



Московский государственный технический  
университет им. Н.Э. Баумана

Кафедра «Поршневые двигатели»



# **СБОРНИК ТЕЗИСОВ ДОКЛАДОВ**

**Международной  
научно-технической конференции**

**«Двигатель-2018»**

**посвященной 150-летию основания  
факультета «Энергомашиностроение»  
МГТУ им. Н.Э. Баумана**

**Сборник тезисов докладов 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. – 98 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 двигателестроения, включая работу систем и применения альтернативных топлив. Материалы сборника адресованы специалистам в области проектирования, исследования и эксплуатации поршневых и комбинированных двигателей, аспирантам, студентам.

# ОГЛАВЛЕНИЕ

## ИСПЫТАНИЯ И ДИАГНОСТИКА ДВИГАТЕЛЕЙ

<b>Оценка технического состояния дизеля методом опорных векторов</b>	8
М.Н. Панченко, В.В. Грачев, А.В. Грищенко ФГБОУ ВО ПГУПС Diesel engine technical state assessment by the support vector machine M.N. Panchenko, V.V. Grachev, A.V. Grischenko PGUPS, Russia	
<b>Исследование влияния индикаторного канала на точность измерения давления в цилиндре ДВС</b>	10
А.И. Трунов, А.Ю. Коньков, Г.Б. Горелик Тихоокеанский государственный университет, Россия 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, Russia	
<b>КОНСТРУИРОВАНИЕ, ДИНАМИКА, ПРОЧНОСТЬ, ТРИБОЛОГИЯ</b>	
<b>Thermal overload of piston crowns due to the formation of oil coke deposits on surfaces of the cooling gallery</b>	12
S. Bludszuweit, S. Chrobak MET Motoren – und Energietechnik GmbH, Germany	
<b>Application of a twin-screw mechanism for realisation of the stirling cycle in cooling and cryogenic machines</b>	14
Kh. Mahkamov, I. Makhkamova, F. Kahwash Northumbria University, United Kingdom	
<b>The procedure for balancing a V-shaped engine with an angular displacement of the connecting rod necks near the connecting rods</b>	15
P.R. Vallejo Maldonado RUDN, Russia N.N. Chainov Bauman MSTU, Russia	
<b>Револьверный роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания</b>	16
А.С. Григорьев, С.В. Григорьев МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Revolver rotor-piston internal combustion engine A.S. Grigoriev, S.V. Grigoriev Bauman MSTU, Russia	
<b>Методика расчета газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей</b>	18
Н.Д. Чайнов, А.Н. Краснокутский, А.В. Капшук МГТУ им. Н.Э.Баумана Calculation method of gas joint of forced medium-speed diesel engines N.D. Chainov, A.N. Krasnokutsky, A.V. Kapshukov Bauman MSTU, Russia	
<b>Оценка возможных пределов форсирования дизелей воздушного охлаждения</b>	20
А.В. Васильев, А.М. Ларцев, Е.А. Федянов Волгоградский государственный технический университет, Россия Assessment of the possible limits of the crossing air cooling diesel engines A.V. Vasilyev, A.M. Lartsev, E.A. Fedyanov Volgograd State Technical University, Russia	
<b>Конкурентные характеристики линейных свободнопоршневых агрегатов в условиях Арктики</b>	22
Ю.В. Локтионов, Л.Л. Мягков, А.С. Филатьев, И.А. Ширковский РУТ (МИИТ), МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЦАГИ им. проф. Н.Е.Жуковского, Россия Linear free-piston unit's competitive aims for Arctic conditions Y.V. Loktionov, L.L. Myagkov, A.S. Filatyev, I.A. Shirkovsky RUT (MIIT), Bauman MSTU, Zhukovsky TSAGI, Russia	
<b>Повышение износостойкости рабочей поверхности цилиндра из алюминиевого сплава посредством искрового упрочнения и микродугового оксидирования</b>	24
Н.Х. Мусин ФГБОУ ВО «УГАТУ», Россия The wear resistance increasing of aluminum cylinder surface by spark hardening and microarc oxidation N.Kh. Musin USATU, Russia	
<b>Исследование характера деформаций цилиндров дизелей с воздушным охлаждением от действия монтажных усилий</b>	26
К.Ю. Платонов ТулГУ, Россия Study of air-cooled diesel cylinders deformations features from the action of mounting forces K.Y. Platonov Tula State University, Russia	

<b>Enhanced heat transfer with nucleate boiling in cooling passages of high performance diesel engine</b>	28
L.L. Myagkov, V.M. Sivachev Bauman MSTU, Russia	
<b>Estimation of the durability of high-powered diesel engine piston with consideration for two-frequency loading and inelastic deformation</b>	30
L.L. Myagkov, S.M. Sivachev Bauman MSTU, Russia	
<b>Новое семейство дизельных двигателей ТМЗ-880</b>	32
A.A. Шевцов ПАО «Тутаевский моторный завод», Россия New diesel engines family TMZ-880 A.A. Shevtsov TMZ, Russia	
<b>МЕТОДИЧЕСКИЕ ВОПРОСЫ ПОДГОТОВКИ СПЕЦИАЛИСТОВ</b>	
<b>Педагогические условия формирования индивидуальных образовательных траекторий аспирантов технического вуза</b>	34
A.C. Климова Самарский государственный университет путей сообщения, Россия Pedagogical conditions of individual educational path designing by post gradulators in a technical university A.S. Klimova Samara State Transport University, Russia	
<b>ПРИМЕНЕНИЕ АЛЬТЕРНАТИВНЫХ ТОПЛИВ</b>	
<b>Газовые двигатели на базе дизельного двигателя Д49</b>	36
C.B. Буров, В.В. Калиниченко, С.Б. Милиев ОАО «Коломенский завод», Россия Gas engines based on diesel engines D49 S.V. Burov, V.V. Kalinichenko, S.B. Milyaev PJSC "Kolomensky zavod", Russia	
<b>Сравнительный анализ способов перевода дизеля Д49 на природный газ</b>	38
A.B. Муратов, А.Ю. Балакин, С.А. Петухов, Д.С. Бардин ФГБОУ ВО «СамГУПС» A comparative analysis of the ways of transferring diesel D49 to natural gas A.V. Muratov, A.Y. Balakin, S.A. Petuhov, D.S. Bardin Samara State Transport University, Russia	
<b>Определение оптимальных параметров регулирования двухтопливного двигателя при работе по газодизельному циклу</b>	40
A.B. Козлов, В.Н. Гринев ФГУП «НАМИ»	
<b>Использование растительных масел в качестве добавок к нефтяному дизельному топливу</b>	42
V.A. Марков, С.С. Лобода, Са Бовэнь МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия С.Н. Девянин, С.А. Зыков РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Россия Use of vegetable oils as additives to petroleum diesel fuel V.A. Markov, S.S. Loboda, Bowen Sa Bauman MSTU, Russia S.N. Devyanin, S.A. Zykov RGAU-MSKhA named after K.A. Timiryazev, Russia	
<b>Эксплуатационные показатели газового двигателя</b>	44
V.A. Марков, Ф.Б. Барченко, Ш.Р. Лотфуллин, А.Н. Зенкин МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Performance indicators of gas engine V.A. Markov, F.B. Barchenko, Sh.R. Lotfullin, A.N. Zenkin Bauman MSTU, Russia	
<b>Численное исследование влияния многостадийного впрыска на процесс сгорания биодизельного топлива и образование токсичных веществ в цилиндре дизеля</b>	46
A.B. Козлов, Н.С. Зуев ФГУП «НАМИ», Россия Numerical investigation of an influence of multiple injection on a combustion process and emissions formation of biodiesel fueled diesel engine A.V. Kozlov, N.S. Zuev NAMI Russian State Scientific Research Center, Russia	
<b>Математическое моделирование перемешивающего устройства для работы автономных локомотивов на смесевом топливе</b>	48
A.Ю. Балакин, Д.Я. Носырев, Л.С. Курманова, С.А. Петухов ФГБОУ ВО СамГУПС, Россия Mathematical modeling of the mixing device for the operation of autonomous locomotives on mixed fuel	

A.Iu. Balakin, D.J. Nosyrev, L.S. Kurmanova, S.A. Petukhov SSTU, Samara, Russia	
<b>Интегральная токсичность отработавших газов тракторных дизелей в условиях эксплуатации</b>	<b>50</b>
V.A. Markov, S.S. Loboda, V.A. Neverov, I.V. Koshevoy МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия	
С.А. Зыков РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Россия	
А.Д. Денисов Коломенский институт Московского политехнического университета, Россия	
Integral toxicity of exhaust gases of tractor diesel engines under operating conditions	
V.A. Markov, S.S. Loboda, V.A. Neverov, I.V. Koshevoy Bauman MSTU, Russia	
S.A. Zykov RGAU-MSKhA named after K.A. Timiryazev, Russia	
A.D. Denisov Kolomna Institute of Moscow Polytechnic University, Russia	
<b>Расчетно-теоретическое исследование эффективности применения альтернативных моторных топлив, полученных из природного газа, в полном жизненном цикле</b>	<b>52</b>
Е.А. Миренкова ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Россия	
Simulation and theoretical study of effectiveness of the use of alternative motor fuels derived from natural gas in total life cycle	
E.A. Mirenkova FSUE "NAMI", Russia	
<b>Проблемы применения криогенных топлив в тепловозных двигателях</b>	<b>54</b>
Д.Я. Носырев, А.Ю. Балакин, П.А. Кабанов СамГУПС, Россия	
Problems of using cryogenic fuels in diesel engines	
D.Y. Nosyrev, A.Y. Balakin, P.A. Kabanov SSTU, Russia	
<b>Использование неорганических добавок к нефтяному дизельному топливу</b>	<b>56</b>
А.А. Савастенко, Э.А. Савастенко Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Россия	
V.A. Markov, A.N. Zenkin МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия	
Use of inorganic additives to petroleum diesel fuel	
A.A. Savastenko, E.A. Savastenko Moscow automobile and road construction state technical university (MADI), Russia	
V.A. Markov, A.N. Zenkin Bauman MSTU, Russia	
<b>РАБОЧИЕ ПРОЦЕССЫ ДВИГАТЕЛЕЙ</b>	
<b>Форсирование одноцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания дозарядкой воздухом с использованием волн сжатия, генерируемых в процессе выпуска, в простейших индивидуальных настроенных газоздушных трактах без приводных элементов</b>	<b>58</b>
С.Н. Атанов УГАТУ, Россия	
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 USATU, Russia	
<b>Влияние цикла Миллера на эффективные и экологические характеристики быстроходного дизеля с частично-гомогенным сгоранием</b>	<b>60</b>
Э.В. Бахрамов НАМИ, Россия	
Р.З. Кавтарадзе МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия	
Influence of Miller's cycle on the effective and ecological characteristics of a high-speed diesel with partially homogeneous combustion	
E.V. Bahramov NAMI, Russia	
R.Z. Kavtaradze Bauman MSTU, Russia	
<b>Доводка показателей экологии и стабильности сгорания газового топлива на одноцилиндровом отсеке ОД49</b>	<b>62</b>
С.Б. Миляев, И.В. Евсеев ОАО «Коломенский завод», Россия	
Development of indicators of ecology and stability of combustion of gas fuel on single-cylinder compartment OD49	

S.B. Milyaev, I.V. Evseev OJSC "Kolomensky Zavod", Russia	
<b>Анализ локального теплообмена в камере сгорания перспективного газодизеля</b>	<b>64</b>
A.A. Зеленцов МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия	
A.S. Golosov НАМИ, Россия	
Analysis of local heat transfer in combustion chamber of perspective gas engine with micro-pilot injection of diesel fuel	
A.A. Zelentsov Bauman MSTU, Russia	
A.S. Golosov NAMI, Russia	
<b>Доводка формы камеры сгорания двигателя с непосредственным впрыскиванием бензина и принудительным зажиганием</b>	<b>66</b>
A.A. 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 MSTU, Russia	
<b>Исследование термодинамического метода коррекции результатов измерения давления в цилиндре среднеоборотного дизеля</b>	<b>68</b>
И.Д. Конькова, Ю.А. Давыдов, А.Ю. Коньков ДВГУПС, Россия	
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 FESTU, Russia	
<b>Методика определения фазовых показателей сгорания в дизельных и газовых двигателях при снижении выбросов оксидов азота</b>	<b>70</b>
С.Б. Милаев ОАО «Коломенский завод», Россия	
Technique of combustion phasing determination in diesel and gas engines for reduction of nitrogen oxides emissions	
S.B. Milyaev OJSC "Kolomensky Zavod", Russia	
<b>Математическое моделирование рабочих процессов в условиях различных утилизационных мероприятий посредством впрыскивания воды</b>	<b>72</b>
М.Н. Мутафчиев Университет транспорта им. Т. Каблешкова, Болгария	
Mathematical modeling of working processes in conditions of different utilization of waste through water injection	
M.N. Mutaftchiev Transports University "T. Kableshkov", Bulgaria	
<b>Повышение эксплуатационной топливной экономичности корабельного дизеля изменением его активного рабочего объема</b>	<b>74</b>
Н.Н. Патрахальцев, П.П. Ощепков Российский университет дружбы народов, Россия	
Пилар Габриэла Борреро Гарсия ВМФ Венесуэлы	
<b>Влияние параметров тангенциальных каналов на закрутку заряда на впуске и показатели двигателя</b>	<b>76</b>
П.С. Пацей, Ю.В. Галышев ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Россия	
Tangential channel parameters influence on charge swirl motion and engine performance	
P.S. Patsey, Yu.V. Galyshev Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Russia	
<b>Идентификация модели процесса в цилиндре ДВС в диапазоне нагрузочных режимов</b>	<b>78</b>
А.А. Черноусов УГАТУ, Россия	
<b>Параметры и характеристики двигателя внутреннего сгорания с регенерацией тепла в цикле с учетом гидравлических потерь и теплообмена</b>	<b>80</b>
А.И. Довгялло, Д.А. Шестакова Самарский национальный исследовательский университет им. С.П. Королёва, Россия	
Parameters and characteristics of the internal combustion engine with heat regeneration in the cycle considering hydraulic losses and heat exchange	
A.I. Dovgyallo, D.A. Shestakova Samara National Research University, Russia	
<b>Modeling of the evaporation and thermal decomposition of urea-water-solution in diesel exhaust aftertreatment systems</b>	<b>82</b>
А.С. Блиннов, Н.С. Маластовски, Л.Л. Мыагков Bauman Moscow State Technical University, Russia	

<b>К расчету газообмена и рабочего процесса двигателя</b>	<b>84</b>
Ю.А. Гришин МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия For calculation of the gas exchange and engine working process Y.A. Grishin Bauman MSTU, Russia	
<b>Исследование процессов смесеобразования и сгорания в водородном дизеле в трехмерной постановке</b>	<b>86</b>
Р.З. Кавтарадзе, А.А. Зеленцов, Сяохао Лю МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Т.М. Натриашвили Институт механики машин им. Р. Двали, Грузия Ичунь Ван Пекинский технологический институт, КНР Investigation of mixture formation and combustion processes in hydrogen diesel engine R.Z. Kavtaradze, A.A. Zelentsov, Lu Saohao Bauman MSTU, Russia T.M. Natriashvil Institute of machine mechanics n.a. R. Dvali, Georgia Ichun Van Beijin institute of technologirs, China	
<b>ТОПЛИВНАЯ АППАРАТУРА И УПРАВЛЕНИЕ ДВИГАТЕЛЯМИ</b>	
<b>An investigation on temperature rise of high pressurecommon railinjector nozzle</b>	<b>88</b>
J.H. Zhao, K.B. Wei, P.F. Yue Harbin Engineering University, China L. Grekhov Bauman MSTU, Russia	
<b>Моделирование быстродействующих электромагнитных приводов двигателей с электронным управлением</b>	<b>89</b>
Л.В. Грехов МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Чжао Цзяньхуэй Харбинский технический университет, КНР Modeling of the fast-response solenoid actuators for the electronically controlled engines L.V. Grekhov Bauman MSTU, Russia Zhao Jianhui Harbin Engineering University, China	
<b>Программа ВПРЫСК для проектирования топливных систем</b>	<b>92</b>
Л.В. Грехов МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Software INJECT for the design of fuel engine systems L.V. Grekhov Bauman MSTU, Russia	
<b>Организация ступенчатой характеристики впрыскивания управлением электрическим импульсом, поступающим на электромагнит форсунки аккумуляторной топливной системы</b>	<b>94</b>
М.Г. Шатров, Л.Н. Голубков, А.Ю. Дунин, П.В. Душкин МАДИ, Россия Organization of boot-type injection rate by electric impulse control, entering the electromagnet of the accumulator fuel system injector M.G. Shatrov, L.N. Golubkov, A.Y. Dunin, P.V. Dushkin MADI, Russia	
<b>Моделирование системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля</b>	<b>96</b>
В.А. Марков, А.Н. Зенкин МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия Е.Ф. Поздняков ООО «Форант-Сервис», Россия В.В. Фурман, С.В. Плахов ООО «ППП Дизельавтоматика», Россия Simulation of the diesel engine rotational speed automatic control system V.A. Markov, A.N. Zenkin Bauman MSTU, Russia E.F. Pozdnyakov Forant-Service, Russia V.V. Furman, S.V. Plakhov PPP Dizel'avtomatika, Russia	

## Оценка технического состояния дизеля методом опорных векторов

М.Н. Панченко, В.В. Грачев, А.В. Грищенко  
ФГБОУ ВО ПГУПС

### ВВЕДЕНИЕ

Современные системы управления дизельных двигателей накапливают большой массив данных, который может быть использован в целях автоматической идентификации состояния дизельного двигателя, его узлов и систем. Решением вопроса может стать использование методов машинного обучения, нацеленных на классификацию состояния объекта.

### СОСТОЯНИЕ ВОПРОСА

Задачи классификации могут решать следующие методы: наивный Байесовский классификатор,  $k$ -ближайших соседей, решающее дерево, метод опорных векторов, нейронные сети и т.д. Использование того или иного метода зависит от многих факторов, в частности, от размера и структуры данных.

Наибольшее распространение в области диагностирования двигателей получили нейронные сети и их модификации. Одними из причин являются универсальность данного метода и возможность построения модели объекта при неизвестном виде закона её функционирования. В большинстве работ используются нечёткие гибридные нейронные сети в силу их гибкости и возможности изменения своих параметров с течением времени.

Нейронные сети имеют ряд недостатков: необходимость большого количества обучающих данных и большого количества циклов обучения для настройки весов нейронов и отсутствие строгой теории выбора структуры нейронной сети.

### ВЫДВЫГАЕМАЯ ГИПОТЕЗА

Недостатков нейронных сетей лишён метод опорных векторов, поэтому для проверки возможности классификации технического состояния дизельного двигателя рассмотрен данный метод.

### ОБОСНОВАНИЕ ГИПОТЕЗЫ

Суть метода опорных векторов заключается в определении оптимальной разделяющей гиперплоскости между двумя классами. Для этого используется не вся выборка, а ближайшие к ней точки (опорные векторы). При этом гиперплоскость должна максимально далеко отстоять от этих точек для более уверенной классификации.

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

После определения всех множителей Лагранжа учитываются только  $i > 0$ , а все множители равные нулю отбрасываются. Признаки, для которых множитель Лагранжа положителен, являются опорными векторами. Затем определяются параметры гиперплоскости: нормальный вектор и скалярный порог.

Объектом исследования является дизельный двигатель 16ЧН26/26. С помощью датчика частоты вращения коленчатого вала записаны значения напряжения при частотах вращения коленчатого вала 350, 770 и 845 об/мин со всеми работающими цилиндрами и после отключения топливных насосов высокого давления (имитация неисправности – пропуска вспышки). Имитировались неисправности отдельно и совместно в 5 и 8 правом цилиндре. После обработки сигналов получены коэффициенты корреляции Пирсона (далее – коэффициент корреляции) для различных частот и состояний двигателя. Эти коэффициенты корреляции используются в

качестве обучающей выборки. Для исправного двигателя значение класса присваивается  $\{+1\}$ , для неисправного  $\{-1\}$ .

