеренных (*K_i* пар) — целевая функция (ЦФ), выражающая (в базовой части) среднее квадратичное отклонение логарифмов давлений:

$$f = \frac{1}{K_i} \sum_{i=1}^{K_i} \left\{ \sqrt{\frac{1}{K_n} \sum_{n=1}^{K_n} \left[\left(\lg p_{\text{pacy}\ i}^n - \lg p_{\text{эксп}\ i}^n \right) / \lg p_{\text{эксп}\ i}^n \right]^2} \right\}.$$
 (4)

На ранних этапах отыскивалось решение задачи безусловной оптимизации — минимум ЦФ (4). Выявились затруднения: во-первых, с нахождением глобального минимума (4) применяемым алгоритмом, вовторых, тенденция к неправдоподобным значениям параметров в найденном решении (в большей степени, чем в [2], где применен специальный алгоритм). Поэтому величина ЦФ по (4) далее складывалась со «штрафной» функцией (ШФ) вида

$$Wf \frac{1}{K_i} \sum_{i=1}^{K_i} \left(\sum_{n=1}^{K_n} \overline{w}^{(n)} \cdot \Delta | \overline{p}^{(n)} |^{\overline{a}^{(n)}} / \sum_{n=1}^{K_n} \overline{w}^{(n)} \right), \quad (5)$$

где $\overline{p} = [\varepsilon, c_f, s_r, C_2, F_c]^T$ — вектор параметров, учитываемых в (5), K_n — их число, \overline{a} — показатели степени; \overline{w} — весовые коэффициенты параметров, W — весовой коэффициент (5) в сумме с ЦФ (4). Приняты определенные значения (W = 3, $\overline{a}^{(n)} = 2$, $\overline{w}^{(n)} = 1$, $n = 1, ..., K_n$), в общем случае эти параметры самого метода должны подбираться. Величина $\Delta |\overline{p}^{(n)}|$ — нормированное отклонение от заданного экспертом или по результатам оптимизации «правдоподобного» значения -го параметра, например, при $\varepsilon > \varepsilon_0$ $\Delta |\varepsilon| = (\varepsilon - \varepsilon_0)/(\varepsilon_{max} - \varepsilon_0)$ и $\Delta |\varepsilon| = (\varepsilon - \varepsilon_0)/(\varepsilon_{min} - \varepsilon_0)$ в противном случае. Здесь $\varepsilon_{min} < \varepsilon_0 < \varepsilon_{max}$ (и т. п.) — также наперед заданные параметры. Т. обр., суммированием (4) и (5) наложены ограничения «по правдоподобию» на величины параметров модели (в рамках однокритериальной задачи идентификации в условиях очевидной переопределенности ее по номенклатуре параметров).

Описанный метод идентификации модели РП реализован и опробован на задаче теплового расчета 1-цилиндрового дизеля Yanmar L100N5 (Рисунок 1) при n = 2650 об/мин (для трех режимов по нагрузке: $\alpha_c = 2,127$; 2,379; 3,615 [2]).



Рис. 1. Двигатель Yanmar L100N на стенде в УГАТУ

Задача подбора параметров решалась с применением программы allbea-optim из пакета ALLBEA [1], где реализован *генетический алгоритм* (ГА) оптимизации. Действия по вычислению ЦФ (4) в сумме с ШФ (5) по данному методу реализованы в модуле DLL, компонуемом с allbea-optim.

Значения параметров в (5) задавались экспертной оценкой с учетом предварительного решения задачи идентификации с ЦФ (4).

Применение в качестве ЦФ суммы (4) и (5) позволяет получить «правдоподобные» значения параметров, но эффективность ГА при поиске решения данной задачи оказывается невысокой. В связи с этим запускались параллельно 4 процесса поиска; за решение задачи идентификации параметров принят вариант с наименьшим значением суммы (4) и (5), полученный за 5 часов поиска.

Полученное решение характеризуют, с одной стороны, правдоподобные значения пяти параметров модели учтенных в (5). Совпадение расчетных и измеренных индикаторных диаграмм вполне удовлетворительное (Рисунок 2).



Рис. 2. Индикаторные диаграммы: $1 - \alpha_c = 2,127$; $2 - \alpha_c = 2,379$;

 $3 - \alpha_c = 3.615$

Следует отметить, что предложенный метод выполняет по существу статистическую обработку набора индикаторных диаграмм с применением модели, формируя уравнения регрессии для уточненных параметров исходных данных прямых задач теплового расчета в диапазоне режимов.

Представленный метод идентификации нетрудно обобщить для моделей, учитывающих газообмен. При этом метод должен, в принципе, включать «калибровку» параметров критериальных уравнений в подмоделях потерь на органах газообмена и путевых потерь в каналах. Потребуется доказать работоспособность метода в диапазоне режимов для поршневых двигателей как с волновым, так и с газотурбинным наддувом. Также необходимы эффективные алгоритмы поиска оптимальных (и правдоподобных) значений параметров, определяемых подбором. Рациональные методы уточнения моделей рабочих процессов поршневых и комбинированных двигателей в составе программных инструментов, автоматизирующих решение подобных задач, значительно повысят эффективность расчетно-экспериментальных работ по доводке и модифицированию двигателей и энергоустановок.

Литература:

[1] Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Проектирование и реализация пакета прикладных программ для расчетного анализа и синтеза сложных технических объектов. Вестник УГАТУ, 2012, № 5, с. 60–68.

[2] Черноусов А.А. Модель процесса в рабочей камере ДВС и метод идентификации модели по индикаторной диаграмме. Вестник УГАТУ, 2017, № 1, с. 50–55.

[3] Кавтарадзе Р.З. Локальный теплообмен в поршневых двигателях. М.: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2001. 592 с.

An Investigation on Temperature Rise of High Pressure Common Rail Injector Nozzle

J.H. Zhao¹, K.B. Wei¹, P.F. Yue¹, Leonid Grekhov²

Harbin Engineering University, China
Bauman Moscow State Technical University, Russia

The heat that nozzle generates under the multi-cycle working conditions and the large difference of pressure at the orifice, cause the temperature of nozzle to rise, and further affects the injection characteristics. Therefore, this paper uses Infrared Thermal Camera to carry out experimental research on the temperature distribution of Bosch common rail injector and obtains the quantitative variation law of nozzle temperature rise. The results show that the transient temperature at the nozzle of the injection and the increasing of the injection frequency. The difference of temperature between the nozzles caused by the injection frequency is small. At different injection frequencies and injection pressures, the temperature rise at the nozzle rises rapidly in the first 10 minutes and then increases slowly. The temperature at the nozzle reaches the equilibrium after 30 minutes of operation of the injector.

Keyword: diesel; injection; high pressure common rail system; fuel pressure; jetting frequency; temperature rise

1. Introduction

With the aggravation of environmental pollution and the increasing shortage of

fossil resources, people have put forward higher requirements on the economy and emission of diesel engines. Advanced diesel engine factories have adopted advanced technology to achieve high-efficiency combustion and ultra-low emission targets of diesel engines. The high pressure common rail system can accurately and flexibly adjust the injection timing, the law of injection and the quantity of fuel injection without the influence of the diesel engine load and speed. It is widely used in the diesel engine and is the key system for the diesel engine to achieve high efficiency and low emission[1,2].

Payri [3] used AMESim software to establish a one-dimensional adiabatic flow model of common rail injectors, and studied the influence of initial fuel temperature on injection rate and injection duration. Salvador [4] and Carreres [5] conducted an experimental study on Bosch's latest generation of common rail injectors, according to the change of the internal fuel mass flow rate of the injector at different initial fuel temperatures, evaluated the effect of fuel temperature at the injector inlet on injection characteristics. Through experiments, Salvador [6] found that with the decrease of initial fuel temperature, the influence of oil temperature on the fuel injection law of injectors is greater, and gave the scope of application of the adiabatic flow model.

The papers above had drawn significant conclusions on the effect of oil temperature on spray characteristics, but had not studied temperature rise of the injection nozzle that results from the difference of pressure at the jet orifice in practical work. The temperature rise of the nozzle under the conditions of multi-cycle working will change the physical properties of the fuel in the nozzle and the characteristics of

gas-liquid two-phase flow, the temperature rise of the nozzle will change the physical properties of the fuel in the nozzle and the characteristics of gas-liquid two-phase flow, which will directly affect the stability of the multi-cycle injection of the common rail injector, and ultimately affect the economics and emission of the diesel engine. Therefore, this paper uses an Infrared Thermal Camera to test the temperature distribution of injector nozzles under different rail pressures and operating frequencies on Bosch common rail injectors, and draw the quantitative conclusion the transient temperature rise and steady temperature rise of the nozzle, reveal the influencing factors and laws of the nozzle temperature distribution.

2. Experimental setup and procedure

2.1. Test equipment

On the test bench of high pressure common rail fuel injection system we carry out the experiment on temperature characteristics of injection, the test device is shown in Figure 1.



Fig.1. High pressure common rail fuel injection system test bench

The fuel injection system adopts Bosch electromagnetic second-generation common rail system. The injector high pressure oil pipe is 500mm long and the inner diameter is 2mm and the test injector model is CRIN-2. The fuel temperature of fuel tank is controlled by electronic temperature control device. The maximum fluctuation range of temperature during the test is $\pm 1^{\circ}$ C. The test bench is equipped with the PI400 online Infrared Thermal Camera from DIAS of Germany to record the real-time temperature change of the injector. The device has the advantages of fast responds, frame frequency that ups to 80Hz, small size, simple installation, high measurement accuracy, large range, and a variety of lens options, which can meet the experiment research and engineering applications under different temperature conditions.