С целью уменьшения вычислительных затрат выполнено уменьшение размерности. Для этого используется метод 5-кратной перекрестной проверки (кросс-валидация). Задача определения классификатора становится двумерной, а гиперплоскость вырождается в прямую.

Основные результаты определения линейной гиперплоскости для различных частот вращения коленчатого и отключенных цилиндров представлены в Таблице 1.

Таблица 1 – Параметры линейного классификатора

п, об/мин	Номера отключенных цилиндров	Кол-во опорных векторов	Нормальный вектор,	Точность, %
350	5	3	(-0,035 0,042)	100
	8	18	(-27,6 41,2)	75
	5, 8	9	(0,005 -0,005)	79
	Объединенная выборка	20	(0,041 0,02)	77
770	5	15	(-16,7 20,8)	83
	8	2	(-377,3 782,4)	100
	5, 8	6	(-0,006 0,025)	96
	Объединенная выборка	24	(0,033 0,063)	77
845	5	3	(6,13 6,21)	100
	8	5	(0,007 0,03)	96
	5, 8	8	(0,68 0,27)	92
	Объединенная выборка	19	(0,38 0,54)	85

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты классификации 16-цилиндрового дизельного двигателя на два класса состояния «исправный»-«неисправный» показывают, что метод опорных векторов может быть использован в качестве классификатора состояния дизельного двигателя.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Панченко М.Н.: panchenko@pgups.ru

## Diesel engine technical state assessment by the support vector machine

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

## Исследование влияния индикаторного канала на точность измерения давления в цилиндре ДВС

А.И. Трунов, А.Ю. Коньков, Г.Б. Горелик

Тихоокеанский государственный университет, Россия

Индикаторная диаграмма является основным источником информации о процессах, происходящих, в цилиндрах двигателя. Получение достоверной индикаторной диаграммы в условиях эксплуатации затрудняется из-за использования индикаторного канала (ИК). ИК может служить причиной резонанса, который нельзя игнорировать в быстроходных двигателях. В тихоходных двигателях влияние ИК ничтожно мало, а для двигателей средней быстроходности вопрос о влиянии ИК остается, по крайней мере, дискуссионным.

Целью выполненного исследования было установление характера и степени влияния штатного ИК на результаты измерения и анализа индикаторной диаграммы дизеля размерного ряда ЧН 26/26, которое выполнялось численным методом с помощью специально разработанной математической модели.

Течение газа в ИК описывается системой дифференциальных уравнений механики жидкости и газа. Математическая модель позволяет учитывать влияние трения и теплообмена в канале на параметры газа. Решение системы уравнений осуществляется конечно-разностным, двухступенчатым методом Лакса-Вендроффа, в ходе которого вычисляются параметры состояния газа и его скорость в узловых точках расчетной сетки. Скорость распространения звука считается переменной по длине канала в соответствии с текущим значением температуры.

Граничные условия со стороны цилиндра определялись расчетом рабочего процесса двигателя с использованием программного комплекса «Дизель-РК». Из программы импортировалась данные о давлении и температуре газа в цилиндре с последующей аппроксимацией кубическим сплайном.

В качестве примера на рис. 1 приведено сравнение индикаторных диаграмм, полученных для цилиндра и в конце ИК, а также сравнение характеристик тепловыделения, определенных по этим индикаторным диаграммам.

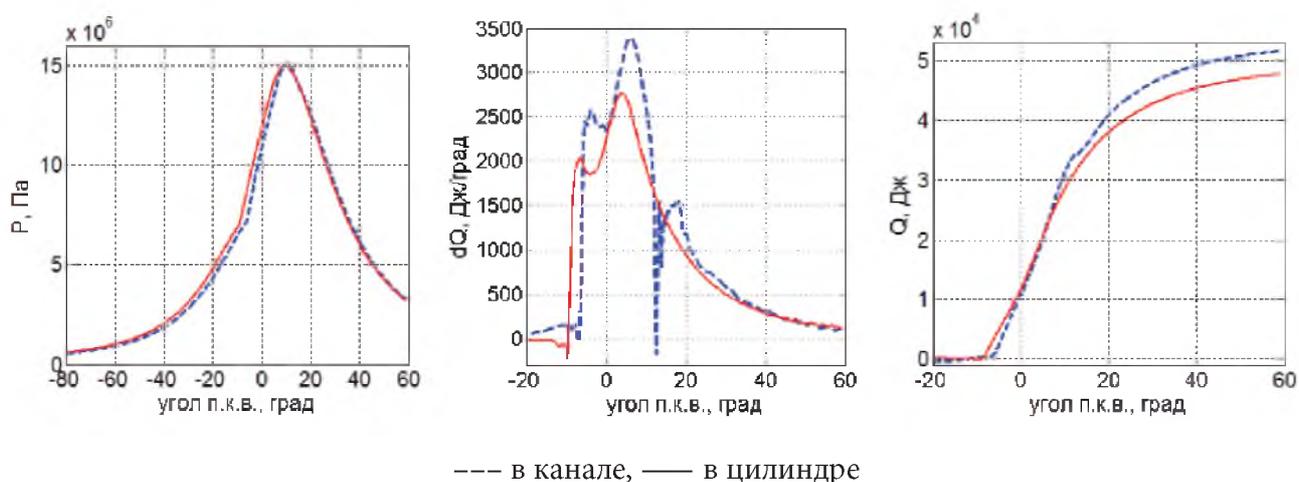


Рисунок 1 – Сопоставление индикаторных диаграмм и характеристик тепловыделения

Видно, что ошибка определения фазы по диаграмме на конце канала оказывается непостоянной в течении цикла: на участках нарастания давления составляет 2 град. п.к.в., а на участке расширения 1 град. п.к.в. и как следствие не может быть устранена смещением индикаторной диаграммы. При этом погрешность определения максимального давления цикла и давления конца сжатия для данного двигателя не превышает 2%. Наибольшее влияние индикаторного канала проявляется на характеристиках тепловыделения, ошибка их определения может превышать 20%. Изменение частоты вращения к.в. оказывает более заметное влияние на погрешности, вносимые индикаторным каналом, чем нагрузка.

## **КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ**

Трунов А.И.: a\_n\_t\_r\_u\_n@mail.ru

---

## **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, Russia

## 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

Increasing the power density in newly 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, thermal stress limits are imposed on the materials on the combustion chamber walls.

While the cylinder head and cylinder liners are cooled with cooling water, the pistons are usually cooled with 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 cooling procedure leads to a significantly higher heat transfer to the engine oil compared to the salt-core cooling channel in small pistons.

Another trend in future engine development is aimed at extremely lightweight construction. 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 (Figure 1), that is necessary for not exceeding the piston crown material temperature limit on the combustion chamber side.

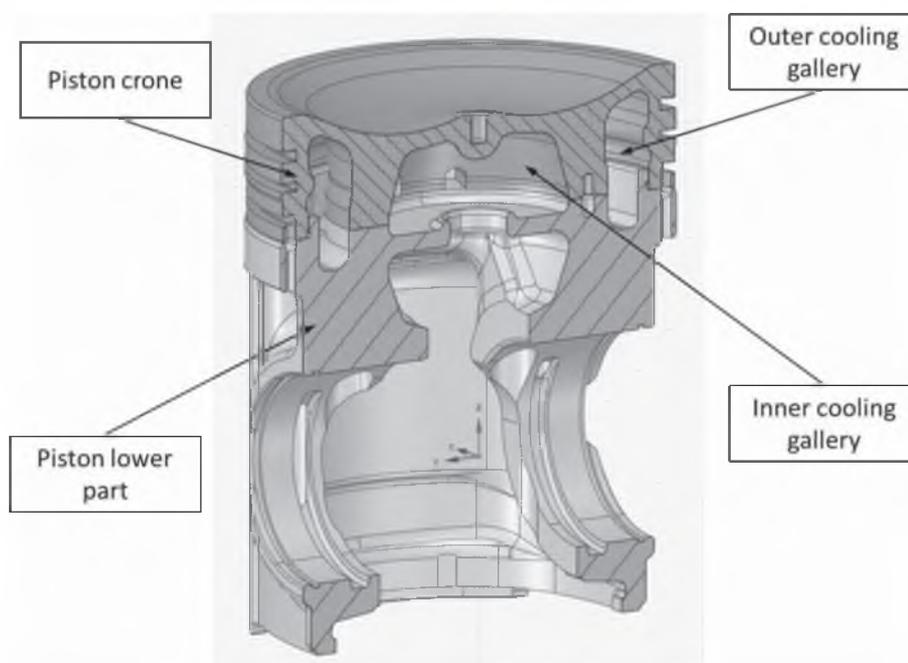


Figure 1: 3D CAD model of the piston for gas engine with outer and inner cooling gallery

On the cooling gallery side of the piston crown, the upper limit for the surface temperature is given by the thermal stability of the engine oil used.

Depending on the antioxidant additives selected, engine oils can be used up to surface temperatures of 240 °C in the cooling gallery.

By modern high-performance engines with effective mean pressure of 30 bar, these temperatures can be significantly exceeded both locally and over time. These exceeding of the temperature limits lead to local coking in the cooling gallery.

The highly insulating properties of the coke deposits lead to considerable increases in the temperatures on the combustion chamber side of the piston even by thin layers of the deposits. As a negative effect of these temperature increases, a reduction in material strength or hot corrosion has been observed, this leads to a significant shortening of the pistons life time. If this severe damage of the pistons is not diagnosed in time, serious engine damage can occur.

On the other hand, in the design process of the piston, the maximum temperatures in the piston crowns are calculated based on mathematical-empirical models. However, the real time- and location-dependent temperature field in the piston crown is for each piston type and engine condition specifically influenced by the combustion conditions in the combustion chamber and by the cooling conditions of the piston. The modern simulation methods give the possibility to make a realistic prediction of the piston temperature already in the design phase by a coupling of several numerical models. With these simulation tools it is possible to determine whether there is a risk that oil coking deposits will occur during piston operation. If this is the case, an additional numerical algorithm can be used to predict the formation and local thickness distribution of the oil coking deposit. In a further step, it is possible to estimate in the numerical piston model the increase in piston temperature caused by an insulating effect of this deposit in the cooling gallery in order to determine a possible risk of hot corrosion on the piston crown.

## **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**

**Kh. Mahkamov, I. Makhkamova, F. Kahwash**  
Northumbria University, Ellison Place, Newcastle upon Tyne, United Kingdom

## **ABSTRACT**

This paper presents 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.

## **CONTACT INFORMATION**

khamid.mahkamov@northumbria.ac.uk

---

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

**P.R. Vallejo Maldonado**

RUDN, Russia

**N.N. Chainov**

Bauman MSTU, Russia

### **ANNOTATION**

A number of leading automotive companies apply schemes with a displaced arrangement of cylinders in a common block with a V-shaped arrangement of the left and right rows of cylinders. In this case, the crankshaft has an angular displacement of the crankpins of the displaced cylinders. The engines performed according to this scheme are distinguished by compactness and increased volumetric power.

The displacement of the crankpins within one section of the crankshaft (one end) with the quasi-V-shaped arrangement of the cylinder axes of the corresponding section of the cylinder block introduces a number of features in the calculation of the dynamics of similar engines, including balancing inertial forces and moments of translational ones.

Depending on the number of cylinders of the engine and the number of their rows in the block of cylinders, the calculated dependences are different. The article deals with modern automobile engines that realize various kinematic schemes, and give mathematical dependences, necessary for calculating the dynamics of the considered engines.

---

## Револьверный роторно-поршневой двигатель внутреннего сгорания

А.С. Григорьев, С.В. Григорьев  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

### КОНСТРУКЦИЯ. ОСНОВНЫЕ ЭЛЕМЕНТЫ

В настоящей работе предлагается роторно-поршневой двигатель с рабочим цилиндром, имеющим кольцевую тороидальную рабочую область с впускными и выпускными окнами, а также боковую стенку, которая имеет возможность беспрепятственного проворачивания относительно корпуса вместе с выходным валом.

Внутри рабочей области корпуса размещены с возможностью скольжения по кольцевому каналу тороидального цилиндра как минимум два поршня, кинематически связанных с подвижной боковой стенкой цилиндра.

Также внутри кольцевого цилиндра размещены шлюзовые камеры, изолирующие рабочие зоны, участвующие вместе с поршнями в образовании рабочих камер и обеспечивающие перенос поршней из одной зоны в другую.

Рабочие зоны образуются участками цилиндра, ограниченными с одной стороны движущимися поршнями, а с другой стороны – шлюзовыми камерами.

### ФАЗЫ РАБОТЫ ДВИГАТЕЛЯ

Рабочий цикл такого двигателя представлен на рис. 1.

При работе двигателя в любой момент времени кольцевой цилиндр содержит 4 зоны: зона наполнения камеры сгорания горючей смесью («w»), зона сжатия горючей смеси («x»), зона горения (расширения) горючей смеси («y») и зона выпуска отработанных газов («z»).

На участке «w» поршень всасывает горючую смесь через впускной канал «i» одновременно сжимая такую же смесь на участке «x». При движении по кольцевому каналу цилиндра поршень входит в закрытый с одной стороны канал шлюзовой камеры «a». После этого шлюзовая камера, поворачиваясь, переносит поршень из области «w-x» в область «y-z».

Следует обратить внимание, что даже в тот момент, когда канал шлюзовой камеры, по которому перемещается поршень, оказывается направленным по радиусу кольцевого цилиндра, и собственная скорость поршня относительно канала оказывается направленной поперек направления вращения выходного вала, переносное движение добавляет поршню за счет движения шлюзовой камеры составляющую скорости, направленную по касательной к направлению вращения выходного вала, чем обеспечивает непрерывное однонаправленное вращение выходного вала. В предлагаемой конструкции нет «мертвых точек».

Продолжая движение, поршень выходит из канала шлюзовой камеры в область «y-z» кольцевого цилиндра. В зоне «y» горючая смесь воспламеняется, происходит ее расширение, обеспечивающее рабочий ход. В это время из зоны «z» отработанная горючая смесь выталкивается поршнем через выхлопное отверстие «o».

Все 4 цикла одновременно присутствуют в соответствующих частях кольцевого цилиндра. Это означает, что предлагаемая конструкция с одним цилиндром аналогична четырехцилиндровому поршневому двигателю с кривошипно-шатунным механизмом преобразования обратно поступательного движения во вращательное.



Рисунок 1 – Фазы работы двигателя.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Перечислим основные достоинства предлагаемой конструктивной схемы.

Давление сгоревших газов всегда толкает поршень в одну сторону на максимальном плече. Это гарантирует высокую «эластичность» двигателя – устойчивую работу при широком диапазоне числа оборотов, в том числе – на предельно низких оборотах. При этом даже при предельно низких оборотах не возникает условий для снижения полноты сгорания топлива и снижения крутящего момента. Конструкция симметрична – полностью сбалансирована.

Шлюз ни в каком положении не преодолевает усилие рабочего давления.

В предлагаемой конструкции двигателя нет механизмов преобразования возвратно-поступательного движения поршней во вращательное движение. Большая часть потерь мощности исключена. Отсутствуют самые высоконагруженные элементы современного двигателя – клапанный механизм, кривошипно-шатунный механизм. Поршень всегда перемещается по направлению вращения выходного вала и не имеет положений, аналогичных верхней и нижней мертвым точкам кривошипно-шатунного механизма с их максимальными нагрузками на шейки коленчатого вала. Требования, предъявляемые к элементам предлагаемой конструкции, оказываются более мягкими.

Отсутствие самых массивных конструктивных элементов современного двигателя внутреннего сгорания определяет существенное облегчение конструкции, ее динамичность, «отзывчивость».

Предлагаемая конструкция использует те же физические принципы и термодинамические циклы, что и классические двигатели внутреннего сгорания. В предлагаемом двигателе нет сложных, неизвестных ранее, конструктивных элементов. Он использует хорошо изученные термодинамические циклы и не требует применения специальных материалов с особыми свойствами.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

[1] Пат. 2628813 Российская Федерация, МПК F01C1/12. Револьверный роторно-поршневой двигатель [Электронный ресурс] / Григорьев А. С., Григорьев С. В. заявл. 03.03.15, опубл. 27.09.16. – Режим доступа: <http://www1.fips.ru/ofpstorage/IZPM/2017.08.22/RUNWC1/000/000/002/628/813/ИЗ-02628813-00001/document.pdf>, свободный.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Григорьев С.В: Grigoriev\_S\_V@mail.ru

## Revolver rotor-piston internal combustion engine

A.S. Grigoriev, S.V. Grigoriev  
Bauman MSTU, Russia

## Методика расчета газового стыка форсированных среднеоборотных дизелей

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

### ВВЕДЕНИЕ

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 [1–3]. 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.

### 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, построенная на основании твердотельной модели сборки.

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  $p_z$ . Применительно к среднеоборотным двигателям экспериментально установлено [4], что герметичность стыка обеспечивается, если величина давления на поверхности прокладки превосходит величину снижения давления при приложении  $p_z$  в «к» раз. 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 результате совместного моделирования НДС деталей газового стыка получено распределение контактного давления обжатия прокладки двигателя типа ЧН26,5/31 при усилиях затяжки силовых шпилек 600 кН (60 тс) и 450 кН (45 тс). При затяжке шпильки 600 кН (60 тс) напряжения в силовых шпильках и крышке оказываются чрезмерно высокими.

Расчет 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. 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].

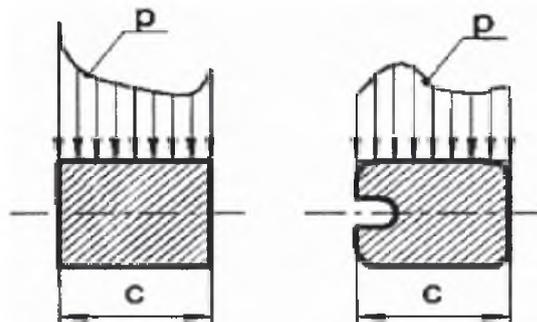


Рис. 5. Стандартная и модернизированная прокладки и распределение контактного давления по ширине

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.

При незначительном изменении теплового и напряженно-деформированного 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  $k = 2,471$ .

## 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.

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.
2. 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.
5. 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](mailto:krasnokutsky07@mail.ru)

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

N.D. Chainov, A.N. Krasnokutsky, A.V. Kapshukov  
Bauman MSTU, Russia

## Оценка возможных пределов форсирования дизелей воздушного охлаждения

А.В. Васильев, А.М. Ларцев, Е.А. Федянов

Волгоградский государственный технический университет, Россия

### ВВЕДЕНИЕ

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 степенях охлаждения наддувочного воздуха.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ОЦЕНКИ ВОЗМОЖНЫХ ПРЕДЕЛОВ

#### ФОРСИРОВАНИЯ НАДДУВОМ ДИЗЕЛЕЙ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ

С увеличением размерности задача форсирования дизелей воздушного охлаждения становится особенно сложной. Влияние размерности двигателя воздушного охлаждения на предельно достижимую величину среднего эффективного давления  $p_e$  обусловлено следующим. С увеличением размерности объем камеры сгорания, а, следовательно, и количество сгорающей топливо-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 существенно расти. Практически это возможно лишь за счет повышения температур на охлаждаемых поверхностях и, как следствие, средних температур деталей двигателя.

Исходя из вышеизложенного, можно утверждать, что для двигателей воздушного охлаждения существует предел повышения размерности, выше которого нельзя обеспечить допустимый температурный режим головки цилиндра при заданном уровне форсирования.

Среди серийно выпускавшихся и выпускающихся в настоящее время дизелей воздушного охлаждения самую большую размерность имел дизель 8ЧВН15/16, 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). 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 рассматривать на примере именно этого дизеля.

На примере дизеля 8ЧВН15/16 показаны зависимости возможных по условию ограничения максимальной температуры головки цилиндра значений номинальной мощности от глубины охлаждения наддувочного воздуха  $\Delta_T$  при различных регулировках по коэффициенту избытка воздуха  $\alpha$ , а также зависимость максимальной  $T_{max}$  и средней  $T_{дгц}$  температуры головки цилиндра от величины отношения давления наддува к противодавлению на выпуске  $p_k/p_r$ .