2.2. Testing method

In order to ensure the accuracy of the test and reduce the interference of other factors, we have established the initial conditions of the experiment before the test. The test under each condition is based on the same initial conditions. The initial conditions are shown in Table 1.

Table1

Parameter	Value
Ambient temperature/°C	20
Initial oil temperature/°C	20
Current pulse duration /ms	1.2

Detailed information of 3D simulation model

The high pressure common rail fuel injection system operates for 60 minutes while maintaining the initial conditions and the online Infrared Thermal Camera recorded the real-time temperature of the injector every 20 seconds and generated 181 thermal imaging clouds. Based on the temperature displayed in each cloud map we can further analysis the effect of rail pressure and injection frequency on the temperature rise at the injector nozzle. The test parameters are shown in Table 2.

Table2

Test parameters

Parameter	Value
Rail pressure /MPa	50、70、100、120、140
Injector operating frequency/Hz	10, 15, 20

2.3. Measuring principle

The injector is small and complex and the precision of the result measured by the traditional temperature sensor is low. When converting information into usable temperature readings, a large amount of signal conditioning is needed, the operation is cumbersome, and the error caused by human factors is large [7]. Therefore, in order to get accurate law of nozzle temperature variation, we use the online infrared thermal camera to test the temperature of the injector when working. The basic principle is shown in Figure 2.



Figure 2 Working principle of the infrared thermal camera

The essence of Infrared is the same as light waves and radio waves, all of which are electromagnetic waves. Any object above absolute zero (-273°C) will emit infrared radiation energy, the infrared thermal camera helps us obtain infrared thermal phase diagrams through the interaction of detectors, imaging objectives and light-sensitive components. We can distinguish objects in the field of view by different colours in the thermal image, and these different colours represent objects of different temperatures in the field of view. Since the infrared thermal camera works by receiving the infrared radiation of the object itself, there is no interference to the injector and other measuring devices, which further increases the credibility of the test results.

3. Analysis of results

3.1. Effect of injection pressure on temperature rise of injector nozzle

Figure 3 shows the analysis of the effect of fuel pressure in the common rail on the temperature rise of the injector nozzle. The initial conditions are the ambient temperature of 20 °C, initial fuel temperature of 20 °C, pulse duration of 1.2 ms, and injection frequency of 20 Hz. When the rail pressure is 50 MPa, the temperature at which the injector nozzle reaches thermal equilibrium is 42.8 °C, the temperature rises by 22.8 °C, and the temperature rise rate is slightly slower. When the fuel pressure is 100 MPa, the temperature at the nozzle of the injector reaches a equilibrium temperature of 69.0 °C, and the temperature rises by 49.0 °C. At this time, the temperature rises faster. And within the first ten minutes, the temperature increased by 60.4% of the total calorific value. When the fuel pressure is 140 MPa, the temperature at which the injector nozzle reaches the thermal equilibrium is 86.5 °C. And the temperature rises fastest, and the temperature increases by 70.4% of the total heat in the first ten minutes.

10min

20min

40min

60min





Figure 3 Effect of fuel pressure on nozzle temperature rise

Figure 4 shows the variation of temperature with five rail pressures at an ambient temperature of 20°C, an initial fuel temperature of 20°C, a pulse duration of 1.2 ms, and a fuel injection frequency of 20 Hz. We can find through the figure that as the working time of the injector increases, the heat generated increases, and the nozzle temperature gradually rises until the temperature reaches a stable state. We can see that within 10 minutes, the nozzle temperature at all fuel pressures increases significantly. The slope of the temperature curve at 50 MPa for 10 minutes is 4.1; the slope of the temperature curve at 70 MPa for 10 minutes is 4.8; the slope of the temperature curve at 100 MPa for 10 minutes is 6.2. The slope of the temperature curve at 120 MPa for 10 minutes is 7.5; the slope of the temperature curve at 140 MPa for 10 minutes is 8.1. After 10 minutes, the nozzle temperature increases slowly at different fuel pressures, and the speed reaches the final equilibrium temperature. The equilibrium temperature reached by different fuel pressures is also different. The higher the fuel pressure, the higher corresponding equilibrium temperature is. The equilibrium temperature at 50MPa is 42.8°C, and the equilibrium temperature at 140MPa has reached 86°C.



Figure 4: Temperature variation with rail pressure

The results show that the smaller the fuel pressure, the slower the temperature's rising rate of the injector nozzle and the lower the equilibrium temperature of the injector during the working process of the injector. In the first ten minutes of the injector, the change of the temperature of the injector nozzle is most obvious, the temperature rises rapidly, and the temperature changes gently after ten minutes, and then slowly reaches to the final equilibrium temperature.

3.2. Effect of injection frequency on temperature rise of injector nozzle

Figure 5 shows the analysis of the influence of the injection frequency on the temperature rise of the injector nozzle. The initial conditions are the ambient temperature of 20 $^{\circ}$ C, the initial fuel temperature of 20 $^{\circ}$ C, the maintenance pulse width of 1.2 ms, and the fuel pressure of 120 MPa.



Figure 5 Effect of injection frequency on nozzle temperature rise

When the fuel injection frequency is 10Hz, the thermal equilibrium of the injector nozzle is 71.5 $^{\circ}$ C, the temperature rises 51.5 $^{\circ}$ C, and the temperature increases by 72% in the first ten minutes. When the fuel injection frequency is 15 Hz, the thermal equilibrium of the injector nozzle is 75.3 $^{\circ}$ C, the temperature rises 55.3 $^{\circ}$ C, and the temperature increases 73.4% of the total calorific value in the first ten minutes. When the fuel injection frequency is 20 Hz, the thermal equilibrium of the injector nozzle is 77.5 $^{\circ}$ C, the temperature rises fastest, the temperature rises 57.5 $^{\circ}$ C, and the temperature rises 74.2% of the total calorific value in the first ten minutes. As the working time of the injector increases, the heat generated increases, and the nozzle temperature gradually rises until the temperature stabilizes. It can be seen that before 10 minutes, the temperature of all the injection frequencies increased obviously, the slope of temperature curve for 10 minutes at 10Hz is 6.7, and the slope of temperature curve for 10 minutes at 15Hz is 7.1, and the slope of temperature curve for 10 minutes at 20Hz is 7.2. After 10 minutes, the temperature of the nozzle increases slowly under different injection frequency, and reaches the final equilibrium temperature slowly. The equilibrium temperature reached by different injection frequencies is also different. The higher the injection frequency, the higher corresponding equilibrium temperature is. The equilibrium temperature at 10 Hz is 72° , at 15 Hz reaches 75° , and at 20Hz is 77℃。



Figure 6 Temperature variation with frequency

The results show that the higher the injection frequency during the operation of the injector, the faster the temperature rises at the nozzle of the injector, and the higher the value of the thermal equilibrium temperature reached. In the first ten minutes of the injector, the temperature change of the injector nozzle is the most obvious, the temperature rises fast, the temperature changes gently after ten minutes, and then reaches the final equilibrium temperature slowly. However, compared with the fuel pressure, the difference in the rate of temperature rise of the injector nozzle is small at different frequencies, and the equilibrium temperature is also very close.

4. Conclusions

Through the experiment and analysis, we have summarized the effects of fuel pressure and fuel injection frequency on the temperature rise of the common rail injector nozzle. The main conclusions are listed as follows:

(1) The temperature rise at the nozzle of the injector increases with the increase of the fuel pressure. At different rail pressure, the difference of the nozzle temperature rising rates is great, and becomes larger with the increase of the pressure of the rail. At different rail pressures, the steady-state temperatures reached by the nozzle are also different, and the steady-state temperature increases as the fuel pressure increases. During the first ten minutes of the injector operation, the temperature rise of the nozzle is more obvious, and then the temperature rise rate slows down and tends to stabilize.

(2) The temperature rise at the nozzle of the injector increases with the increase of the injection frequency. Under different injection frequencies, the difference in nozzle temperature rise is small. At different injection frequencies, the difference of the steady equilibrium temperature of the nozzle is smaller, and the equilibrium temperature of the nozzle with high injection frequency finally reaches is slightly higher than the nozzle with low injection frequency. During the first ten minutes of the injector operation, the temperature rise of the nozzle is more obvious, and then the temperature rise rate slows down and tends to be stable.

(3) Under different fuel pressures, the slope of the temperature curve of the injector nozzle is larger in the first 10 minutes, and the difference of the equilibrium temperature reached by the nozzle is also larger. However, in first 10 minutes, the difference of slope of the temperature curve of the nozzle at different injection frequencies is small, and the difference of the equilibrium temperature reached by the nozzle is also small. The effect of fuel pressure on the temperature rise of the injector nozzle is greater than the effect of the injection frequency on the temperature rise.

References

[1] Zhang Z.H, Introduction of Ship Power Plant, Harbin: Harbin Engineering University Press, 2002.

[2] O Yang G.Y, An S.J, Liu Z.M, Li Y.X, Diesel engine high pressure common rail injection technology, Beijing: National Defense Industry Press 2012.

[3] Payri R, Salvador F.J, Carreres M, and Belmar-Gil M. An Investigation on the Fuel Temperature Variations Along a Solenoid Operated Common-Rail Ballistic Injector by Means of an Adiabatic 1D Model. SAE Technical Paper 2018-01-0275, 2018

[4] Salvador F.J, Gimeno J, Carreres M, and Crialesi-Esposito M. Fuel temperature influence on the performance of a last generation common-rail diesel ballistic injector. Part I: Experimental mass flow rate measurements and discussion. Energy Conversion and Management 2016, 114: 364–375.

[5] Payri R, Salvador F.J, Carreres M, and De la Morena J. Fuel temperature influence on the performance of a last generation common-rail diesel ballistic injector. Part II: 1D model development validation and analysi. Energy Conversion and Management 2016, 114: 376–391

[6] Salvador F.J, Gimeno J, Carreres M, and Crialesi-Esposito M. Experimental assessment of the fuel heating and the validity of the assumption of adiabatic flow through the internal orifices of a diesel injector. Fuel 2017,188: $442 \sim 451$

[7] Cheng Q, Zhang Z.D, Xie N.L. Power losses and dynamic response analysis of ultra-high speed solenoid injector within different driven strategies. Applied Thermal Engineering 2015, 91: 611-621.

Моделирование быстродействующих электромагнитных приводов двигателей с электронным управлением Л.В. Грехов ¹⁾, Чжао Цзяньхуэй ²⁾

¹⁾ Московский государственный университет им. Н.Э. Баумана ²⁾ Харбинский технический университет, КНР

Modeling of the fast-response solenoid actuators for

the electronically controlled engines

L.V. Grekhov¹⁾, Jianhui Zhao²⁾

Bauman Moscow State Technical University, Russia
²⁾ Harbin Engineering University, China

Целью работы является создание инструмента проектирования и расчетного анализа быстродействующего электромагнитного привода (БЭМП), в первую очередь, клапанов топливных систем двигателей. Актуальность работы обусловлена переходом К двигателям \mathcal{C} электронным управлением, недостаточным опытом проектирования, отсутствие приводов с временем срабатывания 0,1 мс в смежных областях техники. Математическое описание процесса базируется на адекватном и удобном описании магнитных свойств материалов на основе ограниченной справочной информации. Результаты расчетов соответствуют результатам испытаний. Для более точного описания процессов перемагничивания используется учет магнитной вязкости и сопротивления от вихревых токов. Модель встроена в программы расчета дизельных топливных систем, ее достоинством является возможность оптимизации всей топливной системы. Результаты моделирования нестационарного процесса топливоподачи хорошо коррелируются с экспериментальными результатами.

<u>Ключевые слова</u>: двигатель, топливная система, электромагнитный привод, математическое моделирование, нестационарный процесс,

быстродействующий электромагнитный привод (БЭМП)

The aim of this work is creating a simple auxiliary fast-response solenoid actuator (FRSA) model for the general fuel injection model in diesel engines. The mathematical description of static magnetization is characterized by the following features: 1) an adequate description of the properties of the materials is proposed; 2) a convenient approximation for direct and inverse calculations is used; 3) it is possible to use limited information about the materials from directories. The specific steels to be used were tested and the experimental and computed results were compared. The FRSA response time of modern fuel systems of diesel engines can be less than 0.1 ms. For the purpose of a more adequate description of the fast processes, the semi-empirical dependencies presenting the remagnetization resistance of eddy currents and magnetic viscosity are used. The computation of the processes is not only a tool for analysis, but it is also a tool for the solenoid actuator design and optimization. The experimental study of the FRSA performance within the electro-hydraulic injector of the diesel engine demonstrated that there was an agreement between the computations and the experimental results.

<u>Keywords</u>: Diesel Engine, Fuel System, Solenoid Actuator, Mathematical modeling, Non-stationary process, Fast-response solenoid actuator

Введение. Если скорость намагничивания велика, то процесс намагничивания нельзя считается статическим. Однако, кривые статического гистерезиса являются основой для расчета динамического гистерезиса. Необходимо математическое описание статического намагничивания, которое отвечает следующим условиям: 1) адекватное описание свойств материалов БЭМП с временем срабатывания 0,1 мс; 2) удобная форма аппроксимации для прямых и обратных пересчетов; 3) возможность использования ограниченной информации справочников.

На рис. 1 представлена схематизация зависимости магнитной индукции В от напряженности Н магнитного поля и рабочая область БЭМП.

Широко используется анализ электромагнитных процессов с использованием 3D-моделирования [1,2-4]. Наш опыт свидетельствует, что при хорошей достоверности описания метод имеет два недостатка: трудоемкость и невозможность описания работы топливной системы в целом [5]. Поэтому параллельно развиваются одномерные подмодели применительно к моделям топливных систем [6,7].



Рис. 1. Схема статического гистерезиса и рабочая область БЭМП

Численные исследования управляющего тока на усилие БЭМП проводились в работах [8,9]. В работе [1] изучалось влияние свойств материалов БЭМП. Миллер и др. изучали влияние числа витков [10], в [12] изучалась роль конструктивных параметров. Известны различные формы аппроксимации петель статического гистерезиса. Используются также формулы в виде полиномов, экспонент, гиперболы, гиперболического синуса, сплайна, арктангенса, гиперболического тангенса.

Наиболее совершенны модели на базе модели Джеймса-Асертона [12, 13]. Но для получения новых функций требуется новая эмпирическая информация, полученная для $B_{ma}=B_m/2$. Кроме того, излишнее усложнение модели для магнитомягких сталей, применяемых в БЭМП, не оправдано.

Очевидно, что выбор форм аппроксимации кривых обусловлен не только удобством использования, но и соответствием экспериментальным

данным специальных магнитных материалов БЭМП. Остается актуальной создание моделей, не требующих информации, превышающей справочную.

Описание статического магнитного гистерезиса в БЭМП.

Предложен способ описания петель статического гистерезиса в следующей форме. Первичное намагничивание предлагается описывать как среднюю линию между петлями гистерезиса (О-А на рис. 1). Тогда для петель статического гистерезиса (рис. 1):

$$B = \begin{cases} \frac{1}{a} \cdot lg^{C} [H/H_{c} + 2] & \text{Для участка A - C} \\ \frac{-1}{a} \cdot lg^{C} [-H/H_{c}] & \text{для участка C - D} \\ \frac{-1}{a} \cdot lg^{C} [-H/H_{c} + 2] & \text{для участка D - E} \\ \frac{1}{a} \cdot lg^{C} [H/H_{c}] & \text{для участка E - A} \end{cases}$$
(1)

Константы С и α могут быть определены по скудным справочным данным: $B_{\rm m}$ ($H_{\rm m}$), $H_{\rm c}$, $B_{\rm r}$ или $B_{\rm m}(H_{\rm m})$, $H_{\rm c}$, $\mu_{\rm max}$.

В Харбинском техническом университете уточнены свойства материалов БЭМП, применяемых в форсунках CR. На рис. 2 приведено сравнение расчетных и экспериментальных результатов для стали 16MnCr5.

Описание динамического магнитного гистерезиса для БЭМП топливных систем.

Математическая модель БЭМП используется для оптимизации конструкции и проектирования. Однако, для ЭМП со временем срабатывания 0,1 мс становятся актуальными нестационарные электромагнитные процессы. К ним относятся замедление действия БЭМП при перемагничивании материала (магнитная вязкость) и возникновения вихревых токов.

Для описания динамического гистерезиса используем модель А.И.Кадочникова [14]. Она отличается простым и адекватным описанием важнейших нестационарных эффектов. Эффективная напряженность поля при той же индукции превышает квазистатическую:

$$H_d(t) = H_{st}(B_{av}) + \frac{1}{r} exp(\alpha \frac{B_{av}^2}{B_m^2}) \cdot \frac{dB_{av}}{dt} + \frac{1}{3}\gamma_{eq}\delta^2 \cdot \frac{dB_{av}}{dt}, \qquad (2)$$

где: $H_{\rm st}(B_{\rm av})$ - статическая кривая перемагничивания; $H_{\rm d}$ - динамическая напряженность поля при перемагничивании; δ - толщины ленты; $\gamma_{\rm eq}$ – параметр объемной электропроводности, а r, α - магнитной вязкости.



Рис. 2. Кривые намагничивания для специальной стали 16MnCr5:

а – авторские результаты испытаний; с - расчет по формуле (1)

Описанные зависимости, устанавливающие связи H = f(B) в дальнейшем используются для определения силы, создаваемой ЭМП. Для этой цели в использованном алгоритме определяется магнитный поток Φ :

$$\Phi = \frac{iw}{R_{3a3op} + R_{Maz}} = \frac{iw}{\sum_{i=1}^{2} \frac{\delta_{3a3_i}}{S_{3a3_i}} + \sum_{j=1}^{k} \frac{L_{Maz_j}}{S_{Maz_j}} \cdot \mu_{Maz}}$$
(3)

Сила в БЭМП с учетом коэффициента *k*_{pac} рассеивания:

$$F_{\mathcal{PMII}} = \frac{B_{3a3}^2 S_{3a3}}{\sqrt{k_{pac}} \cdot \mu_m},\tag{4}$$

<u>Результаты расчетных и экспериментальных исследований ра-</u> боты БЭМП в составе форсунок Common Rail и их анализ.

Зависимость (3) показывает, что сопротивление магнитопровода быстро растет при возрастании намагничивающей силы Iw. Так, при зазоре у якоря 0,1 мм оно становится равным сопротивлению рабочего зазора. Это повышает требования к рациональному проектированию магнитопровода и целесообразности расчетной оптимизации БЭМП.

Описанная модель БЭМП использована для расчета работы электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем (Common Rail, cokp.- CR) с использованием программы ВПРЫСК [15,16]. Процессы в топливных системах описываются по моделям [17].