Приведены результаты расчетов предельно возможных значений диаметров цилиндров дизелей воздушного охлаждения, при которых удастся обеспечить необходимое охлаждение головки цилиндра, исходя из предельно допустимой по величине плотности теплового потока  $q$  в огневое днище.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Результаты численных экспериментов позволяют выбрать параметры охладителя наддувочного воздуха, параметры агрегатов наддува, значения коэффициента избытка воздуха, обеспечивающие допустимое тепловое состояние двигателя воздушного охлаждения при заданном уровне форсирования.

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

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

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 8ЧВН15/16 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.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Ларцев Андрей Михайлович: E-mail: lartsev.am@yandex.ru; моб. 902-363-78-46

---

## Assessment of the possible limits of the crossing air cooling diesel engines

A.V. Vasilyev, A.M. Lartsev, E.A. Fedyanov  
Volgograd State technical University, Russia

## Конкурентные характеристики линейных свободнопоршневых агрегатов в условиях Арктики

Ю.В. Локтионов, Л.Л. Мягков, А.С. Филатьев, И.А. Ширковский  
РУТ (МИИТ), МГТУ им. Н.Э. Баумана, ЦАГИ им. проф. Н.Е.Жуковского, Россия

### ВВЕДЕНИЕ

Линейные агрегаты со свободнопоршневыми приводными двигателями (СПД) вошли в перечень критических технологий развития новых видов гражданской и специальной продукции с новыми качествами, недоступными для других технологий энергобезопасности, качества жизни в особых условиях, например, в климатических условиях Арктики. Для эффективного внедрения новых двигателей с внешним подводом теплоты (ДВПТ), или поршневых тепловых машин, работающих по циклу Стирлинга, решающее значение имеют их конкурентные характеристики в перспективных сегментах мирового рынка энерготехники на ближайшие годы.

### ЭНЕРГОБЕЗОПАСНОСТЬ В УСЛОВИЯХ АРКТИКИ

Обеспечение энергобезопасности в климатических условиях Арктики и Антарктики до сих пор достигается только при безостановочной работе основного и резервного оборудования. Пуск зимой остановленного оборудования без продолжительного прогрева невозможен. Возможности применения технологии линейных агрегатов (ЛЭА) на базе СПД работающих по циклу Стирлинга (СПДС) в экстремальных условиях открывают новые возможности для качественного и устойчивого решения проблем энергобезопасности. [1 – 3].

### КОНКУРЕНТНЫЕ ТЕХНОЛОГИИ

К современным конкурентным технологиям для систем питания аппаратуры и объектов в экстремальных условиях, включая климатических условиях Арктики, напланетные станции и КА дальнего космоса относят топливные элементы разных типов, газотурбинные установки и линейные электроагрегаты. Термоэлектрические генераторы и термоэмиссионные преобразователи, применявшиеся до настоящего времени безальтернативно, в будущем могут заменить термоФЭП.

### КОНКУРЕНТНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Комплекс потребительских требований к энерготехнике в условиях арктического климата: простота хранения в резерве и холодного пуска, безотказность и надежность работы, высокодинамические характеристики переходных режимов для максимальной энергобезопасности локальных систем энергоснабжения. Существующие решения слишком не эффективны и затратны. ЛЭА обеспечивают многолетний срок службы (до 20 лет и более), рекордно высокую эффективность (более 40% абсолютно и относительно цикла Карно более 50%), простоту эксплуатации и интеграции в бортовые энергосистемы. Комплекс наземных испытаний образцов новой техники (более миллиона часов общей наработки, более 120 тыс.ч на образец) выполнен центрами NASA (GRC и MFC).

### ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЕ ЗАДЕЛЫ

Технология ЛЭА с СПДС относится к критически важным направлениям, поскольку другие виды техники не способны обеспечить комплекса конкурентных преимуществ по показателям долговечности, надежности, эффективности, простоты использования. Ключевыми элементами для технологий ЛЭА с СПДС являются: бесконтактные газовые уплотнения; высокоэффективные и компактные линейные машины/ЛГ на постоянных магнитах; резонансные пружины.

жины поршней / газовые пружины с унификацией ряда диаметров цилиндров для семейства моделей. Максимальную динамическую устойчивость переходных процессов, компактность и надежность, безопасность эксплуатации обеспечивается применением технологии тепловых труб сложной пространственной геометрией и с регулируемой теплопередачей. МГТУ им. Н.Э.Баумана и ЦАГИ им. проф. Жуковского начали восстановление отечественных заделов по технологиям ЛЭА, ЛГ, СПДС и СПД.

Разработки по линейным генераторам (ЛГ) велись выпускниками кафедры в Минобщемаше (импульсные источники питания), по ЛЭА и СПДС в Минсредмаше СССР (в г. Обнинск в ГНЦ РФ ФЭИ) – отраслевые программы по солнечной и космической энерготехнике [5 – 6].

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Современная экспериментальная и производственная базы с координацией работ партнёров (МГТУ им. Н.Э.Баумана, РУТ(МИИ), ЦАГИ им. Н.Э.Жуковского и др.) формируется по ключевым технологиям тепломассообмена и теплофизики (тепловые трубы, жидкометаллические теплоносители, безфакельное горение) для создания линейных агрегатов как наземного (прежде всего арктического), так и космического назначения. Наибольшее значение для такой энерготехники имеют показатели надежности и ресурса без обслуживания, а также динамические характеристики и возможности холодного пуска.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Перспективы применения свободнопоршневых линейных электроагрегатов для инновационного развития инженерной и транспортной инфраструктуры в Арктике / Ю.В.Локтионов, Л.Л.Мягков, А.С.Филатьев, И.А.Ширковский // Внедрение современных конструкций и передовых технологий в путевое хозяйство : 11-я ежегод. науч.-практ. конф. с междунар. участием, 15-16 мая 2017 г. / Моск. гос. ун-т путей сообщ. имп. Николая II, Рос. открытая акад. трансп. (РОАТ). – М.: АИСнТ, 2017. – 158с.: ил. – Библиогр. в конце ст. С. 119-123. ([elibrary.ru/item.asp?id=30470973](http://elibrary.ru/item.asp?id=30470973)).
2. Перспективы применения свободнопоршневых линейных электроагрегатов для преобразования энергии в аэрокосмических системах / Ю.В.Локтионов, Л.Л.Мягков, И.В.Оболонный, А.С.Филатьев, И.А.Ширковский // Актуальные вопросы проектирования автоматических космических аппаратов для фундаментальных и прикладных научных исследований (выпуск 2) / Составитель В.В.Ефанов -Химки. Издатель АО «НПО Лавочкина», 2017.- 592с.:ил.- с. 504 – 511.
3. Конверсионный потенциал аэрокосмических технологий энерготехники для инновационного развития инженерной и транспортной инфраструктуры в Арктике / Ю.В.Локтионов, Л.Л.Мягков // ТРАНСПОРТ И ЛОГИСТИКА В АРКТИКЕ: Сборник трудов №19, -М.: Международная академия транспорта, 2016. с. 126-130.
4. Gromov B. IPPE's Stirling Engine Activities and Efforts / B.Gromov, M.Ivanovsky, Y.Loktionov // 7th International Stirling Engine Conference, 1995. -Tokyo:Waseda University, JP, 1995. – 4 p.
5. Loktionov Y. Stirling Engine Application Program in Russia / Y.V.Loktionov // 7th International Stirling Engine Conference, 1995. – Tokyo:Waseda University, JP, 1995. – 5 p.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Локтионов Ю.В.: [scy@yamal.net](mailto:scy@yamal.net)

---

## Linear free-piston unit's competitive aims for arctic conditions

Y.V. Loktionov, L.L. Myagkov, A.S. Filatyev, I.A. Shirkovsky  
RUT (MIIT), Bauman MSTU, Zhukovsky TSAGI, Russia

# Повышение износостойкости рабочей поверхности цилиндра из алюминиевого сплава посредством искрового упрочнения и микродугового оксидирования

Н.Х. Мусин  
ФГБОУ ВО «УГАТУ», Россия

## ВВЕДЕНИЕ

Несмотря на то, что алюминиевые блоки цилиндров используются в двигателестроении с середины 1950-х годов и, на сегодняшний день, более половины производимых в мире ДВС имеют алюминиевый блок цилиндров, 90% из них выпускается с износостойкими вставками из других материалов для увеличения ресурса рабочей поверхности цилиндра [1]. При этом ведущие производители проводят исследования с целью исключения таких вставок из конструкции ДВС.

Одной из перспективных технологий снижения износа деталей из алюминиевых сплавов является микродуговое оксидирование (МДО) [2]. Новой технологией, альтернативной МДО, является искровое упрочнение (ИУ) [2]. Эта технология разработана на базе МДО, но процесс обработки реализуется в газовой среде (на воздухе или в смеси кислорода с азотом). Импульсное воздействие искрового разряда на поверхность детали приводит к проникновению атомов и ионов газовой среды вглубь материала заготовки, при этом переноса материала электрода не происходит. В результате чего формируется модифицированный слой, состоящий из оксидов материала подложки. Покрытие, формируемое методом ИУ, обладает всем комплексом достоинств МДО-слоев, при этом не происходит изменения геометрических размеров детали, возможно управление получаемыми свойствами в локальной точке поверхности.

Целью работы является исследование повышения износостойкости рабочей поверхности цилиндра из алюминиевого сплава посредством искрового упрочнения и микродугового оксидирования.

## МЕТОДИКА ИССЛЕДОВАНИЯ

Исследования проводились на четырехтактном одноцилиндровом двигателе ASPFS80 AR рабочим объемом 12.8 см<sup>3</sup>. Были испытаны 3 гильзы цилиндра: штатная из стали 40X, из сплава АК4-1 с МДО и ИУ-покрытием. Во всех случаях использовались штатные поршни и кольца. Режимы обработки ГЦ методами ИУ и МДО выбирались на основе ранее полученных результатов.

Испытания состояли из пяти этапов продолжительностью по 10 часов. В качестве нагрузки использовались воздушные винты различного размера. После завершения каждого этапа производилась разборка двигателя и измерение геометрических и массовых параметров гильзы цилиндра и поршня.

## РЕЗУЛЬТАТЫ

В результате искрового упрочнения и микродугового оксидирования рабочей поверхности ГЦ были получены покрытия микротвердостью 4,5 ГПа и 9,05 ГПа соответственно. Итоговые величины массового износа исследуемых ГЦ и поршней после 50 часов моторных испытаний приведены в Таблице 1. На рисунке 1 показан линейный износ рабочей поверхности исследуемых ГЦ в сечении, проходящем через точки, в которых наблюдался наибольший износ.

Таблица 1 – Массовый износ деталей

Тип ГЦ	Износ ГЦ, г	Износ поршня, г
Штатная	0.039±0.001	0.008±0.001
с МДО	0.019±0.001	0.009±0.001
с ИУ	0.024±0.001	0.010±0.001
97	53	419
113	37	422
129	21	460

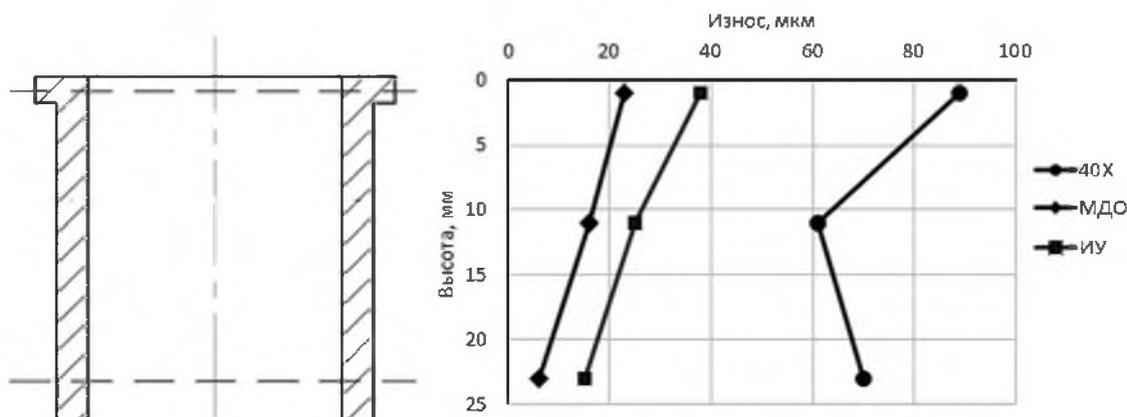


Рисунок 1 – Линейный износ исследуемых ГЦ

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Износостойкость ГЦ из сплава АК4-1 с МДО и ИУ-покрытиями выше в 2 и 1,6 раза соответственно, чем у штатной стальной. Результаты линейного износа гильз коррелируют с массовым износом. Максимальный линейный износ штатной ГЦ составил 89 мкм, ГЦ с МДО-покрытием – 23 мкм, ГЦ с ИУ-покрытием – 38 мкм, что ниже, чем у штатной гильзы, в 3,8 и 2,3 раза, соответственно. Износ поршней при работе с цилиндрами с МДО-покрытием и ИУ-покрытием практически идентичен износу поршней при работе со стальной гильзой цилиндра.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Криштал М. М., Ивашин П. В., Коломиец П. В. Использование технологии микродугового оксидирования при разработке ДВС с блоком цилиндров из алюминиевого сплава // Известия Самарского научного центра Российской академии наук. – 2010. – Т. 12. – №. 4-1.
2. Нанотехнологии в энергомашиностроении: научно-образовательный курс / Н. Ю. Дударева, И. А. Бутусов, Р. В. Кальщикова, Н. Х. Мусин / Под ред. Н. Ю. Дударевой; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т, Уфа: УГАТУ, 2013. – 112 с.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Мусин Н.Х.: niyaz.musin@yandex.ru

## The wear resistance increasing of aluminum cylinder surface by spark hardening and microarc oxidation

N. Kh. Musin  
USATU, Russia

# Исследование характера деформаций цилиндров дизелей с воздушным охлаждением от действия монтажных усилий

К.Ю. Платонов  
ТулГУ, Россия

## ВВЕДЕНИЕ

Цилиндр является одной из наиболее ответственных деталей двигателей внутреннего сгорания (ДВС). Совершенство конструкции и высокий уровень эксплуатационных показателей цилиндра зависят, в первую очередь, от следующих факторов:

- механических и теплофизических характеристик материалов, применяемых для изготовления цилиндров;
- технологических процессов изготовления цилиндра;
- технологических процессов сборки цилиндра и обкатки ДВС;
- уровня деформаций цилиндра, вызываемых монтажными, температурными и динамическими факторами[2].

Совершенство конструкции, технологии изготовления и сборки цилиндров на начальном этапе можно оценить по расчетным деформациям цилиндра, которые существенно влияют на продолжительность обкатки ДВС, вероятность прихвата (заклинивания) в цилиндро-поршневой группе на стадии обкатки и возможность достижения двигателем требуемых выходных характеристик.

В данной работе для одноцилиндрового дизеля с воздушным охлаждением выполнены расчетно-экспериментальные исследования цилиндра на этапе сборки.

Цель исследований – оценка характера и уровня деформаций цилиндра дизеля по внутреннему диаметру на стадии его сборки.

В настоящее время наиболее эффективным методом исследования деформаций цилиндров является математическое моделирование и вычислительный эксперимент. В данной работе для исследования деформаций внутреннего диаметра цилиндра использовался программный комплекс ANSYS. Это универсальная программная система конечно-элементного (FEM) анализа, которая, в частности, подходит для решения линейных и нелинейных, стационарных и нестационарных пространственных задач механики деформируемого твёрдого тела и механики конструкций.

## 1. МАТЕМАТИЧЕСКОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ

Условия сборки цилиндра двигателя имеют существенное значение, т.к. идеальный по всем параметрам цилиндр может быть поврежден вследствие неправильной сборки. Процесс монтажа включает в себя множество различного рода операций. Одним из основных этапов сборки двигателя является затяжка шпилек головки цилиндра, поскольку она связана с приложением к цилиндру значительного усилия[3]. Выбор его величины и правильность его распределения может повлиять на изменение геометрии цилиндра. Расчет приложенной к крышке цилиндра осевой сжимающей силы, вызванной действием момента затяжки, осуществлялся по зависимостям, приведенным в работе [1].

При математическом моделировании операции затяжки шпилек головки цилиндра использовались 3-х мерные модели цилиндра и сопряженных с ним деталей (головки цилиндра и картера). Для всех объектов в модели генерировалась сетка конечных элементов.

## 2. ПРОВЕДЕНИЕ ЭКСПЕРИМЕНТА

Значительное влияние на характер деформаций оказывает такой параметр как модуль упругости. В ходе эксперимента на разрывной машине были получены значения модуля упругости для материала цилиндра при различных значениях температуры. Испытание образцов на статическое растяжение проводилось при температурах (°C): 20; 100; 200; 400; 600; 800. Растяжение осуществля-

лось при скорости деформирования 5 мм/мин.

Эксперименты проводились на машине INSTRON серии 5982 с компьютерным управлением, с тяжелой рамой и рабочей нагрузкой 100 кН.

В итоге проведения моделирования с применением экспериментальных данных получены результаты, позволяющие выявить закономерности влияния усилий при монтаже на изменение геометрии цилиндра.

Результаты расчета с использованием опытных данных сопоставлены с результатами расчета на основе стандартных табличных значений для данного материала.

## **ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

По результатам сравнения можно сделать вывод, что перемещения уменьшаются с увеличением модуля упругости.

Кроме характеристик материала, на картину деформации влияют конструктивные особенности детали.

В исследуемом цилиндре такой особенностью является технологическая выемка в поясе оребрения цилиндра. Данная проточка разрывает пояс оребрения, что вносит несимметричность и может повлиять на жесткость детали.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. БИРГЕР И.А., ИОСИЛЕВИЧ Г.Б. РЕЗЬБОВЫЕ И ФЛАНЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ. – М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1990. – 368 С.
2. АГЕЕВ А.Г. СНИЖЕНИЕ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В БЫСТРОХОДНОМ ДИЗЕЛЕ ВОЗДУШНОГО ОХЛАЖДЕНИЯ СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕМ КОНСТРУКЦИИ ДЕТАЛЕЙ ЦПГ, ДИСС КАНД. ТЕХН. НАУК. – МОСКВА, 2017 Г. 177 С.
3. ДИЗЕЛИ С ВОЗДУШНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ ВЛАДИМИРСКОГО ТРАКТОРНОГО ЗАВОДА /В.В. ЭФРОС [И ДР.]. М.: МАШИНОСТРОЕНИЕ, 1976. 277 С.

## **КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ**

Платонов К.Ю.: k.j.platonov@mail.ru

---

# **Study of air-cooled diesel cylinders deformations features from the action of mounting forces**

**K.Y. Platonov**  
Tula State University, Russia

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

L.L. Myagkov, V.M. Sivachev  
Bauman MSTU, Russia

## INTRODUCTION

The organization of nucleate boiling of the coolant is one of the most promising direction in solving the problem of reducing the temperatures and the thermal stresses of internal combustion engines (ICE) parts [1]. In this connection, research of heat- and mass transfer in engine cooling system is needed.

In present time, research of heat- and mass transfer in engine cooling system is performed using CFD(Computational Fluid Dynamics)-codes. Additionally, the conjugate heat transfer problem between solid parts and liquid is usually solved when the condition of thermal fields conjugation must be satisfied. Wherein, the boiling phenomena can be taken into account through special mathematical models for wall heat flux – boiling models. A great variety of boiling models is available to describe subcooled boiling on the ICE cooling gallery. A review of the literature shows that Chen boiling model [2] is the most common approach to do it.

## STATEMENT OF WORK

The study object of current work is the modern four-stroke V-shaped 12-cylinder high performance diesel engine D500 (bore/stroke is 26,5/31, rated speed is 1000 rpm). This diesel has the gas turbine charging and the charge air-cooling. The diesel D500 is designed for a wide range of new generation industrial products: locomotives, ships, nuclear power plants [3].

The first step of actual study is single-phase flow simulation. Figure 1 shows the computational domain which consists of solid and liquid (or CFD) regions. The boundary conditions for engine parts are determined from the calculation of working process and from experimental data for given type diesels. Engine cooling study is done for perspective forced working process with following characteristics: rated power is 4688 kW, mean effective pressure is 27,4 bar, peak cylinder pressure is 200 bar. The natural convection in the cavities of covers of valve mechanism groups is modelled per method whereby natural convection is regarding as process of heat conduction. The parameters of cooling system: the pressure is 2,5 bar, the water rate is 130 m<sup>3</sup>/h.

The following assumptions were accepted: flow is steady-state and turbulent; liquid is viscous, Newtonian and incompressible. The transport equations for mass, momentum, and energy are solved. The k- $\omega$  turbulence model is used along with the wall functions.

## RESULTS

Analysis is performed through commercial CFD software STAR CCM+. The results are presented on Figure 2. It can be seen from Figure 2,b that water temperature in some places of cooling gallery of cylinder heads and liners reaches saturation temperature ( $T_{sat}=127^{\circ}\text{C}$  for  $p=2,5$  bar).

## CONCLUSION

1. It is advisable to simulate the boiling process on ICE cooling gallery on the basis of a single-phase method with Chen boiling model to describe the wall heat flux;
2. In STAR CCM+ software, the computational model for conjugate heat- mass transfer simulation on diesel engine D500 cooling system is created.
3. The analysis of heat- mass transfer on cooling system of engine D500 is done.
4. According to results obtained, water temperature in certain zones of cooling passages reaches saturation temperature, therefore analysis should be carried out taking into account water boiling process.

Also, as the directions of further research it is outlined following:

1. The implementation Chen boiling model for a CFD;
2. The heat- mass transfer study on diesel cooling system with boiling;
3. The modification of cooling cavity geometry to reach nucleate boiling contributing to the decrease of diesel parts temperatures.

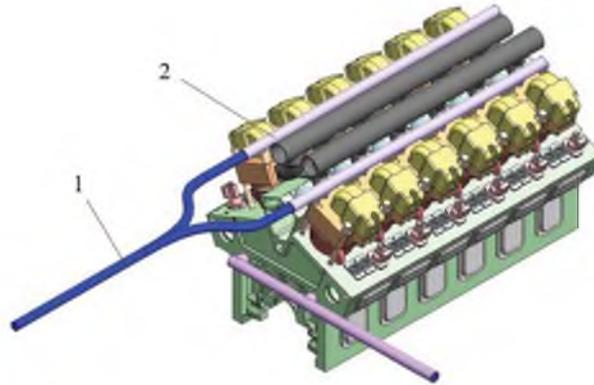


Figure 1 – Computational domain:  
1 – CFD-domain; 2 – solid domain

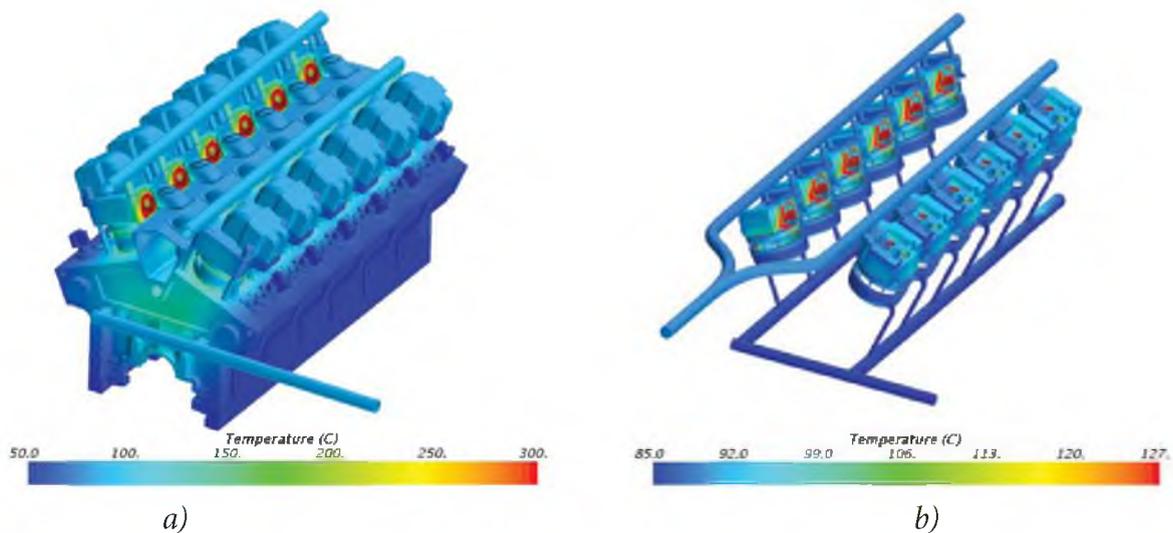


Figure 2 – Thermal state of diesel parts (a) and cooling water (b)

## REFERENCES

1. Novennikov A.L. Teoreticheskie aspekty, metody i puti uluchsheniia teplovogo sostoianiia okhlazhdaemykh detalei porshnevnykh dvigatelei. Diss. dokt. tekhn. nauk [Theoretical aspects, methods and ways to improve the thermal state of the cooled parts of piston engines. Dr. tech. sci. diss.]. Moscow, 1993. 213 p.
2. J.C. Chen, “Correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow,” Industrial & Engineering Chemistry Process Design and Development, vol. 5, no. 3, pp. 323–329, 1966.
3. Official site of PJSC «Kolomensky zavod» [e-resource]. URL: [http:// kolomndiesel.com](http://kolomndiesel.com) (date of the application: 28.09.18).

## CONTACT INFORMATION

Sivachev V.M.: [vladsivachev@yandex.ru](mailto:vladsivachev@yandex.ru)

# 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 MSTU, Russia

## INTRODUCTION

The rise in specific power output of the high-powered diesel engines results in increase of mechanical and thermal loads on the combustion chamber parts. Presently, the maximum temperature of Al-Si-Cu-Ni-Mg piston reaches 420°C representing a homologous temperature (the ratio to the melting temperature in K) range 0.8-0.9 [1]. The high level of homologous temperatures indicates a significant decrease in thermal strength of pistons, therefore it is necessary to more precisely simulate their thermal and stress-strain state taking into account the two-frequency loading and viscoplastic deformation.

## METHODOLOGY OF PISTON DURABILITY ESTIMATION

The piston of the YaMZ-6586 diesel engine with a rated power of 309 kW is chosen as the object of this study. The solid model of piston was built in the design software SolidWorks. To increase the stress concentration, the combustion bowl rim was made sharp without fillet radius.

The engine cycle at nominal power mode was calculated using the engine simulation software Diesel-RK. Thermal boundary conditions for piston surfaces were determined through ICE program. To obtain the high cycle temperature variation for one operating cycle, the local values of heat transfer coefficient as a function of crank angle were calculated according to equation from [2]. To calculate the mechanical loading, the gas pressures and piston accelerations were applied to finite element model.

Mathematical simulation of the thermal and stress-strain state of the piston using commercial software ANSYS was carried out for three cycles «Start-Stop» and one operating cycle.

For modeling the stress-strain state of the piston, inelastic material properties were used. Chaboche Nonlinear Kinematic Hardening model [3] was chosen to calculate plastic deformations. Norton's law representing the relationship between the minimum creep strain rate, applied stress and temperature was used for creep modeling [4].

A stabilized loop of stress-strain hysteresis for the combustion bowl rim was obtained (see Fig. 1, a). The variations of temperatures and stresses corresponding to high-frequency load were also determined (see Fig. 1, b).

Low cycle fatigue of the bowl rim was estimated using deformation and energy criteria. The number of cycles to failure were 31000 and 288000 cycles, respectively. This large divergence of results is due to the energy criteria takes into account both deformations and stresses of cycle.

The recent studies on the durability of materials for heat-stressed parts operating under two-frequency loading show that damage linear summation rule (Palmgren-Miner rule) is not confirmed [5]. Thus, low cycle fatigue curves representing relationship between number of macrocycles of thermomechanical load and amplitude of superimposed high-frequency mechanical load should be used. The bowl rim durability corresponding to strain amplitude of 0.07% will decrease to 6200 and 57600 cycles, respectively.

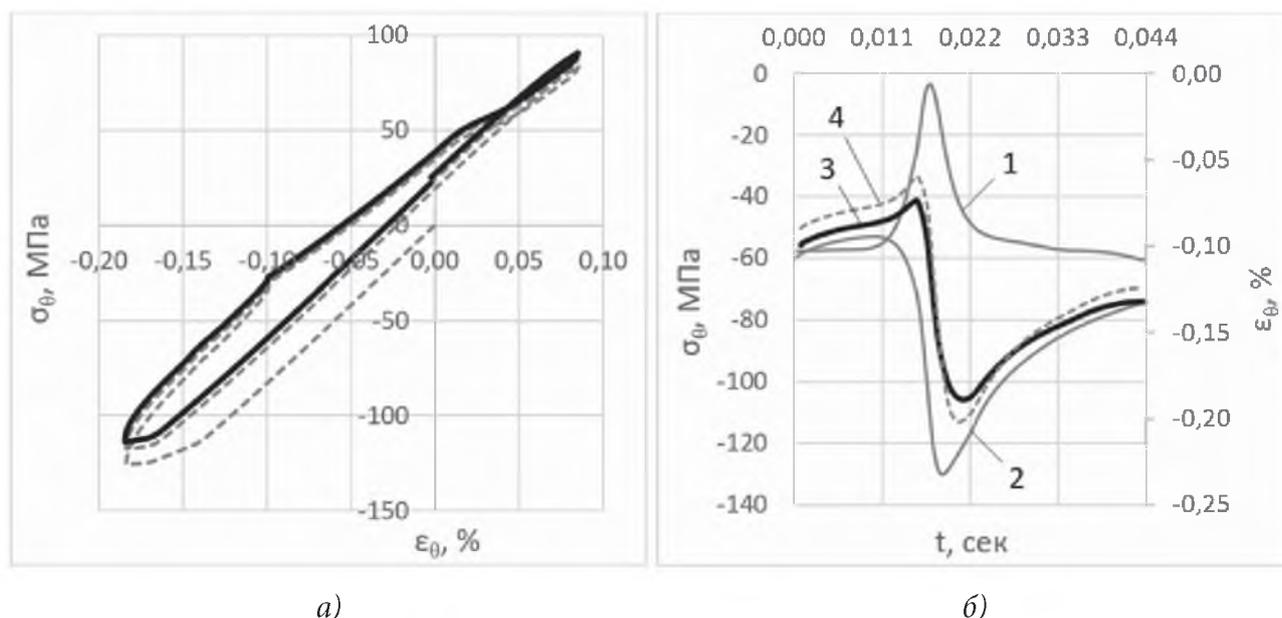


Figure 1 – Two-frequency loading of bowl rim:  
 a – low cycle deformation; б – high cycle variation of mechanical (1), thermal (2), total (3) stresses and total strain (4)

## CONCLUSION

The transient temperature and strain fields of the piston corresponding to high- and low-frequency thermomechanical loading were obtained. The piston life was evaluated using two different criteria of low cycle failure. It was found that superimposed high-frequency load decreases durability of sharp combustion bowl rim by 80%.

## LIST OF REFERENCES

1. 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.
2. Stankevich I.V. Opredelenie teplonapriagnosti kryshek tsilindrov dislei s uchetom nelineinosti zadachi uprugosti: Diss. kand. tekhn. nauk [Determination of thermal stresses of diesel engines cylinder heads taking into account nonlinearity of heat conduction problem. Cand. tech. sci. diss.]. Moscow, 1984. 233 p.
3. Chaboche J.L. Constitutive Equations for Cyclic Plasticity and Cyclic Viscoplasticity // International Journal of Plasticity. 1989. Vol. 5. Pp. 247-302.
4. Manson S.S., Halford G.R. Fatigue and Durability of Metals at High Temperatures. ASM International, 2009. 278 p.
5. 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.

## CONTACT INFORMATION

Sivachev S.M.: stassivachev@yandex.ru

## Новое семейство дизельных двигателей ТМЗ-880

А.А. Шевцов

ПАО «Тутаевский моторный завод», Россия

### ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ПРЕДПРИЯТИИ

ПАО «Тутаевский моторный завод», отмечаящее в этом году свое 50-тилетие, выпускает многоцелевые дизельные двигатели мощностью 200...441 кВт (300...600 л.с.), коробки передач, автокомпоненты, литье и штамповки. В 2017 г. ПАО «ТМЗ» реализовало более 2,5 тыс. двигателей, что почти в 2,5 раза превышает аналогичный показатель за 2014 г.

### ОСНОВНЫЕ ПОТРЕБИТЕЛИ ДВИГАТЕЛЕЙ ТМЗ

Двигатели ТМЗ традиционно применяются на сельскохозяйственных тракторах и комбайнах, внедорожных автомобилях, дорожно-строительной и коммунальной технике, промышленных тракторах, речных судах, промышленных тепловозах, в составе электрогенераторных и насосных установок.

### ДВИГАТЕЛИ ДЛЯ СПОРТИВНЫХ АВТОМОБИЛЕЙ

Двигатели ТМЗ мощностью 700 кВт (950 л.с.) используются спортивными командами «КамАЗ-Мастер» и «МАЗ-СПОРТ». Команда «КамАЗ-Мастер» на автомобилях с двигателями ТМЗ – 13-ти кратный победитель ралли-марафонов «ДАКАР» и неоднократный призер – других соревнований.

### ПРОГРАММА «ТМЗ-880»

В апреле 2014 г. ПАО «ТМЗ» в инициативном порядке, при поддержке ВПК при Правительстве РФ начало реализацию программы «Разработка и организация производства высокооборотных дизельных двигателей нового поколения с улучшенными технико-экономическими показателями (ТМЗ-880)», предполагающей разработку двигателей мощностью от 294 до 1324 кВт (от 400 до 1800 л.с.) с параметрами, соответствующими мировому уровню, и обладающими потенциалом к их дальнейшему улучшению. Программа ТМЗ-880 нацелена на удовлетворение спроса широкого спектра потребителей в различных отраслях промышленности, снижение зависимости российских компаний от импорта, развитие экспорта.

### КОНСТРУКЦИЯ ДВИГАТЕЛЕЙ ТМЗ-880

Конструкция двигателей ТМЗ-880 будет базироваться на проверенных технических решениях, реализованных на двигателях «серийного» семейства ТМЗ-840, дополненных следующими изменениями, необходимыми для увеличения форсировки и снижения токсичности отработавших газов: •Увеличенный ход поршня (со 140 до 150 мм); •Увеличенная шатунная шейка коленчатого вала (с 90 до 100 мм); •Облегченный алюминиевый или стальной поршень; •Поршневые кольца новой конструкции; •«Сырая» гильза цилиндра из фосфористого чугуна; •Чугунная головка цилиндров; •Топливная аппаратура трех типов: традиционная разделенного типа с механическим регулятором ТНВД, традиционная с электронным регулятором ТНВД, аккумуляторного типа (Common Rail); •Турбокомпрессор с перепуском отработавших газов; •Внешние системы очистки отработавших газов (для модификаций, соответствующих экостандартам Stage IIIb...V).

### ПРЕДПОСЫЛКИ РЕАЛИЗАЦИИ ПРОГРАММЫ «ТМЗ-880»

— Благоприятные рыночные условия. Высокий спрос на данный вид продукции сохраняется как в России, так и за её пределами. Потенциальная емкость российского рынка достигает 6000

шт. в год. Важным фактором являются ограничения на государственные закупки тяжёлых дизельных двигателей и их элементов за рубежом.

— Компетенции в разработке и признание потребителей. Завод выпускает дизельные двигатели с 1987 г., в настоящее время в производстве находятся более 40 модификаций двигателей различного назначения, которые пользуются устойчивым спросом на рынке.

— Современные действующие производственные мощности. ПАО «ТМЗ» – предприятие полного технологического цикла, на территории расположены литейное, кузнечное, термическое, механообрабатывающее производства, участки сборки и испытания двигателей. Обработка деталей осуществляется на современном оборудовании компаний MORI SEIKI, BOEHRINGER, LITZ, LIEBHERR, REISHAUER, DMG и др.

— Налаженная межзаводская кооперация. Значительную часть покупных комплектующих новых двигателей будут производить действующие поставщики. Сохранится высокий уровень локализации производства (сейчас российские компании поставляют около 98% покупных, в т.ч. предприятия Ярославской области – около 80%).

— Высокая оценка независимого эксперта. По оценке «AVL List GmbH» (Австрия) существующая платформа (диаметр цилиндра 140 мм, ход поршня 140 или 150 мм, межцилиндровое расстояние 195 мм) обладает потенциалом для продления жизненного цикла. При реализации определенных изменений конструкции и технологии мощность базового двигателя V8 может быть увеличена до 560...646 кВт (760...879 л.с.) для коммерческих версий, а V12 до 840 кВт (1142 л.с.).

## ТЕКУЩИЙ СТАТУС РАБОТ

В настоящее время разработана конструкторская документация и идет изготовление первого опытного образца мощностью 330 кВт (450 л.с.) с топливной аппаратурой типа Common Rail. Испытания первого образца начнутся в 4-м квартале 2018 г. На 2019 г. запланировано изготовление и стендовые испытания опытных образцов мощностью до 560 кВт (760 л.с.).

## ПРОГРАММА «АК-2018»: ПРОБЛЕМНЫЕ КОМПОНЕНТЫ

Весной текущего года Минпромторгом России было принято решение об организации на базе ФГУП «НАМИ» рабочих групп по развитию отечественных производств компонентов для автомобильной промышленности. В мае и июне было проведено четыре совещания рабочей группы по разработке Программы развития отечественных производств компонентов (Программа «АК-2018»). В качестве первоочередных были выбраны наиболее критичные направления, в т.ч. «Двигатель и его системы». В ходе работы над программой «АК-2018» ПАО «ТМЗ» подготовило список «проблемных» компонентов, имеющих «санкционные» риски при импорте по причинам отсутствия производства в РФ или несоответствия требованиям по техническим характеристикам и/или качеству.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Шевцов А.А.: shevtsovaa@oaotmz.ru

## ПРИЛОЖЕНИЯ

Презентация с иллюстрациями к докладу.

---

**New diesel engines family TMZ-880**

**A.A. Shevtsov**  
TMZ, Russia

# Педагогические условия формирования индивидуальных образовательных траекторий аспирантов технического вуза

А.С. Климова

Самарский государственный университет путей сообщения, Россия

## ВВЕДЕНИЕ

Совершенствование образовательных 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 научно-педагогических 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].

## МЕТОДИКА ВЫСТРАИВАНИЯ ИОТ

Проектирование и внедрение ИОТ обучающихся по программам подготовки научно-педагогических кадров возможно при соблюдении следующих условий:

1. Гибкость образовательных программ, их адаптируемость под быстроменяющиеся требования экономики страны.
2. Вариативность программ, которые должны способствовать удовлетворению образовательных запросов каждого обучающегося.
3. Информационная открытость учебно-методических материалов, их максимальная доступность для аспирантов.
4. Консультативная поддержка обучающихся со стороны научного руководителя и сотрудников отдела аспирантуры.
5. Индивидуализация образовательного процесса, предполагающая учет темпов освоения и путей приобретения профессиональных компетенций каждым обучающимся.
6. Формирование готовности аспирантов к проектированию собственных образовательных траекторий.

Для того чтобы выяснить, насколько аспиранты готовы к проектированию ИОТ, нами было проведено исследование. 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 формирования аспирантами своих ИОТ важным является доступность и открытость информации, касающейся образовательной и научной составляющей учебного плана и основной образовательной программы в целом.

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.