Для исследования работы форсунок CR в статических и динамических условиях в Харбинском техническом университете был построен специальный стенд с измерением перемещений и электрических параметров. На нем производились статические и динамические испытания. На рис. 3 представлены результаты статических испытаний БЭМП с определением усилий при различных значениях тока, а также его расчетные величины.

В динамическом режиме БЭМП в составе CR экспериментальные результаты сравнивались с расчетами (рис. 4).

Результаты расчетов по двум различным программам практически совпадают. Достоинством программы ВПРЫСК является возможность анализа работы БЭМП в составе топливной системы. Так, она становится применимой для проектирования топливной системы с возможностью оптимизации параметров БЭМП управляющего клапана.

В условиях нестационарного быстропротекающего процесса поведение ЭМП имеет свои особенности. На рис. 5 приведено сравнение поведения ЭМП при различной организации завершения процесса: при использовании полного размагничивания и без него (в обоих случаях - с полным прекращением тока). При более высоких скоростях изменения параметров

площадь петель динамического гистерезиса увеличивается, занимая все поле B=f(H).



Рис. 3. Усилие БЭМП при зазоре 0,1 мм в функции тока: а - эксперимент; с - расчет в программе ANSOFT Maxwell; d - расчет в программе ВПРЫСК.





Значение более корректного описания процесса может быть большим. Например, в коротких впрыскиваниях в рамках многоразовой подачи при равных управляющих импульсах скорости движения клапана различны и импульсы подачи топлива существенно различаются (рис. 6).



Рис. 5. Границы статического (а) и динамического гистерезиса без полного размагничивания (b) и с неполным размагничиванием (c)



Выводы.

Для точного описания БЭМП со сложным магнитопроводом можно рекомендовать программу ANSOFT Maxwell. Для быстрого описания рабо-

ты БЭМП, а также для задач анализа и проектирования всей топливной системы двигателей применима программа ВПРЫСК. Результаты расчета электромагнитного процесса по этим программам близки.

Предложенный способ описания кривых намагничивания удобны тем, что использует три доступных справочных параметров материалов.

В быстропротекающем процессе топливоподачи необходим учет динамического гистерезиса.

Литература:

- [1] Cheng Q., Zhang Z.D., Guo H. et al., *Improved processing and performance of GDI injector based on metal injection molding technology*, International Journal of Applied Electromagnetic and Mechanics, 2014, 44, p. 99-114.
- [2] Liu P., Fan L.Y., Hayat Q.et al., Research on key factor and theirs interaction effects of electromagnetic force of high speed solenoid valve, Scientific World Journal, 2014, 5.
- [3] Liu Q., Bo H., and Qin B., Optimization of direct action solenoid valve base on CloudPSO, Annals of Nuclear Energy, 2013, 53, p.299-308.
- [4] Shin Y.O., Lee S.H., Choi C.H. *Shape optimization to minimize the response time of direct-acting solenoid*, Journal of Magnetics, 2015, 20, p. 193-200.
- [5] Грехов Л.В., Щепетков Н.А. *Рассчетное исследование процессов в* электромагнитном приводе форсунки. Экспертное мнение: сб. статей. межд. науч.-практ. конф. Пенза: Наука и просвещение, 2017, ч.1, 256 с.
- [6] Salvador F.J., Marti-Aldaravi P. *An investigation on the dynamic behavior at different temperatures of a solenoid operated common rail ballistic injector by means of a one dimensional model*, SAE Paper, 2014-01-1089.
- [7] Salvador F.J., Gimeno J., Morena J. De Using one-dimensional modeling to analyze the influence of the use of biodiesel on the dynamic behavior of solenoid-operated injector in common rail systems: results of the simulations and discussion, Energy Conversion & Management, 2012, 54, p.122-132.
- [8] Sun Z.Y., Li G.X., Wang L. et al. Effects of structure parameters on the stat-

ic electromagnetic characteristics of solenoid valve for an electronic unit pump, Energy Conversion & Management, 2016, 113, p.119-130.

- [9] Jaber SMA., *Energy and momentum considerations in an ideal solenoid*, *J Electromagnet*, Analysis and Applications, 2010, 2, p.169-173.
- [10] Miller J.I., Flack T.J., Cebon D., Modeling the magnetic performance of a fast pneumatic brake actuator, Journal of Dynamic Systems Measurement & Control, 2014, 136, p.729-736.
- [11] Liu P., Fan L.Y., Hayat Q. et al., Research on key factor and theirs interaction effects of electromagnetic force of high speed solenoid valve, Scientific World Journal, 2014, 5, ID567242.
- [12] Лохов С.Л., Сивкова А.П. Распределенная модель гистерезиса с вихревыми токами // Энергетика. 2007. №20. с. 27-31.
- [13] Jaafar M.F. *Magnetic Hysteresis Modeling and Numerical Simulation For Ferromagnetics*, IEEE Transactions on Magnetics, 2013, 45, p.516-523.
- [14] Кадочников А.И. Динамическое перемагничивание магнитопроводов из электротехнической стали под воздействием напряжения различной формы, Электричество, 2003, 9, с. 62-66.
- [15] Сайт <u>http://fuel-bmstu.ru/</u>. Проверено 2018.
- [16] Grekhov L., Mahkamov K., Kuleshov A. Optimization of Mixture Formation and Combustion in Two-stroke OP Engine Using Innovated Diesel Spray Combustion Model and Fuel System Simulation Software, SAE Intern. Tech. Pap. Ser., 2015, 20159328, 14 p.
- [17] Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливной аппаратуры современных дизелей, Издво Легион-Автодата, 2013, 292 с.
Моделирование системы автоматического

регулирования частоты вращения дизеля

В.А. Марков¹, Е.Ф. Поздняков², В.В. Фурман³, С.В. Плахов³,

А.Н. Зенкин¹

¹ МГТУ им. Н.Э. Баумана, ² ООО «Форант-Сервис», ³ ООО «ППП Дизельавтоматика»

Simulation of the Diesel Engine Rotational Speed Automatic Control System

V.A. Markov¹, E.F. Pozdnyakov², V.V. Furman³, S.V. Plakhov³,

A.N. Zenkin¹

¹ Bauman Moscow State Technical University, ² OOO «Forant-Service», ³ OOO «PPP Dizel'avtomatica»

Рассмотрены принципы регулирования частоты вращения коленчатого вала, реализуемые в двигателях внутреннего сгорания. Показаны преимущества пропорционально-интегрально-дифференциального (ПИД) принципа регулирования. Проведены расчетные исследования влияния структуры ПИД-регулятора на динамические показатели системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля. Объектом исследований являлся двигатель типа КамАЗ-740 дизель-генераторной установки мощностью 100 кВт. Исследованы переходные процессы разгонаторможения и наброса-сброса нагрузки. Получены переходные процессы этой системы регулирования при различных значениях коэффициентов пропорциональной, интегральной и дифференциальной составляющих ПИД-закона регулирования. Проведена оценка влияния этих коэффициентов на показатели качества процесса регулирования – продолжительность переходного процесса и перерегулирование.

<u>Ключевые слова</u>: двигатель внутреннего сгорания, дизельный двигатель, система автоматического регулирования частоты вращения, ПИДрегулятор The crankshaft rotation speed control principles realized in internal combustion engines are considered. The advantages of the proportional-integraldifferential (PID) control principle is shown. A calculation research of the PID controller structure influence on dynamic characteristics of the diesel engine rotational speed automatic control system is carried out. The object of the research was a KamAZ-740 engine of a diesel-generator set with a power of 100 kW. The transient processes of acceleration-inhibition and load-dropping are investigated. Transient processes of this control system are obtained for different values of the proportional, integral and differential components of the PID control law. The influence of these coefficients on the quality indicators of the regulatory process - the duration of the transient process and overshoot - was estimated.

<u>Keywords:</u> internal combustion engine, diesel engine, rotational speed automatic control system, PID-controller

введение

Непременным условием достижения современных показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является дальнейшее совершенствование их систем автоматического регулирования и управления (САР и САУ) [1, 2]. Одной из основных систем дизелей является САР частоты вращения, которая обеспечивает поддержание заданного скоростного режима работы силовой установки и осуществляет ряд дополнительных функций [3, 4, 5]. Конструктивные особенности этой системы и ее параметры предопределяют такие важнейшие показатели работы дизеля, как максимальные мощность и крутящий момент, динамические и пусковые качества, топливная экономичность и токсичность отработавших газов (ОГ). Для достижения наилучших показателей дизеля необходимо определить оптимальные структуру и основные параметры САР частоты вращения.

Наиболее жесткие требования к постоянству частоты вращения коленчатого вала ДВС предъявляются в электроагрегатах (в дизельгенераторных установках — ДГУ), вырабатывающих переменный электрический ток. Этим обеспечиваются требования нормативных документов (ГОСТ или ТУ) к частоте вырабатываемого ДГУ переменного электрического тока. Поэтому очень важно точно поддерживать скоростной режим работы дизеля независимо от внешних нагрузок. Наиболее известными системами автоматического регулирования частоты вращения дизелей являются системы, работающие по принципу Ползунова-Уатта (по отклонению регулируемого параметра или по сигналу ошибки регулирования) [4, 6, 7]. Такой регулятор, называемый П-регулятором, формирует регулирующее воздействие $\mu_{\Pi} = k_{\Pi} \cdot x$, пропорциональное ошибке регулирования x (где $k_{\Pi} \cdot$ коэффициент пропорциональной составляющей закона регулирования). Ошибка регулирования *x* определяется в виде разницы x = g - y, где g - 3aдающее воздействие, характеризующее требуемое значение регулируемого параметра, у – его действительное значение. Наряду с известными преимуществами П-регуляторов (простота реализации, универсальность регулирования) они обладают и определенными недостатками – системы регулирования с П-регуляторами не всегда обеспечивают необходимые статические и динамические показатели дизеля.

Для улучшения статических показателей САР (для обнуления статической ошибки регулирования x_{cT}) в закон регулирования П-регулятора вводят интегральную составляющую в виде накапливаемой во времени ошибки регулирования, т.е. $\mu_{u} = k_{u} \int x(t) dt$. Такой комбинированный регулятор называют пропорционально-интегральным (ПИ-регулятор). С целью улучшения динамических показателей САР (сокращения продолжительности переходных процессов, уменьшения перерегулирования) в закон регулирования П-регулятора вводят дифференциальную составляющую в виде производной от текущего значения регулируемого параметра *y*, т.е. $\mu_{\pi} =$

 $k_{\pi} dy/dt$ или $\mu_{\pi} = k_{\pi} dx/dt$. Такой комбинированный регулятор называют пропорционально-дифференциальным (ПД-регулятор). Одновременно введение в закон регулирования интегральной и дифференциальной составляющих приводит к формированию пропорционально-интегральнодифференциального (ПИД) закона регулирования в виде $\mu_{\text{пид}} = k_{\pi} x(t) + k_{\mu} \int x(t) dt + k_{\pi} dx/dt$. 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. Структурная схема САР с ПИД-регулятором: 1, 2 – объект регулирования (дизель); 3 – сумматор; 4 – регулятор частоты вращения (ПИД-регулятор); 5, 6, 7 – П-, И-, Д-регуляторы; 8 – линия главной отрицательной обратной связи; 9 – сравнивающий элемент (сумматор); g, f, μ – задающее, возмущающее, регулирующее воздействия; x – сигнал ошибки; y – регулируемый параметр; y_{oc} – сигнал обратной связи

ПИД-регулятор был изобретен еще в 1910 году [7]. В 1942 г. Зиглер и Никольс разработали методику его настройки. После появления микропроцессоров в 1980-х годах развитие ПИД-регуляторов происходит нарастающими темпами. Сегодня ПИД-регулятор является наиболее распространенным типом регуляторов. Порядка 90-95 % регуляторов, находящихся в настоящее время в эксплуатации, используют ПИД-алгоритм. Причинами столь высокой популярности этих регуляторов являются простота построения и функционирования, пригодность для решения большинства практических задач и низкая стоимость [8, 9, 10].

Применительно к системам регулирования транспортных и автотракторных дизелей, а также двигателей других типов, продолжаются исследования по использованию ПД-регуляторов [11], ПИ-регуляторов [12], различных модификаций ПИД-регуляторов [13]. Но все-таки реализация традиционного ПИД-регулирования стала своего рода стандартом. Проводятся исследования влияния структуры и параметров ПИД-регулятора на статические и динамические показатели системы автоматического регулирования (САР) дизеля.

В частности, в работе [4] приведены результаты исследования динамических свойств САР стационарного дизеля типа Д-6 (6 ЧН 15/18), оснащенного электронным ПИД-регулятором с цифровым вычислительным блоком и электрогидравлическим исполнительным механизмом. В качестве исследуемых параметров выбраны коэффициенты k_{π} , k_{μ} , k_{π} составляющих ПИД-закона регулирования. Исследования показали, что в переходном процессе наброса полной нагрузки наиболее приемлемо значение коэффициента дифференциальной составляющей $k_{\pi} = 1$. Характеристики, представленные на рис. 2 и полученные при таком k_{π} и изменении k_{π} в диапазоне от 1 до 20, показали, что влияние k_{μ} наиболее выражено при небольших значениях k_{π} . Начиная с $k_{\pi} = 10$, влияние интегральной составляющей становится малозаметным. Величина перерегулирования (заброса регулируемого параметра в переходном процессе) сравнительно слабо не зависит от значений коэффициентов k_{π} , k_{μ} , k_{π} . По результатам расчетов были выбраны следующие значения коэффициентов $k_{\pi} = 20$, $k_{\mu} = 0$, $k_{\pi} = 1$.



Рис. 2. Зависимость времени переходного процесса t_{Π} наброса полной нагрузки дизеля типа Д-6 (6 ЧН 15/18) от коэффициента k_{Π} ПИД-закона регулирования при $k_{\pi} = 1$ и различных значениях коэффициента $k_{\mu} : 1 - k_{\mu} = 0; 2 - 0,5; 3 - 1,0; 4 - 2,0$

ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ САР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДИЗЕЛЯ

При исследованиях динамических качеств САР и САУ могут быть использованы различные методы: расчеты переходных процессов с использованием линейных и нелинейных математических моделей, построение частотных характеристик, получение и анализ логарифмических частотных характеристик, методы оптимизации и др. [4, 6, 14, 15]. Следует отметить, что совершенствование САР частоты вращения дизеля целесообразно проводить расчетно-экспериментальным путем. Он основан на использовании методов математического моделирования, позволяющих сократить временные и материальные затраты при проведении исследовательских работ. Математическое описание САР может быть весьма разнообразно.

Приведенные на рис. 2 данные получены при использовании нелинейной математической модели САР дизеля и проведении расчетных исследований. При этом оценка влияния коэффициентов усиления пропорциональной $k_{\rm n}$, интегральной $k_{\rm u}$ и дифференциальной $k_{\rm d}$ составляющих ПИД-закона регулирования на показатели качества процесса регулирова-

ния проведена путем расчета переходного процесса при различном сочетании значений коэффициентов $k_{\rm n}$, $k_{\rm u}$ и $k_{\rm g}$.

В проведенном исследовании математическое моделирование проводилось с использованием программного комплекса (ПК) Multisim 12.0, разработанного компанией National Instruments [16, 17]. Этот ПК позволяет проводить компьютерное моделирование и анализ электронных устройств различного типа с использованием линейных и нелинейных математических моделей. Выбор программного комплекса Multisim для проведения расчетных исследований был обусловлен тем, что основные элементы исследуемой САР – все электронные датчики режимных параметров двигателя, электронный блок управления (ЭБУ) и исполнительный механизм (ИМ) являются электронными устройствами. Несмотря на то, что объект регулирования (дизель) не является электронным устройством, он также хорошо моделируется в среде ПК *Multisim* с использованием передаточных функций апериодического звена первого порядка $W_{ol}(p) = k_{ol} / (T_o p + 1)$ и $W_{o2}(p) = k_{o2} / (T_o p + 1)$, см. рис. 1. В качестве передаточных функций составляющих ПИД-регулятора выбраны передаточные функции идеального усилительного звена $W_{\rm II}(p) = k_{\rm II}$, идеального интегрирующего звена $W_{\rm II}(p) =$ k_{μ}/p , идеального дифференцирующего звена $W_{\pi}(p) = k_{\pi} \cdot p$, см. рис. 1.

В качестве объекта исследования выбрана дизель-генераторная установка мощностью 100 кВт, в которой в качестве первичного двигателя использовался дизельный двигатель типа КамАЗ-740 (8 ЧН 12/12). Электронный блок управления САР выполнен на микропроцессорной элементной базе, в качестве исполнительного механизма применен поворотный электромагнит, охваченный местной обратной связью (ОС). Модели элементов САР уточнялись по результатам фактических испытаний, что позволило получить высокую сходимость результатов моделирования с экспериментальными данными. Структурная схема этой САР частоты вращения коленчатого вала двигателя с ПИД-регулятором показана на рис. 3.



Рис. 3. Структурная схема САР частоты вращения коленчатого вала дизельного двигателя дизель-генераторной установки: ДВС – двигатель внутреннего сгорания; ТНВД – топливный насос высокого давления; ДЧВ – датчик частоты вращения; ДПР – датчик положения рейки

Достижение наилучших показателей качества процесса регулирования рассматриваемой САР возможно лишь при выборе ее оптимальной структуры и параметров. В связи с этим, проведено исследование влияния коэффициентов усиления пропорциональной $k_{\rm n}$, дифференциальной $k_{\rm d}$ и интегральной $k_{\rm u}$ составляющих ПИД-закона регулирования на характер переходного процесса, а также влияния на переходные процессы скорости изменения задания частоты вращения и введение нелинейности в структуру системы регулирования.

В ряде работ [12, 18] предложено вместо традиционного ПИДрегулятора использовать ПИ-регулятор, т.е. принять $k_{\rm d} = 0$. Проблема состоит в том, что при резком изменении задания угловой скорости вращения $\omega_{\rm d}$ производная dx / dt (ошибка регулирования $x = \omega_{\rm d}$ треб. - $\omega_{\rm d}$ действ.) стремится к бесконечности. Поэтому необходимо ограничивать интенсивность роста задания угловой скорости (или частоты вращения) вала двигателя. Результаты моделирования системы автоматического регулирования дизеля при варьировании скоростью изменения задания частоты вращения представлены на рис. 4-7. Переходные процессы на этих рисунках получены при оптимизированных значениях коэффициентов усиления пропорциональной $k_{\rm n}$, дифференциальной $k_{\rm d}$ и интегральной $k_{\rm u}$ составляющих ПИДзакона регулирования.