Как показал опрос, нерешенной проблемой, затрудняющей индивидуализацию процесса подготовки научно-педагогических кадров, является неосведомленность аспирантов о специфике ИОТ и технологии ее проектирования. Только 25% аспирантов готовы самостоятельно спроектировать индивидуальную 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**

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.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

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

## **КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ**

Климова А.С.: [kli-90@mail.ru](mailto:kli-90@mail.ru)

---

# **Pedagogical conditions of individual educational path designing by post gradulators in a technical university**

**A.S. Klimova**  
Samara State Transport University, Russia

## Газовые двигатели на базе дизельного двигателя Д49

С.В. Буров, В.В. Калинин, С.Б. Миляев  
ОАО «Коломенский завод», Россия

### ВВЕДЕНИЕ

Первый прототип газового двигатель-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 двигатель было минимизировать конструктивные изменения по двигателю с целью обеспечения унификации основных узлов. Для конвертации дизельного двигателя 12ЧН26/26 типа Д49 в газовый двигатель была разработана система управления газовым двигателем-генератором при работе на сеть неограниченной мощности, включающая систему подачи топливного газа с электроуправляемыми 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, систему контроля и регулирования коэффициента избытка воздуха, систему анализа и подавления детонационных явлений, а так же отработаны настройки системы управления при работе в параллель с сетью.

Для переналадки системы управления и обеспечения работы двигателя генератора на автономную нагрузку в 2017 году проведены испытания двигатель-генератора газового 8ГМГ (12ГЧН26/26) мощностью 1160 кВт.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

При перенастройке системы управления двигателя для работы на автономную нагрузку необходимо обеспечить стабильную работу двигателя при высоких показателях приемистости. Высокая приемистость двигателя была реализована за счет обеспечения работ двигателя на обедненных смесях, путем регулирования коэффициента избытка воздуха в топливовоздушной смеси электроуправляемой заслонкой работающей по сигналу от системы анализа количества оставшегося кислорода в отработавших газах, и перепуска избытка наддувочного воздуха заслонкой перепуска обратно на всасывание турбокомпрессора.

Установлено, что для обеспечения надежной работы двигателя коэффициент избытка воздуха в топливовоздушной смеси необходимо поддерживать в пределах 1,2 – 1,6. Так как при коэффициенте избытка воздуха ( $\lambda$ ) менее 1,2 резко повышается температура за цилиндрами более 650° С, а при  $\lambda$  более 1,6 температура за цилиндрами снижается, но повышается вероятность пропуска вспышек зажигания. При работе двигателя на обедненных смесях с резким увеличении нагрузки регулятор частоты вращения увеличит подачу топливного газа, в результате коэффициент избытка воздуха в топливовоздушной снизится до 1.1 обеспечив качественное сгорание и высокую скорость нарастания давления, а возросшая температуры выпускных газов повысит наддув двигателя, что совместно с заслонкой подачи воздуха на двигатель позволит поддержать  $\lambda$  в пределах 1.2 – 1.6. Так при коэффициенте избытка воздуха в топливовоздушной смеси 1.6 двигатель-генератор обеспечивает приемистость нагрузки до 70% (800кВт) от номинальной мощности (1160 кВт).

Для обеспечения подачи большого количества топливного газа в цилиндры двигателя через газоподающие клапаны, давления топливного газа на входе в двигатель установлено от 2,5 до 3,0 кг/см<sup>2</sup> при это максимальная цикловая длительность топливоподачи составляет 20 мс или 120° поворота коленчатого вала (ПКВ) за верхней мертвой точкой (ВМТ). Ограничение цикловой подачи 120° ПКВ за ВМТ обусловлено максимальной скоростью нарастания объема камеры сгорания на такте всасывания при движении поршня вниз. Так как при приближении

поршня к нижней мертвой точке, наполнение цилиндра снижается, а давление наддува перед впускными окнами возрастает, блокируя подачу топливного газа в цилиндр двигателя.

Применение в системе управления индивидуальных газовых клапанов для каждого цилиндра двигателя с регулированием цикловой подачи газа позволяет: отключать часть цилиндров на частоте холостого хода, в установившихся режимах реализовать работу алгоритма равномерного распределения температур и гашения детонации в цилиндрах двигателя. Так при отклонении температуры в цилиндре двигателя от заданного диапазона  $\pm 50^{\circ}\text{C}$ , регулятором подачи топлива выдается сигнал увеличить или уменьшить длительность импульса открытия газового клапана для возврата температуры цилиндра в заданный диапазон, а по сигналу от системы контроля детонации в цилиндрах двигателя регулятор выдает сигнал уменьшить длительность импульса открытия газового клапана, что приводит к повышению коэффициента избытка воздуха в цилиндре, снижению температуры стенок камеры сгорания для ухода от детонационных явлений вызванных калильным зажиганием. Если выше перечисленные действия не возобновили нормальную работу цилиндра, система выдает сигнал о неисправности цилиндра.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Система управления газовым двигатель-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 двигателя генератора 12ГЧН26/26 необходимо поддерживать коэффициент избытка воздуха в диапазоне от 1,2 до 1,6.
4. Максимальная длительность управляющего импульса, подаваемого на газовые клапаны 20мс при частоте вращения двигателя 1000 об/мин, этим обеспечивается отсутствие заброса газа во впускную систему.
5. Разработан алгоритм гашения детонации и коррекции температур газа по цилиндрам двигателя при работе двигателя на переменную нагрузку.
6. Разработанная система управления с газоподающими электроуправляемыми клапанами обеспечивает стабильный разового приема нагрузки до 70% (800кВт) от номинальной мощности (1160 кВт) при автономном режиме работы газового двигатель-генератора.
7. Для обеспечения стабильной работы газового двигателя на всех режимах требуется дальнейшая оптимизация системы сгорания, прежде всего камеры сгорания в поршне (крышке цилиндра), системы зажигания, системы подвода и дозирования топливного газа.

## 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.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Буров С.В., Калиниченко В.В., Миляев С.Б.: kz@kolomzavod.ru, ugkm@kolomzavod.ru  
т.8-496-613-83-67

---

## Gas engines based on diesel engines D49

S.V. Burov, V.V. Kalinichenko, S.B. Milyaev  
PJSC "Kolomensky zavod", Russia

## Сравнительный анализ способов перевода дизеля Д49 на природный газ

А.В. Муратов, А.Ю. Балакин, С.А. Петухов, Д.С. Бардин  
ФГБОУ ВО «СамГУПС»

Задача снижения эксплуатационных расходов дизельного топлива с одновременным снижением выбросов вредных веществ тепловозными дизелями может быть решена только комплексом мероприятий, одно из которых – использование альтернативных и комбинированных видов топлив [1,2].

Наиболее реальным в настоящее время является использование природного газа.

Ранее проводился ряд испытаний по частичному замещению дизельного топлива природным газом, которые показали экономическую и экологическую эффективность использования систем насыщения, двухтопливных систем в конструкции дизелей [3,4].

Однако наиболее актуальной задачей видится конвертирование дизелей на работу с использованием газомоторного топлива.

Для этого необходимо вносить ряд изменений в конструкцию самого дизеля.

Наиболее целесообразным видится оборудование дизеля системой принудительного зажигания, или внесение в конструкцию форкамеры с искровым зажиганием

Чтобы провести сравнительный анализ рассматриваемых способов перевода дизеля 1А-5Д49-2 (16ЧН26/26) тепловоза 2ТЭ116 на природный газ в программе Diesel-RK был смоделирован рабочий процесс трех двигателей: первый – на дизельном топливе, второй – на газовой смеси с искровым зажиганием, третий – на газовой смеси с искровым зажиганием и форкамерой [5].

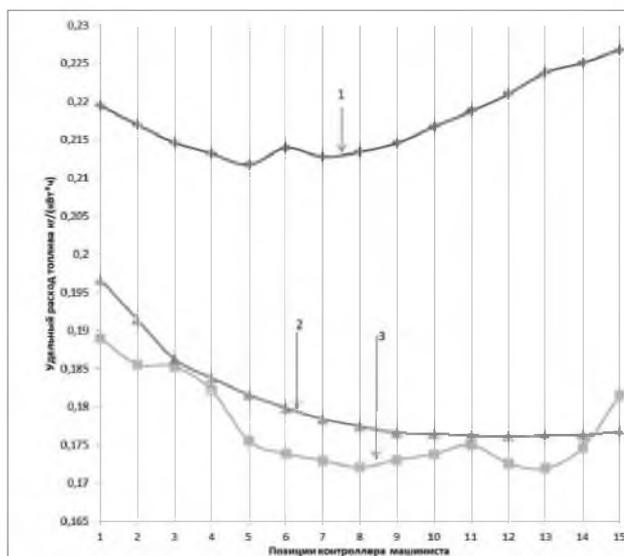


Рисунок 1 – Зависимость удельного расхода топлива от позиции контроллера машиниста при работе: 1-на дизельном топливе; 2 – на газовой смеси с искровым зажиганием 3- на газовой смеси с искровым зажиганием и форкамерой.

Зависимости, приведенные на рисунке 1 и 2 показывают, что замещение дизельного топлива природным газом является целесообразным с точки зрения экономичности и эффективности использования дизелей. Применение же принудительной системы зажигания, а также введение в конструкцию форкамеры позволит более полно использовать газомоторное топливо для получения энергии на большей части режимов эксплуатации дизеля Д49.

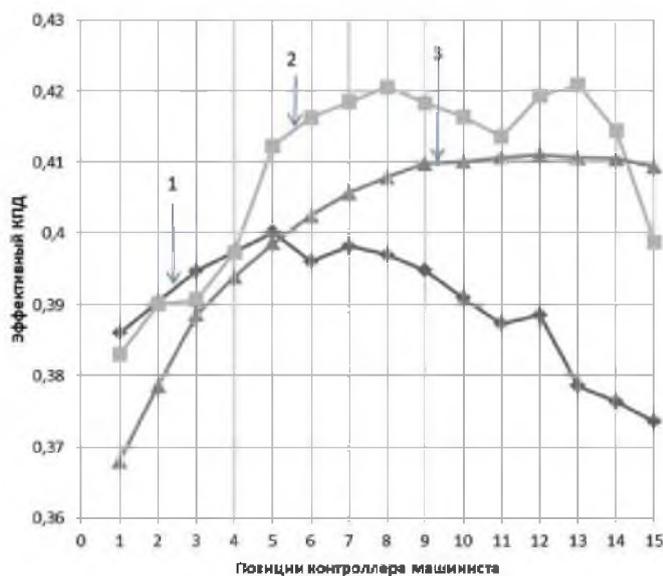


Рисунок 2 – Зависимость эффективного КПД от позиции контроллера машиниста при работе: 1-на дизельном топливе; 2 – на газовой смеси с искровым зажиганием  
3- на газовой смеси с искровым зажиганием и форкамерой

В целом, проведенные расчетно-экспериментальные исследования позволяют сделать вывод о положительном влиянии на экономичность дизелей тепловозов при переводе природный газ, однако выбор наиболее оптимальной схемы перевода, внесение конструктивных изменений в основные системы дизеля является довольно сложной и многогранной задачей и базируется на индивидуальном подходе к каждому типу дизеля.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Проблемы и перспективы эксплуатации газотепловозов на куйбышевской железной дороге – филиале ОАО «РЖД» / Д.Я. Носырев, А.В. Муратов, С.А. Петухов, Л.С. Курманова // Вестник транспорта Поволжья №5(47) – Самара: СамГУПС, 2014. – С.20-23.
2. Основные направления повышения эффективности использования тепловозов / Д.Я. Носырев, А.В. Муратов, С.А. Петухов // материалы Всероссийской научно-технической конференции с международным участием. Ответственный редактор: И.И. Галиев. С. 287-291.
3. Влияние насыщения дизельного топлива метаном на эксплуатационные показатели тепловозных дизелей / Д.Я. Носырев, А.В. Муратов, С.А. Петухов, Л.С. Курманова // Вестник транспорта Поволжья №6(60) – Самара: СамГУПС, 2016. – С.25-28.
4. Железнов Д.В., Ляшенко В.В., Муратов А.В. \ \ Проблемы и перспективы перевода тягового подвижного состава железных дорог на газомоторное топливо Вестник транспорта Поволжья. – 2016 – № 1 – С. 16-20;
5. Программный комплекс Diesel-RK <http://www.diesel-rk.bmstu.ru>

## A comparative analysis of the ways of transferring diesel D49 to natural gas

A.V. Muratov, A.Y. Balakin, S.A. Petuhov, D.S. Bardin  
Samara State Transport University, Russia



непосредственно в цилиндр, подача газообразного топлива осуществляется с помощью распределенного впрыска во впускной трубопровод. Расчетная эффективная мощность 405 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup>.

Расчетные исследования проводились на трех рабочих режимах при среднем эффективном давлении ( $P_e$ ) в цилиндре равном 25, 10 и 2 бар соответственно. При этом, частота вращения оставалась неизменной и равной 1400 мин<sup>-1</sup>. При исследовании определялись оптимальные показатели таких параметров, как величина запальной порции ДТ, угол опережения впрыскивания запальной порции ДТ ( $\varphi_{ОВ}$ ), коэффициент избытка воздуха ( $\alpha$ ) и степень рециркуляции ОГ. При этом оценка производилась по таким показателям, как удельный эффективный расход топлива ( $g_e$ ) и удельные выбросы оксидов азота.

При проведении исследований величина запальной порции ДТ изменялась в диапазоне от 5 до 40 мг/цикл,  $\varphi_{ОВ}$  изменялся в диапазоне от 0 до 25 градусов поворота коленчатого вала (град. п.к.в.) до верхней мертвой точки (ВМТ),  $\alpha$  изменялся в диапазоне от 1 до 1,6, степень рециркуляции составляет 15-20% от всего массового расхода ОГ в рамках данных исследований.

## ОБРАБОТКА РЕЗУЛЬТАТОВ

В результате расчетов получено, что для режимов  $P_e$  25 и 10 бар оптимальная величина запальной порции равна 5 мг/цикл, а для режима 2 бар – 10 мг/цикл.

При исследовании влияния  $\varphi_{ОВ}$  получено, что для режимов  $P_e$  25 и 10 бар оптимальный  $\varphi_{ОВ}$  составляет 10 град. п.к.в. до ВМТ, для режима  $P_e$  2 бар – 12 град. п.к.в. до ВМТ.

В результате исследования влияния  $\alpha$  получено, что для режима  $P_e$  25 бар оптимальный  $\alpha$  равен 1,35, для режима  $P_e$  10 бар – 1,4, а для режима  $P_e$  2 бар оптимальный  $\alpha$  равен 1,5.

При исследовании влияния степени рециркуляции ОГ получено, что для режимов  $P_e$  25 и 10 бар оптимальная степень рециркуляции равна 20% от массового расхода ОГ, а для режима  $P_e$  2 бар – 8-10% от массового расхода ОГ.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В результате проведенного исследования влияния параметров регулирования рабочего процесса газодизельного двигателя на топливную экономичность и экологическую безопасность были выявлены оптимальные значения таких параметров, как величина запальной порции ДТ, угол начала впрыскивания запальной порции ДТ, коэффициент избытка воздуха и степень рециркуляции ОГ в рамках исследуемых режимов работы.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Luksho V. A. Investigation of the working process and environmental performance of a dual-fuel gas engine / V. A. Luksho et al. // ARPN Journal of Engineering and Applied Sciences. – 2016. – 11. – p. 12472-12479.
2. Yang Bo. Effects of pilot injection timing on the combustion noise and particle emissions of a diesel/natural gas dual-fuel engine at low load / Bo Yang et al. // Applied Thermal Engineering. – 2016. – . – p. 1-29.
3. Selim M. Pressure–time characteristics in diesel engine fuelled with natural gas / M. Selim. // Renewable Energy. – 2001. – . – p. 473-489.

## Использование растительных масел в качестве добавок к нефтяному дизельному топливу

В.А. Марков, С.С. Лобода, Са Бовэнь  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия  
С.Н. Девянин, С.А. Зыков  
РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Россия

### ВВЕДЕНИЕ

В последние годы расширяется применение биотоплив в двигателях внутреннего сгорания. Среди биотоплив, нашедших наибольшее применение в дизелях, следует выделить растительные масла и их производные – метиловый, этиловый и бутиловый эфиры. Применение растительных масел в качестве самостоятельного дизельного топлива затруднено из-за различий физико-химических свойств этих масел и нефтяного ДТ. В связи с этим представляется целесообразным использовать растительные масла как экологическую добавку к нефтяному ДТ.

### ОПТИМИЗАЦИЯ СОСТАВА СМЕСЕВЫХ БИОТОПЛИВ

Работа дизеля характеризуется целым комплексом показателей (критериев) токсичности ОГ – нормируемыми выбросами оксидов азота  $\text{NO}_x$ , монооксида углерода  $\text{CO}$ , легких несгоревших углеводородов  $\text{CH}_x$  и твердых частиц или сажи (углерода)  $\text{C}$  (дымностью ОГ). В результате задача выбора оптимального состава смесевых биотоплив становится многокритериальной оптимизационной задачей. В данной работе предложена методика оптимизации состава смесевых биотоплив — смесей нефтяного ДТ с исследуемыми растительными маслами, построенная на составлении обобщенного аддитивного критерия оптимальности

$$J_0 = a_{\text{NO}_x} J_{\text{NO}_x} + a_{\text{CO}} J_{\text{CO}} + a_{\text{CH}_x} J_{\text{CH}_x} + a_{K_x} J_{K_x}, \quad (1)$$

где  $J_{\text{NO}_x}$ ,  $J_{\text{CO}}$ ,  $J_{\text{CH}_x}$ ,  $J_{K_x}$  — частные критерии оптимальности по выбросам соответственно оксидов азота  $\text{NO}_x$ , монооксида углерода  $\text{CO}$ , легких несгоревших углеводородов  $\text{CH}_x$  и сажи  $\text{C}$  (дымности ОГ  $K_x$ );  $a_{\text{NO}_x}$ ,  $a_{\text{CO}}$ ,  $a_{\text{CH}_x}$ ,  $a_{K_x}$  — весовые коэффициенты частных критериев оптимальности. Токсикологическая значимость токсичных компонентов ОГ —  $\text{NO}_x$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_x$ , сажи (дымность ОГ) — оценивается как отношение 1:41,1:1:3,16:200. С учетом этих данных выражение (1) принимает вид

$$J_0 = 41,1J_{\text{NO}_x} + 1,0J_{\text{CO}} + 3,16J_{\text{CH}_x} + 200J_{K_x}. \quad (2)$$

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

$$\begin{aligned} J_{\text{NO}_x} &= e_{\text{NO}_x i} / e_{\text{NO}_x \text{ ДТ}}; J_{\text{CO}} = e_{\text{CO} i} / e_{\text{CO} \text{ ДТ}}; \\ J_{\text{CH}_x} &= e_{\text{CH}_x i} / e_{\text{CH}_x \text{ ДТ}}; J_{K_x} = K_{x i} / K_{x \text{ ДТ}}, \end{aligned} \quad (3)$$

где  $e_{\text{NO}_x i}$ ,  $e_{\text{CO} i}$ ,  $e_{\text{CH}_x i}$ ,  $K_{x i}$  — параметры дизеля, работающего на  $i$ -м топливе;  $e_{\text{NO}_x \text{ ДТ}}$ ,  $e_{\text{CO} \text{ ДТ}}$ ,  $e_{\text{CH}_x \text{ ДТ}}$ ,  $K_{x \text{ ДТ}}$  его параметры при работе на нефтяном ДТ. 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

$$\bar{J}_0 = J_{0i} / J_{0 \text{ ДТ}}. \quad (4)$$

При решении оптимизационной задачи с помощью выражений (2) и (4) обобщенный критерий оптимальности  $\bar{J}_0$  минимизируется. Предложенная методика применена для оптимизации состава смесей нефтяного ДТ с маслами (ЛМ, ГМ, РапсМ) в дизеле Д-245.12С. 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  $\bar{J}_0$  монотонно уменьшаются. При работе на нефтяном ДТ обобщенный критерий  $\bar{J}_0$  равен единице, а минимальное значение обобщенного критерия оптимальности ( $\bar{J}_0 = 0,851$ ) достигнуто при использовании смеси 91 % нефтяного ДТ и 9 % ЛМ.

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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  $=0,851$  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 тапкх смесей (до 1,2-1,4%), что сопровождается снижением выбросов сажи (13-17%) и оксидов азота (на 2-3%) с ОГ.

### КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

---

## Use of vegetable oils as additives to petroleum diesel fuel

V.A. Markov, S.S. Loboda, Bowen Sa  
Bauman MSTU, Russia

S.N. Devyanin, S.A. Zykov  
RGAU-MSKhA named after K.A. Timiryazev, Russia

## Эксплуатационные показатели газового двигателя

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

### ВВЕДЕНИЕ

Истощение мировых запасов нефти, нарастающий дефицит нефтепродуктов и повышение цен на традиционные моторные топлива вынуждают двигателестроителей искать им замену. Другой причиной интенсивных поисков альтернативных энергоносителей является ужесточение требований к токсичности отработавших газов (ОГ) двигателей. Среди одного из наиболее перспективных альтернативных топлив рассматривается природный газ. 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.

### 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. Основную долю времени (62%) двигатель работает в диапазоне частот вращения  $n=0,48-0,67 n_{ном}$ , а в области номинальной частоты вращения – не более 2,5%. Каждый эксплуатационный режим имеет свою специфику и отличается по показателям топливной экономичности и токсичности ОГ дизеля.

### ЭКСПЛУАТАЦИОННЫЕ ПОКАЗАТЕЛИ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

При проведении таких исследований использованы экспериментальные данные по показателям дизеля типа КамАЗ, конвертированного для работы на природном газе. Это чисто газовый двигатель типа RGK.EC.820, в котором воспламенение природного газа в камере сгорания обеспечивается свечой зажигания. 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. Заметим, что наилучшие показатели топливной экономичности и токсичности ОГ двигателя достигаются на режимах с полной нагрузкой (на режимах внешней скоростной характеристики). По полученным 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 CO и суммарных несгоревших углеводородов  $CH_x$ , а также неметановых углеводородов NMСН.

### МЕТОД УЛУЧШЕНИЯ ЭКСПЛУАТАЦИОННЫХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ГАЗОВОГО ДВИГАТЕЛЯ

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. 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  $M_e = 1$ ) до режима с частичной нагрузкой  $M_e = 0,3 M_{e \text{ полн}}$ . Можно отметить ярко выраженную тенденцию снижения удельного эффективного расхода топлива  $g_e$ , удельных массовых выбросов монооксида углерода  $e_{\text{CO}}$ , суммарных несгоревших углеводородов  $e_{\text{CHx}}$  и неметановых углеводородов  $e_{\text{NMCH}}$  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),  $e_{\text{CO}}$  – от 3,4 до 1,9 г/(кВт·ч),  $e_{\text{CHx}}$  – от 6,6 до 3,0 г/(кВт·ч),  $e_{\text{NMCH}}$  – 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  $M_e=1$ ).

## 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.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

---

## Performance indicators of gas engine

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

## Численное исследование влияния многостадийного впрыска на процесс сгорания биодизельного топлива и образование токсичных веществ в цилиндре дизеля

А.В. Козлов, Н.С. Зуев  
ФГУП «НАМИ», Россия

Применение биодизельного топлива в дизелях позволяет снизить концентрацию продуктов неполного сгорания в отработавших газах, а также выбросы  $\text{CO}_2$ , вместе с этим, повышая выбросы  $\text{NO}_x$ . Снижение выбросов  $\text{NO}_x$  возможно за счет применения многостадийного впрыска. Для оптимизации параметров топливоподачи многостадийного впрыска необходимо провести исследование с помощью численного трехмерного моделирования в условиях ограниченности возможностей стандартной системы управления ДВС, измерительного оборудования, временных и человеческих ресурсов.

Целью исследования являлось определение оптимальных регулировочных параметров топливоподачи с применением многостадийного впрыска для повышения технико-экономических и экологических характеристик дизеля при работе на биодизельном топливе.

Для исследования применялся четырехтактный V-образный шестицилиндровый дизель Ярославского моторного завода модели ЯМЗ-6566, с размерностью S/D 140/130 мм, степень сжатия 17,5. Максимальная мощность 197 кВт при 1900 мин<sup>-1</sup>, номинальный крутящий момент – 1124 Н\*м в диапазоне частот вращения 1100 – 1500 мин<sup>-1</sup>.

Численное исследование проводилось при частоте вращения 1450 мин<sup>-1</sup> на нагрузочных режимах 25% и 75% от номинального. Обоснованность выбора данных нагрузочных режимов обусловлена распределением коэффициентов весоности цикла ESC (Правила 49 ЕЭК ООН).

С помощью программного комплекса AVL Fire была создана трехмерная численная CFD модель (метод контрольных объемов) дизеля ЯМЗ – 6566. В качестве модели, описывающей процесс сгорания была выбрана ECFM 3Z модель [2]. Согласно данным компании AVL, трёхзонная расширенная модель турбулентного пламени наиболее точно описывает процессы горения в двигателе с воспламенением от сжатия. Для оценки испарения топливного факела выбрана модель Фролова, коэффициенты в данной модели оставлены без изменений. [3]. Для замыкания системы уравнений Рейнолдса, которая используется для определения локальных параметров газа – применена модель турбулентности k- $\zeta$ -f согласно рекомендациям компании AVL для моделирования процессов в поршневых двигателях [3]. Для описания дробления топливного факела выбрана модель Wave, со включенным модулем дочерних капель топлива [4]. Функция учета образования дочерних капель – кусочно-параболическая интерполяция, закон распределения треугольный. Для оценки концентрации  $\text{NO}_x$  использовалась усовершенствованная модель Зельдовича, учитывающая быстрые и топливные NO [3]. Для оценки выбросов сажи использовалась кинетическая модель.

Стандартная система управления дизеля обеспечивает возможность осуществлять не более двух впрысков топлива за один рабочий цикл: 1 пилотный впрыск и 1 основной, поэтому важно провести численное исследование влияния многостадийного впрыска на рабочий процесс дизеля. Следует отметить, что данное численное исследование проведено на откалиброванной и верифицированной математической модели дизеля (верификация модели производилась последовательно на дизельном, а затем на биодизельном топливах), по результатам испытаний дизеля, которые проводились на режимах 13-ти ступенчатого стационарного испытательного цикла ESC (Правила 49 ЕЭК ООН) на моторном стенде, укомплектованном приборами и оборудованием в соответствии с требованиями ГОСТ 14846-81 и ГОСТ Р 41.24-2003.

Для снижения токсичности ОГ и повышения экономичности дизеля, на основе литературных [1] и экспериментальных данных [5] было решено произвести оптимизационный расчет с уче-

том добавления второй пилотной порции и одного поствпрыска. Таким образом, основными регулировочными параметрами являлись: момент впрыскивания первой и второй пилотных порций, а также поствпрыска и масса первой и второй пилотных порций, и поствпрыска. В результате данного численного исследования получены регулировочные параметры топливоподачи для многостадийного впрыска, которые позволяют повысить технико-экономические и экологические показатели дизеля, работающего на биодизельном топливе.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Impact of Split Injection Strategy on the Exhaust Emissions and Soot Particulates from a Compression Ignition Engine Fueled with Neat Biodiesel / Myung Yoon Kim, et al. // Energy & Fuels – 2008. – 22. – pp.1260–1265.
2. Colin, O., The 3-Zones Extended Coherent Flame Model (ECFM-3Z) for Computing Premixed / Diffusion Combustion / Colin, O., Benkenida, A. // Oil & Gas Science and Technology – Rev. IFP, Vol. 59. – 2004 – №6 – pp. 593-609.
3. ICE Physics & Chemistry, AVL FIRE user Manual v.2014, 2014
4. Modeling atomization and drop breakup of high-pressure Diesel Sprays / Corcione, F. E. et al. // ASME Journal of Engineering for Gas Turbine and Power. – Vol. 123 – 2001. – pp. 419-427.
5. Козлов А.В. Влияние параметров топливоподачи биодизельного топлива на технико-экономические и экологические характеристики дизеля / Козлов А.В., Зуев Н.С. // Труды НАМИ – 2018 – №1 (272) – С.6-12.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Зуев Н.С.: nikita.zuev@nami.ru

---

# **Numerical investigation of an influence of multiple injection on a combustion process and emissions formation of biodiesel fueled diesel engine**

**A.V. Kozlov, N.S. Zuev**  
NAMI Russian State Scientific Research Center, Russia

## Математическое моделирование перемешивающего устройства для работы автономных локомотивов на смесевом топливе

А.Ю. Балакин, Д.Я. Носырев, Л.С. Курманова, С.А. Петухов  
ФГБОУ ВО СамГУПС, Россия

В настоящее время, использование природного газа в качестве моторного топлива на различных видах транспорта является составной частью энергетической стратегии России. Согласно целевой программе «Стратегия развития железнодорожного транспорта в Российской Федерации до 2030 года», утвержденной постановлением Правительства Российской Федерации №877-р от 17 июня 2008 г., одним из основных направлений развития ОАО «Российские железные дороги» является снижение расходов на топливо.

Природный газ в дизелях можно применять по принципу смешанного или внутреннего смесеобразования [1,2]. В первом случае газоздушная смесь создается в смесителе вне двигателя и подается в цилиндр до начала такта сжатия (внешнее смесеобразование по газу). Затем в конце такта сжатия в цилиндры впрыскивается дизельное топливо (внутреннее смесеобразование), благодаря самовоспламенению которого, происходит зажигание газоздушной смеси. Во втором случае воспламенение газовой смеси осуществляется некоторым количеством жидкого топлива. В этом случае при необходимости обеспечивается быстрый переход с газового на жидкое топливо (конвертация), в конструкцию двигателя почти не вносятся существенных изменений. Добавляется лишь газовый смеситель и несколько изменяется система газораспределения.

Для получения однородных смесей, а также многокомпонентных смесей газов и жидкостей с получением высокодисперсных однородных эмульсий в энергетических установках на кафедре «Локомотивы» Самарского государственного университета путей сообщения разработано и запатентовано перемешивающее устройство [3].

Устройство представляет собой многогранный корпус с цилиндрической камерой закручивания с тангенциально расположенными отверстиями на каждой грани корпуса и со штуцерами-жиклерами. В перемешивающем устройстве под действием центробежных сил происходит интенсивное смешивание природного газа с дизельным топливом. Принцип действия камеры закручивания перемешивающего устройства не отличается от принципа действия центробежной форсунки. Выполнен расчет площадей проходных сечений каналов подвода дизельного топлива в смесителе и природного газа. Расчет выполнен для маневрового тепловоза ЧМЭЗ.

Исходными данными при этом являлись: расход топлива, расход природного газа (2 % от расхода топлива); перепад давления дизельного топлива и природного газа на входных отверстиях в смеситель  $P$ ; плотность дизельного топлива и природного газа  $\rho$ ; объемный расход дизельного топлива и природного газа  $V$ . Расчет площадей проходных сечений каналов подвода дизельного топлива и природного газа производился по формуле:

$$\mu \cdot F = V \sqrt{\frac{\rho}{2 \cdot \Delta P}}$$

С учетом коэффициента расхода цилиндрических каналов с острой кромкой на входе  $\mu$  в диапазоне возможных чисел Рейнольдса и относительной длины, рассчитана площадь входных цилиндрических каналов  $F$  под дизельное топливо и природный газ. На основании расчета выбрана конструкция смесителя с четырьмя штуцерами подвода дизельного топлива, в которых имеется по два отверстия и четырьмя штуцерами подвода природного газа, в которых имеется по одному отверстию. С учетом такого выбора площадь каждого отверстия под дизельное топливо равна  $f = 3,1 \text{ мм}^2$ , а под природный газ  $f = 2,1 \text{ мм}^2$ . Диаметр каждого отверстия  $d = \sqrt{\frac{4 \cdot f}{\pi}}$ .

С учетом допуска на изготовление отверстий принимаем диаметр поддизельное топливо  $d = 1,1^{+0,04}$  мм, а под природный газ  $d = 1,65$  мм.

В программном комплексе SolidWorks с использованием модуля газодинамического анализа Flow Simulations был проведен расчет скоростей дизельного топлива и природного газа внутри смесителя, построена диаграмма распределения скоростей и траекторий движения смешиваемого потока (рисунок 1).

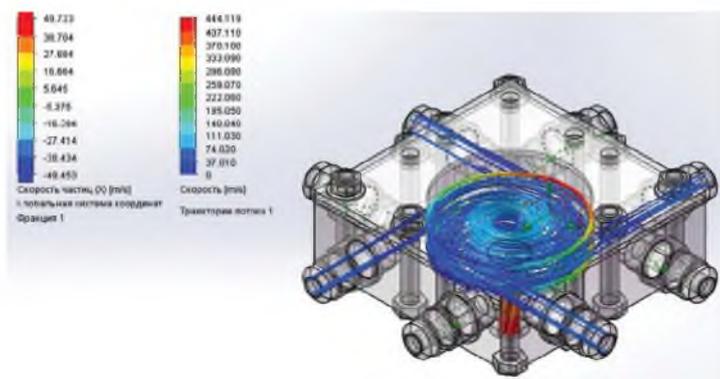


Рисунок 1 – Распределение потоков дизельного топлива и природного газа в перемешивающем устройстве

Действительная скорость истечения меньше теоретической вследствие потерь на трение. Эти потери учитываются в коэффициенте расхода, значения которого лежат в пределах  $\mu = 0,62 - 0,8$ .

Таким образом, выполнен расчет характеристик перемешивающего устройства, что позволяет повысить степень однородности многокомпонентной смеси природного газа и дизельного топлива с получением высокодисперсной эмульсии, тем самым способствуя повышению эффективности энергетических установок на 3-7% с сокращением энергозатрат при работе дизеля на газомоторном топливе в условиях реальной эксплуатации [4].

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Носырев Д.Я., Балакин А.Ю., Петухов С.А., Курманова Л.С. Оценка влияния соотношения углерода к водороду на теплофизические свойства композитных топлив для работы тепловозных дизелей. Вестник транспорта Поволжья. 2016. № 2 (56). С. 33-38.
2. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Петухов С.А., Курманова Л.С. Проблемы и перспективы эксплуатации газотепловозов на Куйбышевской железной дороге – филиале ОАО «РЖД» // Вестник транспорта Поволжья. 2014. №5(47). С. 20-23.
3. Носырев Д.Я., Курманова Л.С. Петухов С.А., Муратов А.В. Патент № 174710 на полезную модель Российская Федерация МПК7B01F5/00. Перемешивающее устройство – 2017113782; Заявлено 20.04.17; Опубл. 30.10.2017. Бюл. № 31.
4. Носырев Д.Я., Муратов А.В., Курманова Л.С., Петухов С.А. Влияние насыщения дизельного топлива метаном на эксплуатационные показатели тепловозных дизелей // Вестник транспорта Поволжья. 2016. № 6(60). С. 25-28.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Курманова Л.С.: leyla\_kurmanova@mail.ru

## Mathematical modeling of the mixing device for the operation of autonomous locomotives on mixed fuel

A.Iu. Balakin, D.J. Nosyrev, L.S. Kurmanova, S.A. Petukhov  
SSTU, Russia

## Интегральная токсичность отработавших газов тракторных дизелей в условиях эксплуатации

В.А. Марков, С.С. Лобода, В.А. Неверов, И.В. Кошевой  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

С.А. Зыков  
РГАУ-МСХА им. К.А. Тимирязева, Россия

А.Д. Денисов  
Коломенский институт Московского политехнического университета, Россия

### ВВЕДЕНИЕ

Необходимость улучшения показателей токсичности отработавших газов дизелей сельскохозяйственных машин остается актуальной проблемой. Эти показатели зависят от распределения режимов работы тракторных дизелей в условиях эксплуатации.

### ИССЛЕДОВАНИЕ ИНТЕГРАЛЬНОЙ ТОКСИЧНОСТИ ОТРАБОТАВШИХ ГАЗОВ ТРАКТОРНЫХ ДИЗЕЛЕЙ В УСЛОВИЯХ ЭКСПЛУАТАЦИИ

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). В Германии разработан пятирежимный испытательный цикл применительно к дизелям сельхозтехники. Дизели внедорожных автомобилей обычно испытываются на режимах 8-режимного цикла. В Европе для испытаний дизелей грузовых автомобилей грузоподъемностью более 3,5 тонн использовался 13-режимный цикл ECE R49. Этот цикл включает 13 режимов. 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 5-режимном цикле – 69%. Во втором случае эти режимы соответствуют выполнению тракторами технологических операций (пахота и др.). В 13-режимном цикле 55% времени работы приходится на режимы со средней и большой нагрузкой (50-100% от полной), а в 5-режимном цикле – 31%. Из-за указанных отличий испытательных циклов, возникает необходимость сравнения интегральной токсичности отработавших газов (ОГ) тракторных дизелей при использовании этих испытательных циклов. При расчете интегральных удельных выбросов токсичных компонентов ОГ на режимах 5-режимного цикла использованы аналогичные соотношения вида:

$$e_{\text{NO}_x} = \frac{\sum_{i=1}^5 E_{\text{NO}_x i} \cdot K_i}{\sum_{i=1}^5 N_{ei} \cdot K_i}; \quad e_{\text{CO}} = \frac{\sum_{i=1}^5 E_{\text{CO} i} \cdot K_i}{\sum_{i=1}^5 N_{ei} \cdot K_i}; \quad e_{\text{CH}_x} = \frac{\sum_{i=1}^5 E_{\text{CH}_x i} \cdot K_i}{\sum_{i=1}^5 N_{ei} \cdot K_i}, \quad (1)$$

где  $E_{\text{NO}_x}$ ,  $E_{\text{CO}}$ ,  $E_{\text{CH}_x}$  – часовые массовые выбросы токсичных компонентов на одном из режимов;  $K_i$  – весовой коэффициент (отражает долю времени этого режима);  $\sum(N_{ei} \cdot K_i)$  – условная средняя мощность дизеля за 5-режимный испытательный цикл. При расчете удельных массовых выбросов  $e_{\text{NO}_x}$ ,  $e_{\text{CO}}$ ,  $e_{\text{CH}_x}$  исходные данные, полученные для режимов 13-режимного цикла, были интерполированы для режимов 5-режимного цикла. При этом использованы следующие соотношения для расчета часовых массовых выбросов токсичных компонентов ОГ  $E_{\text{NO}_x}$ ,  $E_{\text{CO}}$ ,  $E_{\text{CH}_x}$  на основании данных по их объемному содержанию в ОГ  $C_{\text{NO}_x}$ ,  $C_{\text{CO}}$ ,  $C_{\text{CH}_x}$  [1]:

$$\begin{aligned} E_{\text{NO}_x} &= 0,001587 C_{\text{NO}_x} G_{\text{ОГ}} K_{\text{влаж}}; & E_{\text{CO}} &= 0,000966 C_{\text{CO}} G_{\text{ОГ}} K_{\text{влаж}}; \\ E_{\text{CH}_x} &= 0,000478 C_{\text{CH}_x} G_{\text{ОГ}} K_{\text{влаж}}, & & \end{aligned} \quad (2)$$

где  $K_{\text{влаж}} = 1,0-1,85(G_{\text{топл}}/G_{\text{сух.возд}})$  – коэффициент, учитывающий влажность воздуха ( $G_{\text{топл}}$  – расход топлива;  $G_{\text{сух.возд}}$  – расход сухого воздуха). 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). В качестве такого режима необходимо выбрать режим с номинальной частотой вращения и 50%-ной нагрузкой. Для этого режима удельные массовые выбросы токсичных компонентов  $e_{\text{NOx}}$ ,  $e_{\text{CO}}$ ,  $e_{\text{CHx}}$  определялись по формулам:

$$e_{\text{NOx}} = \frac{E_{\text{NOx}}}{N_e}; \quad e_{\text{CO}} = \frac{E_{\text{CO}}}{N_e}; \quad e_{\text{CHx}} = \frac{E_{\text{CHx}}}{N_e}, \quad (3)$$

где  $E_{\text{NOx}}$ ,  $E_{\text{CO}}$ ,  $E_{\text{CHx}}$  – часовые массовые выбросы токсичных компонентов ОГ на рассматриваемом режиме;  $N_e$  – эффективная мощность двигателя на этом режиме.