По рис. 4 и 5 следует отметить, что в рассматриваемых переходных процессах разгона-торможения двигателя при быстром изменении задания требуемой частоты вращения – с интенсивностью $d\omega_{\rm д}$ _{треб.} / dt = 200000 мин¹/сек применение ПИД-регулятора позволяет получить более качественные переходные процессы (с меньшими продолжительностью и колебательностью) по сравнению с ПИ-регулятором. Причем, это отмечается в переходных процессах разгона-торможения и при постоянной нулевой нагрузке на генератор (рис. 4), и при постоянной 100%-ной нагрузке на генератор (рис. 5). В этих случаях наличие дифференциальной составляющей ПИД-закона регулирования позволяет стабилизировать рассматриваемые переходные процессы.



Рис. 4. Переходные процессы в САР, вызванные изменением задания частоты вращения с крутыми фронтами (скорость изменения задания —

200000 мин¹/сек), при постоянной нулевой нагрузке на генератор и различной структурой регулятора: $a - \Pi U \square$ -регулятор - $k_{\Pi} = 12$, $k_{\mu} = 57$, $k_{\pi} = 3$; $\delta - \Pi U$ -регулятор - $k_{\Pi} = 7$, $k_{\mu} = 10$, $k_{\pi} = 0$. Для графиков на рис. 4-7, 9: ----интенсивность изменения угловой скорости вращения коленчатого вала $d\omega/dt$; ----- положение дозирующей рейки ТНВД; ----- задание частоты вращения; ----- частота вращения двигателя (сверху вниз)



Рис. 5. Переходные процессы в САР, вызванные изменением задания частоты вращения с крутыми фронтами (скорость изменения задания -200000 мин¹/сек), при постоянной 100%-ной нагрузке на генератор и различной структурой регулятора: $a - \Pi U Д$ -регулятор - $k_{\Pi} = 12$, $k_{\mu} = 57$, $k_{\pi} = 3$; $\delta - \Pi U$ -регулятор - $k_{\Pi} = 7$, $k_{\mu} = 10$, $k_{\mu} = 0$

При более жестком ограничении скорости изменения задания требуемой частоты вращения $d\omega_{\rm д}$ треб. – с интенсивностью $d\omega_{\rm д}$ треб. / dt = 400 мин¹/сек различия в переходных процессах разгона-торможения двигателя с ПИД- и с ПИ регулятором становятся менее заметными (рис. 6 и 7). Но и в этом случае применение ПИД-регулятора обеспечивает лучшее качество переходных процессов по сравнению с ПИ-регулятором. Причем, это справедливо и для случая постоянной нулевой нагрузки на генератор (рис. 6), и для случая постоянной 100%-ной нагрузки на генератор (рис. 7).



Рис. 6. Переходные процессы в САР, вызванные изменением задания частоты вращения с ограничением скорости изменения задания - 400 мин¹/сек при постоянной нулевой нагрузке на генератор и различной структурой регулятора: $a - \Pi U \square$ -регулятор - $k_{\Pi} = 12$, $k_{\mu} = 57$, $k_{\Xi} = 3$; $\delta - \Pi U$ регулятор - $k_{\Pi} = 7$, $k_{\mu} = 10$, $k_{\Xi} = 0$



Рис. 7. Переходные процессы в САР, вызванные изменением задания частоты вращения с ограничением скорости изменения задания - 400 мин¹/сек при постоянной 100%-ной нагрузке на генератор и различной структурой регулятора: $a - \Pi U Д$ -регулятор - $k_{\Pi} = 12$, $k_{\mu} = 57$, $k_{\pi} = 3$; $\delta - \Pi U$ регулятор - $k_{\Pi} = 7$, $k_{\mu} = 10$, $k_{\mu} = 0$

Известно, что при широком диапазоне изменения регулируемого параметра – угловой скорости вращения коленчатого вала ω_д в переходном процессе использование линейных математических моделей может приводить к значительным погрешностям расчета переходных процессов [3, 4, 19, 20]. Поэтому для рассмотренных выше переходных процессов разгонаторможения целесообразнее использовать нелинейные математические модели. В исследуемой САР одной из наиболее значимых нелинейностей является нелинейная зависимость цикловой подачи топлива от положения дозирующего органа – рейки ТНВД (рис. 8). В связи с этим, проведена оценка влияния этой нелинейности на качество процесса регулирования.



Рис. 8. Зависимости цикловой подачи топлива от положения дозирующего органа – рейки ТНВД: ----- линейная характеристика; ----- нелинейная характеристика

Сравнение переходных процессов разгона-торможения в САР, вызванных изменением задания частоты вращения с крутыми фронтами (скорость изменения задания — 200000 мин¹/сек), при постоянной нулевой нагрузке на генератор и использовании ПИ-регулятор с коэффициентами $k_{\rm n} = 7, k_{\rm u} = 10, k_{\rm g} = 0$ показывает, что учет нелинейной характеристики топливоподачи позволяет получить переходный процесс (рис. 9,*a*) с меньшими продолжительностью и колебательностью по сравнению с переходным процессом, полученным при линейной характеристике топливоподачи (рис. 4, δ). Такой же вывод сделан и по результатам сравнения аналогичного переходного процесса при учете нелинейной характеристики топливоподаии (рис. 9, δ) и использовании линейной характеристики топливоподачи (рис. 5, δ) в случае постоянной 100%-ной нагрузки на генератор, но здесь различия переходных процессов менее выражены.



Рис. 9. Переходные процессы в САР, вызванные изменением задания частоты вращения с ограничением скорости изменения задания - 200000 мин¹/сек при постоянной нулевой (*a*) и постоянной 100%-ной нагрузке на генератор (*б*) с ПИ-регулятором с $k_{\rm n} = 7$, $k_{\rm u} = 10$, $k_{\rm g} = 0$

Для дизелей ДГУ более характерными являются переходные процессы наброса-сброса нагрузки [4]. Эти процессы отличаются существенно меньшим диапазоном изменения регулируемого параметра – угловой скорости вращения коленчатого вала ω_{π} . Но и в этих переходных процессах структура регулятора частоты вращения (значения коэффициентов k_{π} , k_{μ} , k_{μ}) оказывает влияние на качество процесса регулирования. При этом переходные процессы дизеля с ПИД-регулятором (рис. 10,*a*) имеют меньшие продолжительность и колебательность, чем у дизеля с ПИ-регулятором (рис. 10, б). Использование ПИД-регулятора с коэффициентами $k_{\pi} = 12$, $k_{\mu} = 57$, $k_{\pi} = 3$ обеспечивает продолжительность переходного процесса наброса полной нагрузки $t_{\pi} = 5$ с и перерегулирование (провал частоты вращения в переходном процессе) $\sigma = 7\%$, что соответствует требованиям ГОСТ Р 55231-2012 к САР третьего класса точности ДВС [21].



Рис. 10. Переходные процессы в САР, вызванные изменением нагрузки на генератор от 0 до 100 %, при постоянной заданной частоте вращения n = 1500 мин¹ и различной структуре регулятора: $a - \Pi U Д$ -регулятор - $k_{\Pi} = 12$, $k_{\mu} = 57$, $k_{\Lambda} = 3$; $\delta - \Pi U$ -регулятор - $k_{\Pi} = 7$, $k_{\mu} = 10$, $k_{\Lambda} = 0$; ----- интенсивность изменения угловой скорости вращения коленчатого вала $d\omega/dt$; ----- положение дозирующей рейки ТНВД; ----- нагрузка генератора; ----- частота вращения двигателя

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Наличие дифференциальной составляющей ПИД-закона регулирования заметно улучшает качество переходных процессов разгонаторможения и наброса-сброса нагрузки – уменьшает продолжительность этих переходных процессов и колебательность САР.

2. Ограничение скорости изменения задания частоты вращения коленчатого вала двигателя приводит к улучшению качества переходных процессов разгона-торможения.

3. Учет нелинейной характеристики топливоподачи (зависимости цикловой подачи топлива от положения дозирующего органа – рейки ТНВД) улучшает качество переходных процессов в САР.

ЛИТЕРАТУРА

[1] Системы управления дизельными двигателями: Перевод с немецкого. Первое русское издание. М.: ЗАО «КЖИ За рулем», 2004. 480 с.

[2] Системы управления бензиновыми двигателями: Перевод с немецкого. Первое русское издание. М.: ЗАО «КЖИ «За рулем», 2005. 432 с.

[3] Машиностроение. Энциклопедия. Том IV. Двигатели внутреннего сгорания / Л.В. Грехов, Н.А. Иващенко, В.А. Марков и др. Под ред. А.А. Александрова, Н.А. Иващенко. М.: Машиностроение, 2013. 784 с.

[4] Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А. Системы топливоподачи и управления дизелей: Учебник для ВУЗов. Второе издание. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2005. 344 с.

[5] Пинский Ф.И., Давтян Р.И., Черняк Б.Я. Микропроцессорные системы управления автомобильными двигателями внутреннего сгорания. М.: Изд-во «Легион-Автодата», 2001. 136 с.

[6] Крутов В.И. Автоматическое регулирование и управление двигателей внутреннего сгорания. М.: Машиностроение, 1989. 416 с.

[7] Марков В.А., Фурман В.В., Бебенин Е.В. Совершенствование системы регулирования частоты вращения дизельного и газодизельного двигателей // Автогазозаправочный комплекс + альтернативное топливо. 2016. № 4. С. 12-29.

[8] Денисенко В.В. ПИД-регуляторы: принципы построения и модификации // Современные технологии автоматизации. 2006. № 4. С. 66-74. 2007. № 1. С. 90-98.

[9] Денисенко В.В. ПИД-регуляторы: вопросы реализации // Современные технологии автоматизации. 2007. № 4. С. 86-97.

[10] Кутрубас В.А., Сычева Е.Е. Эффективный ПИД-регулятор // Промышленные АСУ и контроллеры. 2013. № 5. С. 60-65.

[11] Марков В.А., Поздняков Е.Ф., Шленов М.И. Система автоматического регулирования частоты вращения коленчатого вала дизеля // Автомобильная промышленность. 2007. № 10. С. 12-14. [12] Боковиков А.Н., Кузнецов А.Г. Результаты полунатурного моделирования режимов работы автомобильного дизеля // Грузовик. 2009. № 12. С. 15-17.

[13] Хрящев Ю.Е., Тихомиров М.В., Епанешников Д.А. Алгоритмы управления двигателями внутреннего сгорания: монография. Ярославль: Изд-во ЯГТУ, 2014. 204 с.

[14] Баркин А.И., Воронов Е.М., Коньков В.Г. и др. Методы классической и современной теории автоматического управления: учебник в 5-ти томах. Т. 1: Математические модели, динамические характеристики и анализ систем автоматического управления // Под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егупова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 656 с.

[15] Баркин А.И., Зайцев А.В., Канушкин С.В. и др. Методы классической и современной теории автоматического управления: учебник в 5-ти томах. Т. 5: Методы современной теории автоматического управления // Под ред. К.А. Пупкова, Н.Д. Егупова. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. 784 с.

[16] Шегал А.А. Применение программного комплекса *Multisim* для проектирования устройств на микроконтроллерах: Лабораторный практикум. Екатеринбург: Изд-во Уральского университета, 2014. 118 с.

[17] Бесперстов Э.А. Исследование логических схем с использованием программного комплекса Multisim: Кабораторный практикум. СПб.: Изд-во Балтийского государственного технического университета, 2006. 64 с.

[18] Боковиков А.Н. Использование турброкомпрессора с турбиной изменяемой геометрии для повышения экологических и экономических показателей дизеля: Дис. ... к.т.н.: 05.04.02 – тепловые двигатели. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2011. 171 с.

[19] Попов Е.П. Теория линейных систем автоматического регулирования и управления. М.: Наука, 1989. 304 с.

[20] Попов Е.П. Теория нелинейных систем автоматического регулирования и управления. М.: Наука, 1988. 256 с.

[21] ГОСТ Р 55231-2012 «Системы автоматического регулирования частоты вращения (САРЧ) судовых, тепловозных и промышленных двигателей внутреннего сгорания. Общие технические условия». М.: Изд-во Стандартов, 2012. 14 с.

Организация ступенчатой характеристики впрыскивания управлением электрическим импульсом, поступающим на электромагнит форсунки аккумуляторной топливной системы М.Г. Шатров, Л.Н. Голубков, А.Ю. Дунин, П.В. Душкин Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ)

Providing of boot-type injection rate shape by electric impulse control of common rail injector

M.G. Shatrov, L.N. Golubkov, A.U. Dunin, P.V. Dushkin

Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI)

Для эффективного снижения уровня шума и содержания оксидов азота в отработавших газах дизелей применяют многостадийное впрыскивание в сочетании с управлением передним фронтом основного впрыскивания. В Московском автомобильно-дорожном государственном техническом университете (МАДИ) предложен способ управления формой дифференциальной характеристики впрыскивания электрическим импульсом, который подается на электромагнит управляющего клапана форсунки аккумуляторной электрогидравлической топливной системы. Проведен расчетно-экспериментальный анализ возможности организации ступенчатого переднего фронта характеристики впрыскивания (ступенчатое впрыскивание). Исследованы электрогидравлические форсунки (ЭГФ) трех наиболее применяемых конструкций: ЭГФ №1 – управляющий клапан с запорным конусом и поршеньком; ЭГФ №2 – управляющий клапан с плоским запором и игла, не перекрывающая слив при нахождении в крайнем верхнем положении; ЭГФ №3 с частичным перекрытием слива топлива, расходуемого на управление. Показано, что трение в паре поршенек управляющего клапана – направляющая поверхность ЭГФ №1 затрудняет реализацию ступенчатого переднего фронта характеристики впрыскивания вследствие его сглаживания. ЭГФ №2 и ЭГФ №3 обеспечивают ступенчатое впрыскивание при различных

давлениях в топливном аккумуляторе. На примере ЭГФ №3 показано, что нестабильность топливоподачи при ступенчатом впрыскивании сопоставима с нестабильностью предварительного впрыскивания топлива, которое широко применяется при организации рабочего процесса дизелей с аккумуляторными топливными системами типа Common Rail.

<u>Ключевые слова</u>: электрогидравлическая форсунка, аккумуляторная топливная система, управление формой характеристики впрыскивания топлива

For effective decrease of nitrogen oxide content in exhaust gases and noise level of diesel engines, a multistage fuel injection combined with control of the front edge shape of the main injection is used. In the Moscow Automobile and Road Construction State Technical University (MADI), a method of control of injection rate shape using an electric impulse was proposed which is applied to the electromagnet of the control valve of the injector of the Common Rail fuel system. A computational and experimental analysis of the possibility of boot-type injection rate shape is carried out. The studies involved common rail injector (CRI) of the three most used designs: CRI No1, characterized control valve with shut-off cone and piston; CRI No2, where consist of the flat-lock control valve and the needle, which not overlapping drain, in needle highest position; CRI N_{23} , which partially overlapping drain. For CRI №1 is shown that the friction in the pair of control valve pistons-the guide surface complicates the implementation of the boot-type injection rate as a consequence of its smoothing. EGF №2 and CRI №3 provide boot-type injection rate at different pressures in the fuel accumulator. On the example of CRI N_{23} it is shown that the instability of fuel supply during boot-type injection rate is comparable with the instability of fuel pre-injection, which is widely used in the organization of the Common Rail diesel engines working process.

<u>Keywords</u>: common rail electro-hydraulic injector, common rail fuel system, injection rate shaping

Введение

Преимущества аккумуляторной топливной системы (ATC) типа Common Rail с электрогидравлическими форсунками и электронным управлением объясняется разделением функций получения высокого давления и впрыскивания топлива. ATC также позволяет осуществлять: дробное впрыскивание; гибкое регулирование угла опережения впрыскивания, давления впрыскивания и количества впрыскиваний за цикл. С применением ATC упрощаются задачи отключения цилиндров и циклов, управления работой системы нейтрализации отработавших газов, а также диагностирование датчиков и исполнительных устройств.

Дальнейшее ужесточение экологических правил и стандартов для дизелей создает предпосылки для совершенствования АТС. Одно из таких направлений развития АТС – обеспечение требуемой формы переднего фронта характеристики впрыскивания.

Ступенчатый передний фронт характеристики позволяет на ряде режимов работы дизеля снизить скорость нарастания и максимальное давление в цилиндре, что позволяет уменьшить вредные выбросы с отработавшими газами и снизить уровень шума.

Цель настоящего исследования заключается в сравнении ряда конструкций электрогидравлических форсунок (ЭГФ) с точки зрения возможности организации ступенчатого впрыскивания топлива.

Объекты исследования

В качестве объектов исследования приняты три схемы современных ЭГФ, которые отличаются следующими конструктивными особенностями.

Отличительная особенность конструкции ЭГФ №1, приведенной на рисунке 1 – конструкция управляющего клапана 2, включающая запорный конус 13 с внутренним диаметром 2 мм и поршенек 12 с диаметром 2 мм.

Данная конструкция ЭГФ используется фирмой Delphi и Алтайским заводом прецизионных изделий (АЗПИ).

На рисунке 2 представлена конструктивная схема ЭГФ №2, которая отличается конструкцией управляющего клапана 3 с плоским запором, а также тем, что при нахождении в верхнем положении торец иглы 8 не Схема ЭГΦ <u>№</u>2 реализована перекрывает СЛИВ. В форсунке ПЛТД.387442.20.00, разработанной Проблемной лаборатории В транспортных двигателей МАДИ совместно с Ногинским заводом топливной аппаратуры (НЗТА).

Конструкция ЭГФ №3 (рисунок 3) является одной из самых распространенных конструкций, которая, например, реализована в ЭГФ фирмы Bosch CRI 2.2. Основная особенность ЭГФ №3 – частичное перекрытие слива топлива расходуемого на управление. Диаметр выступа на поршне 5 мультипликатора подобран таким образом, чтобы слив топлива управление В течение впрыскивания периодически на конструкция перекрывался И затем открывался. Такая позволяет существенно снизить расход топлива на управление ЭГФ.

Результаты расчетного исследования

Для расчета влияния сил трения $F_{\rm Tp}$, возникающих в ЭГФ №1, при движении поршенька управляющего клапана были использованы данные, приведенные в работе [1]. Эти данные были получены для иглы распылителя. Результаты расчета показали, что ступенчатый передний фронт характеристики впрыскивания полностью сглаживается при коэффициенте трения $k_{\rm Tp}$ =60 Hc/м (давление в топливном аккумуляторе $p_{\rm ark}$ =100 МПа) и при $k_{\rm Tp}$ =50 Hc/м ($p_{\rm ark}$ =160 МПа).