## 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 R49.
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.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

---

## Integral toxicity of exhaust gases of tractor diesel engines under operating conditions

V.A. Markov, S.S. Loboda, V.A. Neverov, I.V. Koshevoy  
Bauman MSTU, Russia

S.A. Zykov

RGAU-MSKhA named after K.A. Timiryazev, Russia

A.D. Denisov

Kolomna Institute of Moscow Polytechnic University, Russia

# Расчетно-теоретическое исследование эффективности применения альтернативных моторных топлив, полученных из природного газа, в полном жизненном цикле

Е.А. Миренкова  
ГНЦ РФ ФГУП «НАМИ», Россия

## ВВЕДЕНИЕ

В последнее время в мире и в Российской Федерации (РФ) наряду с электрической энергией активно лоббируется природный газ (ПГ) и альтернативные моторные топлива, полученные из ПГ. Так, рабочая группа Международной организации по стандартизации (ISO/TC 022/SC 41/WG 09) начала работу по созданию совершенно нового ряда стандартов подготовки персонала, связанного с применением газовых видов топлива на дорожных транспортных средствах (ТС). [1] Министерство транспорта и цифровой инфраструктуры Германии приняло новые меры стимулирования перевода грузового транспорта на использование ПГ. В этом году на газификацию выделено порядка 10 млн. евро. [2] В США вводят Национальный закон об использовании природного газа (H.R. 5959, the National Gas Parity Act of 2018). В РФ утверждены Постановление Правительства РФ от 07.12.2015 г. № 1339 «О внесении изменений в государственную программу РФ «Энергоэффективность и развитие энергетики» и Указ Президента РФ от 01.12.2016 г. № 642 «О Стратегии научно-технологического развития Российской Федерации» и др.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Настоящее расчетно-теоретическое исследование посвящено оценке эффективности применения альтернативных моторных топлив, полученных из ПГ, в полном жизненном цикле (ПЖЦ), с помощью разработанных математических моделей. В данной работе приняты во внимание такие моторные топлива как: компримированный и сжиженный природный газ, диметиловый эфир, синтетическое дизельное топливо, водород и метанол. Функциональные модели ПЖЦ и стадий ПЖЦ представлены на рисунках 1-2.

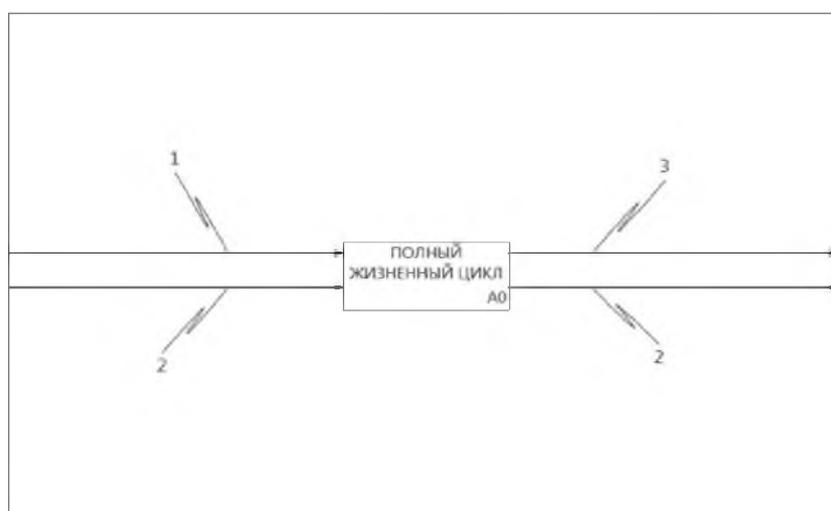


Рисунок 1 – Диаграмма ПЖЦ:  
1 – вещество; 2 – энергия; 3 – выбросы

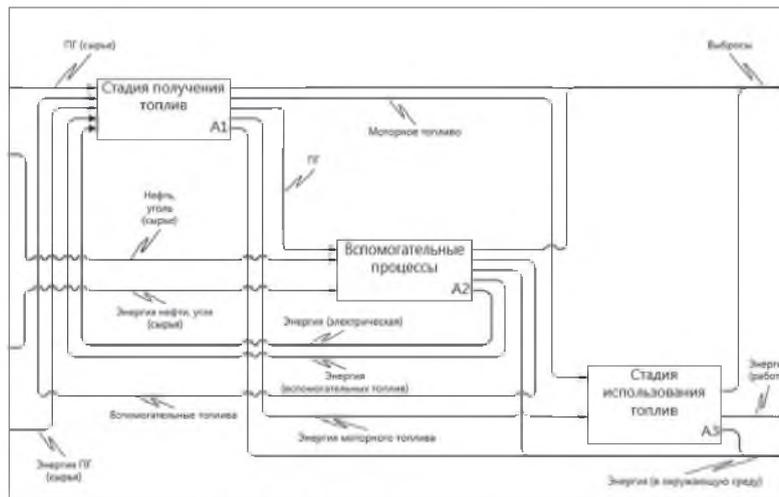


Рисунок 2 – Диаграмма, описывающая стадии ПЖЦ

На основе описанных выше функциональных моделей разработаны математические модели ПЖЦ, учитывающие единичные процессы добычи ПГ, его транспортировки, компримирование ПГ, сжижение ПГ, получение синтез-газа, получение метанола, диметилового эфира, синтетического дизельного топлива, водорода, а также получение вспомогательных топлив и электроэнергии, и процесс использования топлив. [3] На основании опубликованных инвентаризационных данных и с помощью разработанных математических моделей выполнены расчетные исследования, результаты которых позволяют осуществить выбор наиболее перспективных видов топлив по критериям энергетической эффективности и уровня загрязнения окружающей среды вредными веществами и парниковыми газами.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Разработанные математические модели ПЖЦ позволяют рассчитывать энергетические и материальные потоки в ПЖЦ, определять расход затрачиваемых природных ресурсов, энергии, выбросы вредных веществ в окружающую среду, сравнивать различные варианты моторных топлив и выбирать наиболее эффективные с учетом ПЖЦ.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. <http://www.iso.org/committee/5391370.html>
2. <http://www.ngvjournal.com/>
3. Козлов А.В., Миренкова Е.А. Математические модели полного жизненного цикла силовой установки, работающей на альтернативных моторных топливах, полученных из природного газа // Труды НАМИ. – 2017. – № 4 (271). – С. 14–24.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Миренкова Е.А.: e.mirenkova@nami.ru

## Simulation and theoretical study of effectiveness of the use of alternative motor fuels derived from natural gas in total life cycle

E.A. Mirenkova  
FSUE "NAMI", Russia

## Проблемы применения криогенных топлив в тепловозных двигателях

Д.Я. Носырев, А.Ю. Балакин, П.А. Кабанов  
СамГУПС, Россия

Железнодорожный транспорт ежегодно использует более 6 млн. тонн дизельного топлива на тягу поездов. При прогнозируемом истощении запасов нефти, актуальной является работа по переводу тепловозных двигателей на альтернативные виды топлива, перспективными из которых являются газовые виды топлива [1].

Газовые виды топлива имеют преимущества перед нефтяными видами топлива за счет большей теплоты сгорания, а перевод их в жидкое состояние повышает их энергоёмкость (рис.1.).

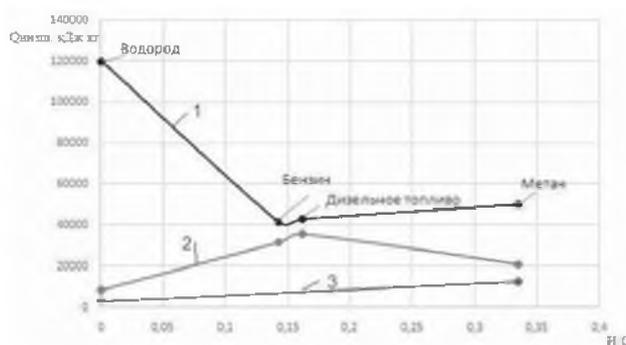


Рис.1 Зависимость теплоты сгорания топлива и энергоёмкости от углеводородного состава топлива: 1 – График зависимости  $Q_{низш}(H/C)$ , 2 – График зависимости  $R_{жс}(кДж/дм^3)(H/C)$  в жидком состоянии при  $p=1,013бар$ , 3 – График зависимости  $R_{жс}(кДж/дм^3)(H/C)$  в газообразном состоянии при  $p=350 бар$ ,  $T=280 К$

Однако, при более глубоком изучении вопроса использования газовых топлив, возникает проблема размещения и хранения запаса топлива на борту. Так применение сжатого газа и хранения его в баллонах нецелесообразно, ввиду высокого давления в ёмкостях и малого запаса топлива на борту.

Применение сжиженного газа частично решает проблему запаса топлива на борту, за счет большей плотности, но при хранении криогенного топлива следует уделить особое внимание проектированию криогенной ёмкости, так как на практике приходится сталкиваться со значительными потерями при хранении сжиженного газа, которые могут достигать 3-5% в сутки. Эти потери связаны с испарением вследствие теплопритока из окружающей среды и последующим сбросом газообразного продукта в атмосферу, что небезопасно и экономически нецелесообразно. Оснащение транспортного средства холодильной установкой для сжижения образовавшихся паров требует дополнительных капитальных и эксплуатационных затрат. [2].

В связи с вышеизложенным на кафедре «Локомотивы» Самарского государственного университета путей сообщения разработана система хранения криогенного топлива на борту тепловоза, позволяющая бездренажно хранить сжиженный газ в течение всего срока между экипировками (Патент РФ №164226).

При работе тепловоза на криогенном топливе, так же необходимо использовать хладоресурс сжиженного газа в системе топливоподачи. Применение теплообменных аппаратов в системе топливоподачи позволяет снизить температуру наддувочного воздуха и охлаждающих жидкостей, что положительно влияет на эффективные характеристики двигателя, а также условия его работы. Использование хладоресурса криогенного топлива реализовано в системе, разработанной на кафедре «Локомотивы» СамГУПС (Патент РФ №180605).

Для оценки эффективности перевода двигателей с дизельного топлива на метан и водород был про-

веден вычислительный эксперимент с помощью программного комплекса Diesel-RK, в ходе которого произведен тепловой расчет двигателя типа Д49 16ЧН26/26, по итогам которого проанализирована величина удельного расхода топлива по всем диапазонам режимов работ двигателя (рис.2).

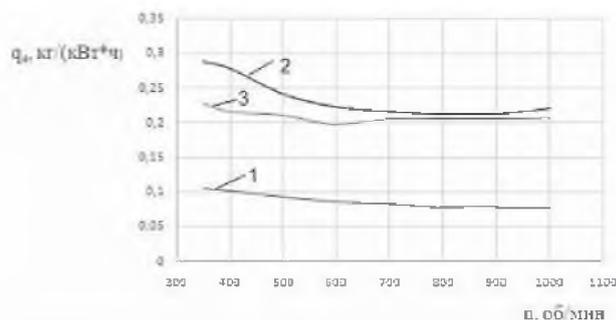


Рис. 2. Зависимость удельного расхода топлива от частоты вращения:  
1 – водород, 2 – дизель, 3 – метан

Как следует из рисунка 2, удельный расход топлива при применении метана снижается незначительно, а при использовании водорода расход снижается в 2-3 раза в сравнении с дизельным топливом, что делает эти виды топлива наиболее перспективными.

В качестве заключения стоит отметить, что реализация предложенных систем хранения и топливоподачи требует большого объема расчетных и экспериментальных работ, а также работ по проектированию двигателей, работающих на альтернативных топливах.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Носырев Д.Я., Карышев Ю.Д., Кабанов П.А. Особенности создания топливных систем подачи сжиженного природного газа в энергетическую установку локомотива // Журнал «Вестник транспорта Поволжья». №1.2016. С. 83-87.
2. Носырев Д.Я., Карышев Ю.Д., Кабанов П.А., Новикова В.Н. Особенности применения переохлажденного сжиженного природного газа в энергетических установках локомотивов // Журнал «Вестник СамГУПС». №1.2016. С. 33-35.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Носырев Д.Я.: [tfmkdl@mail.ru](mailto:tfmkdl@mail.ru)

## Problems of using cryogenic fuels in diesel engines

D.Y. Nosyrev, A.Y. Balakin, P.A. Kabanov  
SSTU, Russia

## Использование неорганических добавок к нефтяному дизельному топливу

А.А. Савастенко, Э.А. Савастенко

Московский автомобильно-дорожный государственный технический университет (МАДИ), Россия

В.А. Марков, А.Н. Зенкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

### НЕОБХОДИМОСТЬ УЛУЧШЕНИЯ ЭКОЛОГИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ДИЗЕЛЕЙ

На современном этапе развития двигателестроения токсичность отработавших газов (ОГ) становится важнейшим потребительским показателем двигателей внутреннего сгорания. Токсикологическая значимость основных токсичных компонентов ОГ – монооксида углерода CO, оксидов азота NO<sub>x</sub>, легких несгоревших углеводородов CH<sub>x</sub>, сажи С и оксидов серы SO<sub>x</sub> 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

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. В случае хорошей смешиваемости рассматриваемых добавок и нефтяного ДТ 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).

### ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НЕОРГАНИЧЕСКИХ ДОБАВОК К НЕФТЯНОМУ ДИЗЕЛЬНОМУ ТОПЛИВУ

Авторами статьи были проведены исследования некоторых металлонеорганических соединений (водных растворов солей металлов) с целью оценки их влияния на температуру тления (зажигания) дизельной сажи Тз. Результаты этих исследований свидетельствуют о том, что наибольшее снижение температуры зажигания Тз дизельной сажи достигнуто при использовании водного раствора сернокислой меди Cu SO<sub>4</sub> и его массовом содержании в ДТ C<sub>ак</sub> = 4 %. 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 (ТА) на нефтяном ДТ и на водотопливных эмульсиях (эмуль-

сиях ДТ и водных растворов солей металлов. На первом этапе исследований проведены испытания системы топливоподачи дизеля «Perkins» на безмоторном стенде. Исследована штатная ТА и система топливоподачи с регулируемым начальным давлением. Для оценки возможности подачи различных добавок в основное нефтяное ДТ при использовании рассматриваемой системы топливоподачи получены скоростные характеристики подачи через клапан РНД добавки дополнительного нефтяного ДТ и воды (ВТЭ). 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. Результаты этих испытаний свидетельствуют о том, что на номинальном скоростном режиме при  $n=1100$  мин<sup>-1</sup> (на режиме максимальной мощности) цикловая подача топлива составила  $q_{ци}=62$  мм<sup>3</sup>. 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.

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. Расход вводимых активаторов составляет 5-7% от расхода ДТ, что достигнуто путем дросселирования водных растворов на входе в клапаны РНД. Результаты экспериментальных исследований свидетельствуют о том, что при добавлении ХАС (неорганической присадки) в нефтяное ДТ выброс оксидов азота NO<sub>x</sub> снизился на 50-55%.

## 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<sub>x</sub> снизился на 50–55%, а дымность ОГ – в 1,5–2,0 раза.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

---

## Use of inorganic additives to petroleum diesel fuel

A.A. Savastenko, E.A. Savastenko

Moscow automobile and road construction state technical university (MADI), Russia

V.A. Markov, A.N. Zenkin

Bauman MSTU, Russia

## **Форсирование одноцилиндрового четырехтактного двигателя внутреннего сгорания дозарядкой воздухом с использованием волн сжатия, генерируемых в процессе выпуска, в простейших индивидуальных настроенных газоздушных трактах без приводных элементов**

**С.Н. Аганов**  
УГАТУ, Россия

Работа относится к поршневому двигателестроению, в частности к проектированию и настройке газоздушных трактов (ГВТ) с целью повышения наполнения четырехтактного двигателя внутреннего сгорания (ДВС), а именно к созданию систем волновой дозарядки с использованием бросовой энергии выхлопа в простейших конструкциях. Идеи и решения также могут быть использованы в других импульсно работающих гидро- и газодинамических системах, на пример, в гидротаранах и ПуВРД.

Максимальный коэффициент наполнения четырехтактного ДВС фирмы «NSU», равный 1,3, полученный за счет согласования (настройки) длин и сечений впускных и выпускных труб и других параметров газоздушного тракта (ГВТ), до сих пор не превзойден. В современных многоцилиндровых двигателях используют аналогичную настройку ГВТ, создают различные регулируемые системы для высокого наполнения во всем рабочем диапазоне, комбинируют ее с турбонаддувом. Используя достижения науки и техники, эксперименты, обобщения Б. П. Рудой разработал: Теорию газообмена ДВС, объясняющую этот феномен; Систему имитационного моделирования (СИМ) «Альбея» (в том числе для ДВС) (сначала самостоятельно, а затем руководя коллективом), учитывающую нестационарные газодинамические эффекты (возникновение в ГВТ и взаимодействие с его элементами волн сжатия и разрежения); методику проектирования ГВТ. В малоразмерных двухтактных двигателях с индивидуальными выпускными трубами содержащих расширение и сужение, в сложных системах «Comprex», в «специальной системе газообмена» для высокого турбонаддува выхлоп своего или смежного цилиндра эффективно используется для наддува.

Гипотеза автора состояла в проверке возможности дальнейшего повышения коэффициента наполнения цилиндра четырехтактного ДВС за счет использования волн сжатия, генерируемых при выхлопе. На основе анализа ГВТ, классификации перемещающих газ устройств [1] и мысленного эксперимента были разработаны и запатентованы способы и устройства, гипотетически способные обеспечить всасывание из окружающей среды (в некоторых – из цилиндра) дополнительного количества воздуха в трубы ГВТ и последующее нагнетание этого воздуха в цилиндр волной сжатия (Пат. 1795680, 2066002 РФ). Усовершенствовано графическое представление процессов на совмещенной схеме анализа движения волн и газов в ГВТ введением стрелок для траекторий волн и различных стрелок для перемещаемых газов.

Для вычислительного эксперимента разработаны имитационные модели одноцилиндровых ДВС с предложенными ГВТ в СИМ «Альбея» и в Программе «Horsepower Lab 1D» (HpL). Проведенные расчеты показали, что возможно всасывание дополнительного воздуха в трубы ГВТ и последующая дополнительная дозарядка цилиндра через выпускной клапан или интенсификация дозарядки через впускной клапан. При этом коэффициент наполнения повышается до 12,7 или 11,1 % соответственно при увеличении относительного объема труб ГВТ относительно рабочего до 34,9 и на 7,17 соответственно [2, 3].

Разработаны лабораторные экспериментальные установки, содержащие: тормозные стенды фирм: «Vsetin», «AVL List GmbH» (AVL); серийные одноцилиндровые двухклапанные бензиновые двигатели для средств малой механизации: «УМЗ-5», «УМЗ-341», измерительную аппаратуру стендов для определения эффективных показателей и аппаратуру индицирования цилиндра и ГВТ ДВС фирмы «AVL»; экспериментальные ГВТ, реализующие использование волн сжатия, генерируемых при выхлопе, для

интенсификации дозарядки цилиндра в конце процесса впуска через впускной клапан и состоящие из труб впуска, выпуска, волнообмена, небольших ресиверов с обратными пластинчатыми клапанами на впуске воздуха. При испытаниях зарегистрирован проход волны сжатия, сгенерированной при выхлопе, к впускному клапану. Повышение давления составило 20 кПа. У «УМЗ-341» с исследуемой ГВТ литровой момент составил 91,8 Нм/л, среднее эффективное давление – 1,15 МПа. Превышение относительно паспортных данных – 77,9 %, а от ГВТ с настроенными трубами впуска и выпуска на 8,90 %.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Атанов, С. Н. Классификация одномерных волновых нестационарных массовых перемещающих газ устройств и волнового наддува [Текст] / С. Н. Атанов, Б. П. Рудой // Двигатель-97. Материалы международной научно-технической конференции / МГТУ, М., 1997, 156 с.
2. Атанов, С. Н. Метод увеличения коэффициента наполнения 4-тактного ДВС [Текст] / С. Н. Атанов // Вестник УГАТУ: сб. науч. тр. Уфа: УГАТУ, 2009. Т. 12. № 2 (31) С. 59–61.
3. Атанов, С. Н. Исследование дозарядки четырехтактного двигателя через впускной клапан волной сжатия, генерируемой в процессе выпуска. [Текст] / С. Н. Атанов // Вестник УГАТУ: сб. науч. тр. Уфа: УГАТУ, 2013. Т. 17. № 3 (54), С 209-216.
4. Атанов, С. Н. Экспериментальное исследование метода повышения коэффициента наполнения четырехтактного двигателя интенсификацией дозарядки [Текст] / С. Н. Атанов, Р. Д. Еникеев // Вестник УГАТУ, 2017. Т. 21, № 1 (75). С. 38-44.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Атанов С. Н.: ice-usatu@mail.ru

## БЛАГОДАРНОСТИ

Работа стала возможна благодаря разработке д. т. н., проф., зав. кафедрой ДВС УГАТУ Борисом Петровичем Рудым Теории газообмена ДВС и СИМ «Альбея», его поддержке первоначальной идеи и его научному руководству, а после его смерти благодаря научному руководству его лучшего ученика д. т. н., проф., зав. кафедрой ДВС УГАТУ Рустэма Далиловича Еникеева, помощи другого ученика Б. П. Рудого к. т. н. Андрея Александровича Черноусова, разработчика программы «HrL», а также разнообразной помощи других сотрудников кафедры ДВС УГАТУ и поддержке семьи.