Рис. 1. Конструктивная схема ЭГФ №1:

1 – электромагнит; 2 – управляющий клапан; 3 – корпус; 4 – управляющая камера; 5 – игла; 6 – подыгольный объем; 7, 10 – пружины; 8 – выпускной жиклер; 9 – впускной жиклер; 11 – внутренний объем; 12 – поршенек управляющего клапана; 13 – запорный конус управляющего клапана



Рис. 2. Конструктивная схема ЭГФ №2:

1, 7 – пружины; 2 – электромагнит; 3 – управляющий клапан; 4 – выпускной жиклер; 5 – управляющая камера; 6 – корпус ЭГФ; 8 – игла; 9 – наполнительный жиклер; 10 – внутренний объем ЭГФ; 11 – подыгольный объем



Рис. 3. Конструктивная схема ЭГФ №3:

1 – электромагнит; 2 – управляющий клапан; 3 – корпус ЭГФ; 4 – наполнительный жиклер; 5 – поршень мультипликатора; 6 – внутренний объем ЭГФ; 7 – игла распылителя; 8 – подыгольный объем; 9, 12 – пружины; 10 – выпускной жиклер; 11 – управляющая камера

Доказана возможность реализации при *p*_{ак}=200 МПа с применением ЭГФ №2 ступенчатой характеристики впрыскивания топлива с помощью формирования как одного, так и двух предварительных импульсов.

Результаты экспериментального исследования

Стенд для испытания аккумуляторных топливных систем и измерительная система описаны в работе [2].

Цель экспериментального исследования конструкции ЭГФ №1 – стабильности формирования ступенчатой характеристики оценка впрыскивания по сравнению co стабильностью формирования Для предварительного впрыскивания. проведения исследований использована форсунка производства АЗПИ, выполненная по схеме, изображенной на рисунке 1.

Продолжительности управляющих импульсов тока и интервалов между ними при формировании ступенчатой характеристики

впрыскивания приведены в таблице 1, где: τ_{имп1}, τ_{имп2}, τ_{имп3} – длительности, соответственно, первого, второго и третьего управляющих импульсов; Δτ₁₋₂, Δτ₂₋₃ – интервалы, соответственно, между первым и вторым, вторым и третьем управляющими импульсами.

Таблица 1

Продолжительности управляющих импульсов и интервалов между ними, задаваемых при испытании ЭГФ №1, в случае формирования ступенчатой характеристики впрыскивания

Параметр	<i>р</i> _{ак} , МПа	$\tau_{\rm MMII}$, MC	$\Delta \tau_{1-2}$, MC	$\tau_{\rm MMII2}$, MC	Δτ2-3, мс	τимп3, мс
Значение	150	0,35	0,27	0,33	0,43	1,9

Оценка стабильности цикловых подач с предварительным впрыскиванием ЭГФ №1 показала колебания значений цикловых подач Q_{II} от 0,81 до 8,7%. При ступенчатой характеристике впрыскивания разброс Q_{II} между замерами составил 22,5% (от 436,8 до 550,4 мг). Такой увеличенный (по сравнению с применением предварительного впрыскивания) разброс объясняется наличием в конструкции ЭГФ №1 управляющего клапана с поршеньком 12 (рисунок 1). Нестабильность трения в соединении поршенек – направляющая поверхность приводит к нестабильному движению управляющего клапана и, как следствие, к изменению формы переднего фронта характеристики и времени окончания впрыскивания топлива.

Результаты исследований показали, что ЭГФ №2 при $p_{a\kappa} = 200$ МПа в отличие от ЭГФ №1, позволяет формировать сравнительно устойчивую ступенчатую характеристику впрыскивания топлива.

Для анализа стабильности формы характеристики впрыскивания при применении конструкции ЭГФ №3 (рисунок 3), выбраны три режима работы форсунки CRI2.2, представленные в таблице 2.

Таблица 2

Продолжительности управляющих импульсов и интервалов между

№ режима	τ _{имп1} , мс	Δau_{1-2} , мс	τ _{имп2} , мс	$\Delta \tau_{2-3}$, MC	τ _{имп} з, мс
1	0,25	1,30	0,15	1,30	0,50
2	0,25	1,12	0,50	_	_
3	0,15	6,00	0,70	_	_

ними, задаваемых при испытании ЭГФ №3

В таблице 2: режим №1 – ступенчатая характеристика впрыскивания, сформированная при двух предварительных и основном управляющих импульсах; режим №2 – ступенчатая характеристика впрыскивания, полученная при одном предварительном и основном управляющих импульсах; режим №3 – многоразовое впрыскивание (предварительное и основное).

На каждом режиме работы ЭГФ №3 проведено три регистрации характеристики впрыскивания, по которым были рассчитаны величины цикловых подач (в таблице 3: Q_{u1} , Q_{u2} и Q_{u3} соответственно).

Таблица 3

№ режима	<i>р</i> _{ак} , МПа	$Q_{ m II}$, мг	$Q_{ m II2},$ мг	$Q_{ m II}$ 3, мг
1	100	128,7	132,2	113,3
2	150	161,4	144,7	141,9
3	100	96,9	88,2	92,8

Давления в аккумуляторе (p_{ak}) и цикловые подачи (Q_{μ}) ЭГФ №3

Межцикловая нестабильность на режиме №1 (таблица 3) составляет 18,9 мг (15,1%); на режиме №2 – 19,5 мг (13,06%). При этом межцикловая нестабильность характерна также и для режима №3 с предварительным и основным впрыскиваниями (таблица 3): 8,7 мг (9,4%).

Исследования все трех конструкций ЭГФ проводились с использованием системы управления, разработанной в МАДИ [3], которая обеспечивает формирование управляющего импульса с точностью до ±5мкс. Системы управления используемые в большинстве серийных автомобильных дизелей обеспечивают точность до ±1 мкс.

Для оценки влияния точности формирования управляющих импульсов проведено расчетное сравнительное исследование на примере ЭГФ №1 при $F_{\rm rp}$ =0, $p_{\rm ak}$ =160 МПа. Оценивалось влияние точности формирования управляющих импульсов на максимально возможное отклонение $\delta_{\rm max}$ цикловой подачи $Q_{\rm q}$. При точности управления ±1 мкс величина $Q_{\rm q}$ колебалась в пределах 298,9 – 300,3 мг, что составляет $\delta_{\rm max}$ = 0,47%. В случае точности управления ±5мкс колебания $Q_{\rm q}$ составили от 295,15 до 302,51 мг, т.е. $\delta_{\rm max}$ = 2,38%. Обе точности позволили сохранить ступенчатую форму переднего фронта характеристики впрыскивания топлива.

Благодарность

Прикладные научные исследования и экспериментальные разработки, рассмотренные в данной статье, проведены при финансовой поддержке государства в лице Министерства образования и науки Российской Федерации по соглашению № 14.580.21.0002 от 27.07.2015 г. Уникальный идентификатор ПНИЭР: RFMEFI58015X0002.

Выводы

1. Проведен расчетно-экспериментальный анализ возможности организации ступенчатого впрыскивания при использовании электрогидравлических форсунок (ЭГФ) трех основных применяемых конструкций: ЭГФ №1 (конструкция Delphi и АЗПИ), отличающаяся управляющим клапаном с запорным конусом и поршеньком; ЭГФ №2 (конструкция МАДИ-НЗТА модели ПЛТД.387442.20.00), отличающаяся управляющим клапаном с плоским запором и иглой, не перекрывающей слив при нахождении в крайнем верхнем положении; ЭГФ <u>№</u>3

(конструкция фирмы Bosch модели CRI 2.2) с частичным перекрытием слива топлива расходуемого на управление.

2. Ступенчатый передний фронт ЭГФ №1 может сглаживаться при достижении величины коэффициента трения в соединении поршенек управляющего клапана – корпус ЭГФ более 60 Hc/м.

3. ЭГФ №2 и ЭГФ №3 обеспечивают возможность получения ступенчатого впрыскивания топлив при различных давлениях в аккумуляторе.

4. Ha примере ЭГΦ <u>№</u>3 нестабильность показано, что топливоподачи при ступенчатом впрыскивании сопоставима С предварительного нестабильностью впрыскивания, которое широко применяется при организации рабочего процесса дизелей С аккумуляторными топливными системами типа Common Rail.

Литература

[1] Трусов В.И. *Форсунки автотракторных дизелей* / В.И. Трусов, В.П. Дмитриенко, Г.Д. Масляный // М.: «Машиностроение», 1977, - 167 с.

[2] Shatrov, M.G. *A method of control of injection rate shape by acting upon electromagnetic control valve of common rail injector* / M.G. Shatrov, L.N. Golubkov, A.Yu. Dunin, P.V. Dushkin, A.L. Yakovenko // International Journal of Mechanical Engineering and Technology. – Volume 8, Issue 11: 2017, pp 676-690.

[3] Шатров М.Г. Экспериментальное исследование гидродинамических эффектов в топливной аппаратуре Common Rail при многократном впрыскивании /М.Г. Шатров, Л.Н. Голубков, А.Ю. Дунин, П.В. Душкин // Журнал автомобильных инженеров, 2016-№2(97), - С. 15-17.



АО Гаврилов-Ямский машиностроительный завод «Агат» - современное промышленное предприятие с мощной производственной базой и передовыми технологиями.

ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ :

- Производство и ремонт агрегатов топливорегулирующей аппаратуры авиационных двигателей, агрегатов и узлов самолетных систем, агрегатов для морских газотурбинных двигателей и наземных газотурбинны установок. В номенклатуре серийного выпуска находится более 100 агрегатов.

- Производство и ремонт гидроаппаратуры для мобильной грузоподъемной техники, дорожно-строительных и коммунальных машин.

-Производство комплектующих узлов для автомобильных двигателей. -Производство мотоблоков марки «Агат».













152240, Ярославская обл., г. Гаврилов-Ям, проезд Машиностроителей,1 ____тел. (48534) 2-32-64; <u>e-mail:agat@gmzagat.ru;</u> http://gmzagat.ru