---

# **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  
USATU, Russia

# Влияние цикла Миллера на эффективные и экологические характеристики быстроходного дизеля с частично-гомогенным сгоранием

Э.В. Бахрамов

НАМИ, Россия

Р.З. Кавтарадзе

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

## ВВЕДЕНИЕ

Дизельный двигатель в автомобильной промышленности считается наиболее мощным, экономичным и эффективным источником энергии. Однако ужесточение экологических стандартов все больше и больше ограничивает применение дизелей в промышленности, в частности, на легковых автомобилях. Для соблюдения экологических норм ведущие автопроизводители вынуждены применять дополнительные системы после двигателя для очистки отработавших газов (ОГ). Например, один из мировых лидеров по производству грузовых автомобилей компания SCANIA активно использует технологию SCR (Selective Catalytic Reduction – выборочное каталитическое восстановление), где в качестве восстанавливающего агента используется раствор мочевины AdBlue. Другим возможным решением для уменьшения вредных выбросов (ВВ) при работе дизеля является разработка альтернативного процесса частично-гомогенного сгорания. Идея данного решения состоит в организации сгорания заранее перемешанной и гомогенизированной рабочей смеси. Однако альтернативный процесс пока еще не нашел практического применения, прежде всего, из-за неуправляемого процесса сгорания.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Моделирование рабочего процесса осуществляется на основе фундаментальных уравнений трехмерного нестационарного переноса в совокупности с моделями сгорания и образования вредных веществ. Система уравнений для модели цилиндра дизеля с подвижными границами используется в форме Рейнольдса и замыкается с помощью  $k$ - $\zeta$ - $f$  модели турбулентности, учитывающей пристеночную анизотропию турбулентности. Для моделирования процесса турбулентного сгорания топливовоздушной смеси используется модель когерентного пламени (CFM-модель) [1].

Расчет рабочего процесса проводился с помощью модуля ESE DIESEL программного комплекса FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия). Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. Верификация математической модели осуществлялась на основании экспериментальных индикаторных диаграмм.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ЧАСТИЧНО-ГОМОГЕННОГО СГОРАНИЯ С ЦИКЛОМ МИЛЛЕРА

В качестве объекта исследования рассматривается четырехтактный одноцилиндровый дизель OM 500 (Daimler-Benz), основные параметры которого даны в таблице 1.

В альтернативном процессе сгорания предполагается организация гомогенной рабочей смеси, которая формируется за счет раннего впрыскивания топлива в объем цилиндра во время такта сжатия. В конце такта сжатия температура свежего заряда в цилиндре достигает 900-1100 К. Поэтому при раннем впрыскивании дизельного топлива в объем цилиндра происходит преждевременное самовоспламенение рабочей смеси, что негативно сказывается на работе двигателя (температура самовоспламенения дизельного топлива около 600 К).

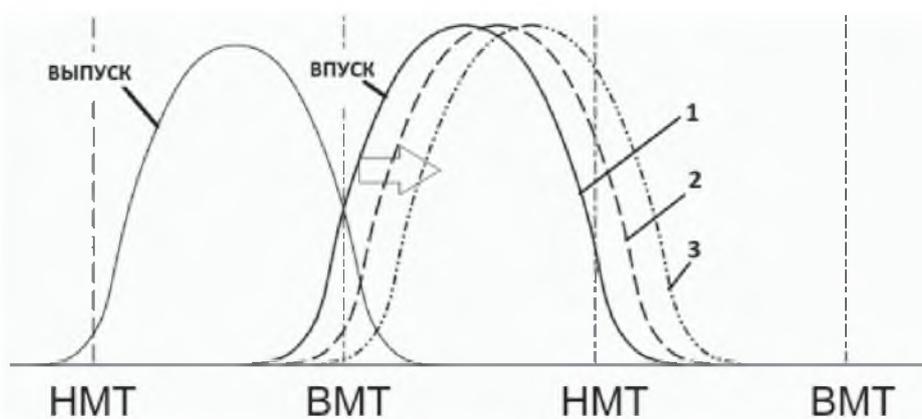
Существует несколько способов уменьшения температуры в конце такта сжатия и, следовательно, контроля сгорания в альтернативном процессе. Основные из них: применение

рециркуляции ОГ, уменьшение температуры свежего заряда на впуске, уменьшение геометрической степени сжатия, применение цикла Миллера (уменьшение фактической степени сжатия).

Таблица 1 – Параметры опытного двигателя OM 500 (Daimler-Benz)

Модель двигателя	OM 500
Диаметр цилиндра/ ход поршня, D/S, [мм/мм]	130/150
Степень сжатия, $\epsilon$ , [-]	14,7
Число клапанов на цилиндр	4
Система впрыскивания	CR

Применение цикла Миллера (в комбинации с рециркуляцией ОГ) позволяет уменьшить температуру в конце такта сжатия.



- 1 – закрытие впускного клапана 30 УПКВ после НМТ;
- 2 – закрытие впускного клапана 60 УПКВ после НМТ;
- 3 – закрытие впускного клапана 90 УПКВ после НМТ

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для уменьшения температуры свежего заряда в конце такта сжатия альтернативного процесса используется цикл Миллера, который позволит уменьшить фактическую степень сжатия при сохранении геометрической.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Кавтарадзе Р.З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы: Учебник для вузов.-М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2008.-720 с.

## Influence of Miller's cycle on the effective and ecological characteristics of a high-speed diesel with partially homogeneous combustion

E.V. Bahramov  
NAMI, Russia  
R.Z. Kavtaradze  
Bauman MSTU, Russia

## Доводка показателей экологии и стабильности сгорания газового топлива на одноцилиндровом отсеке ОД49

С.Б. Миляев, И.В. Евсеев  
ОАО «Коломенский завод», Россия

### ВВЕДЕНИЕ

На опытном одноцилиндровом отсеке ОД49 проведены испытания в режиме газового мотора с искровым зажиганием. Испытания отсека проводились на контрольных режимах тепловозной характеристики с целью оптимизации технико-экономических и экологических показателей газового двигатель-генератора 9ГМГ для маневрового тепловоза. В результате испытаний выявлена область стабильной работы двигателя на природном газе и выбраны основные регулировки на контрольных режимах нагрузки.

### ОБЪЕКТ И МЕТОДИКА ИСПЫТАНИЙ

Испытания проводились на газовом 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 ( $\alpha$ ) по показаниям датчика кислорода в системе выпуска, при котором обеспечивалась устойчивая работа двигателя без детонации и пропуска вспышек. Значение коэффициента  $\alpha$  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.

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<sup>-1</sup> осуществлялось плавное переключение заслонок для подачи воздуха из цеховой магистрали.

### РЕЗУЛЬТАТЫ ИСПЫТАНИЙ

Область стабильной работы газового двигателя уменьшается при возрастании нагрузки. На режиме минимально-устойчивой частоты вращения холостого хода  $\alpha=1,6-2$ , на режиме полной мощности  $\alpha=1,15-1,25$ . Работа двигателя с полной нагрузкой на смеси с  $\alpha \leq 1,15$  связана с повышенной температурой выпускных газов за цилиндром, до 650°С и более (при этом двигатель работает без детонации). При значениях  $\alpha \geq 1,25$  наблюдается межцикловая нестабильность максимального давления сгорания и среднего индикаторного давления, а при сильно обедненной смеси, до  $\alpha=1,65-1,7$ , на режиме полной мощности наблюдаются пропуски вспышек. Для расширения области работы требуется доводка системы сгорания, включая элементы поршня, крышки цилиндра, газового подвода.

На рисунке 1 приведены параметры газового отсека на режимах 9ГМГ с оптимизированными значениями коэффициента избытка воздуха и угла опережения зажигания. Концентрации вредных веществ и дымность отработавших газов измерены в пульсирующем потоке на выпуске. Наибольший выброс углеводородов СН (300 ppm) и оксида углерода СО (500 ppm) наблюдается на частичных режимах тепловозной характеристики.

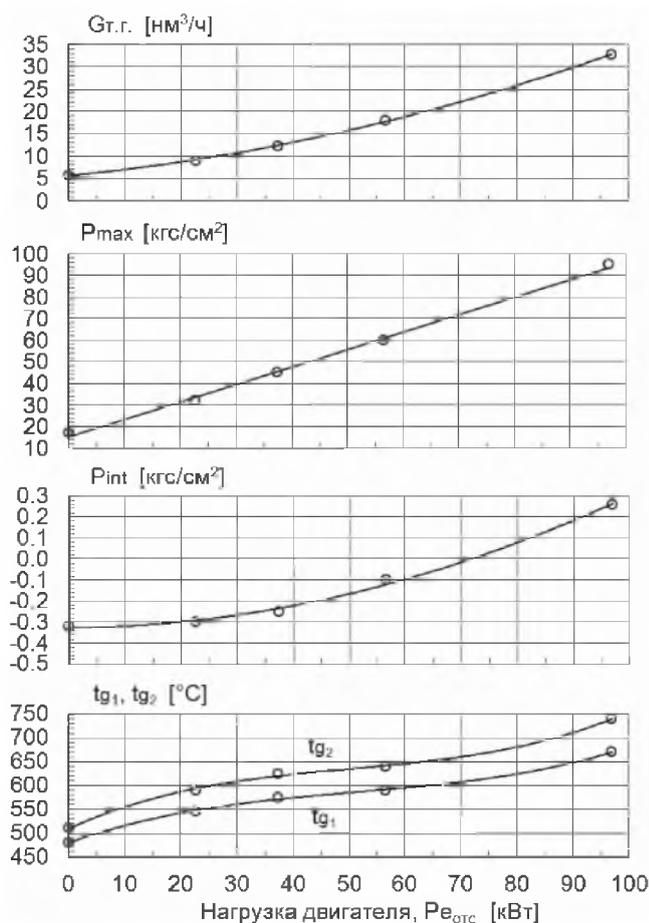


Рисунок 3 – Параметры газового отсека ОД49, измеренные на режимах тепловозной характеристики газового двигатель-генератора 9ГМГ.

## ВЫВОДЫ

1. По результатам испытаний отсека ОД49 на режимах двигатель-генератора 9ГМГ выявлена область стабильной работы, которая на полной мощности обеспечивается при  $\alpha=1,15-1,25$ .
2. При работе на обедненной топливо-воздушной смеси при значениях коэффициента избытка воздуха  $\alpha=1,4-1,6$  сгорание на полной мощности сопровождается межцикловой нестабильностью, при более высоких значениях  $\alpha$  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  $\alpha=1,4-1,45$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Для обеспечения стабильной работы газового двигателя на всех режимах тепловозной характеристики требуется дальнейшая оптимизация системы сгорания, прежде всего камеры сгорания в поршне (крышке цилиндра), системы зажигания, системы подвода и дозирования топливного газа.

## Development of indicators of ecology and stability of combustion of gas fuel on single-cylinder compartment OD49

S.B. Milyaev, I.V. Evseev  
OJSC "Kolomensky Zavod", Russia

## Анализ локального теплообмена в камере сгорания перспективного газодизеля

А.А. Зеленцов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

А.С. Голосов

НАМИ, Россия

### 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, что обуславливает актуальность данной работы.

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель основана на системе уравнений нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ в расчетном объеме. Для замыкания системы после представления ее в осредненной форме используется  $k$ - $\zeta$ - $f$  модель турбулентности с пристеночными функциями. Влияние химического процесса горения учитывается с помощью интенсивности внутреннего источника теплоты  $q_v$ , Вт/м<sup>3</sup>, и массового расхода  $m$ . Значения этих параметров определяются через скорость  $w_t$  химической реакции сгорания при использовании модели сгорания модели когерентного пламени (CFM). Расчеты проводились с помощью трехмерного CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [1]. Ядро FIRE основано на численном методе контрольных объемов с использованием усовершенствованного алгоритма SIMPLE. Верификация математической модели осуществлялась на основании экспериментальных индикаторных диаграмм.

### МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА, СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ГАЗОДИЗЕЛЯ

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  $\epsilon = 17,5$ , мощность 354 кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n = 1400$  мин<sup>-1</sup>.

В результате работы создана и верифицирована модель рабочего процесса в цилиндре газодизеля. 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).

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  $\alpha$  с двумя максимальными значениями – до и после ВМТ (рисунок 1). В то же время на периферии крышки и огневого днища поршня  $\alpha$  имеет один максимум вблизи ВМТ.

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 топливоздушной 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.

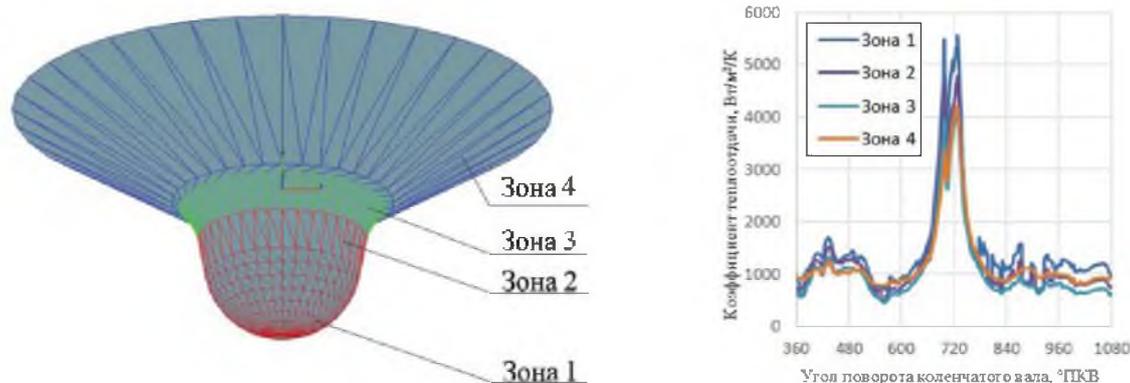


Рисунок 1 – Схема распылителя форсунки (а), а также распределение коэффициентов теплоотдачи (б) по зонам 1-4 в зависимости от угла поворота коленчатого вала газодизеля

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Выполненное в работе математическое моделирование рабочих процессов в газодизеле при учете различных мероприятий по обеспечению высоких эффективных показателей и определение условий теплообмена в камере сгорания позволяет достичь существенной экономии времени при доводке двигателя.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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).

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Зеленцов Андрей Александрович: zelentsov.aa@gmail.com

## Analysis of local heat transfer in combustion chamber of perspective gas engine with micro-pilot injection of diesel fuel

A.A. Zelentsov  
Bauman MSTU, Russia  
A.S. Golosov  
NAMI, Russia

# Доводка формы камеры сгорания двигателя с непосредственным впрыскиванием бензина и принудительным зажиганием

А.А. Касько

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

## 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. Наличие сложных форм и конструктивных особенностей камер сгорания современных поршневых двигателей требует рассмотрения задачи проектирования в трехмерной постановке. Это 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.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель предусматривает решение системы уравнений для нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ в расчетном объеме. Для упрощения ее решения используется осреднение параметров потока жидкости (газа), при котором плотность  $\rho$  играет роль весового коэффициента (осреднение по Фавру). Получившаяся система уравнений замыкается  $k$ - $\zeta$ - $f$  моделью турбулентности, которая вблизи твердых поверхностей (стенок камеры сгорания) дополняется пристеночными функциями [1].

Расчеты проводились с помощью трехмерного CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [1]. 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.

## МОДЕЛИРОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ГАЗООБМЕНА, СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ И СГОРАНИЯ В ЦИЛИНДРЕ ДВИГАТЕЛЯ

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  $\epsilon = 10,2$ , мощность 311 кВт при частоте вращения коленчатого вала  $n = 7300$  мин<sup>-1</sup>. В результате работы создана и верифицирована модель рабочего процесса в цилиндре двигателя с непосредственным впрыском бензина. 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, головку блока цилиндров, впускные и выпускные клапана).

Построена геометрия и проанализированы поля скоростей, качество смесеобразования и сгорания двух различных камер сгорания, на основании которых выдвинуты требования к новой форме. Заданная форма должна отвечать: стабильной работе двигателя при разных законах подачи топлива и режимах работы, высокой кинетической энергии заряда для интенсификации процесса сгорания, а также для формирования линий тока, позволяющих равномерно распределить свежий заряд в цилиндре.

Все типы геометрий камер сгорания моделировались при соблюдении условия равенства граничных и начальных условий, полученных в результате 0 – 1-мерного моделирования.

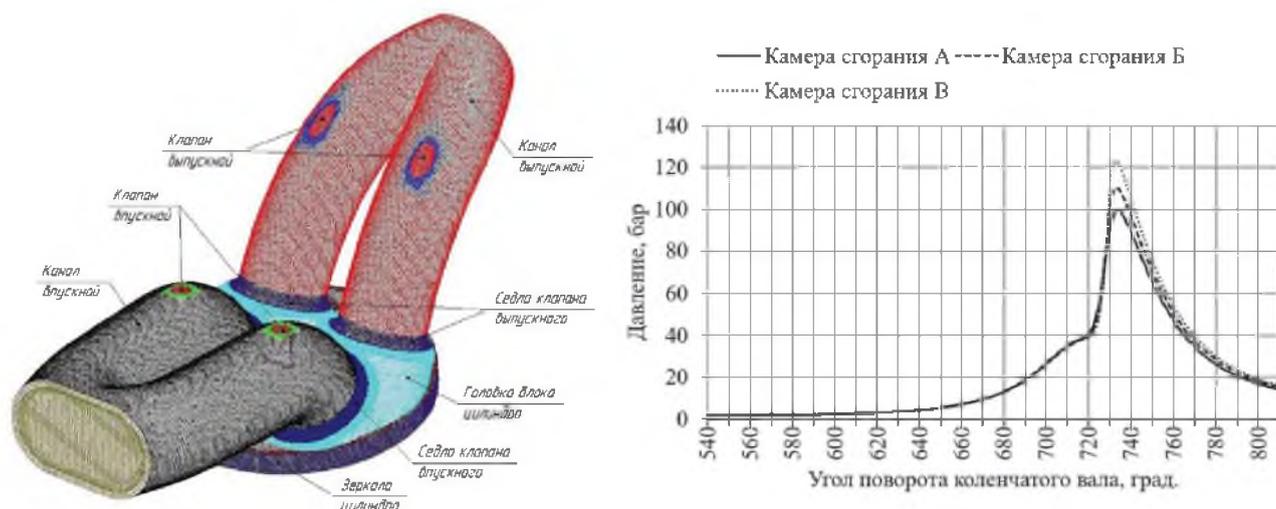


Рисунок 1 – Расчетная область (а), индикаторные диаграммы исследуемых камер сгорания (б)

Были проведены стендовые моторные испытания опытного маслоотделителя, с установкой совместно с серийной СВК двигателя КАМАЗ 740.50-360 с имитацией различного расхода КГ. Результаты испытаний СВК на режиме номинальной мощности двигателя приведены в таблице 1.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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).

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Касько Антон Александрович: kasko\_73@mail.ru

## Shape design of the combustion chamber of the engine with direct injection of gasoline and forced ignition

A.A. Kasko  
Bauman MSTU, Russia

## Исследование термодинамического метода коррекции результатов измерения давления в цилиндре среднеоборотного дизеля

И.Д. Конькова, Ю.А. Давыдов, А.Ю. Коньков  
ДВГУПС, Россия

### ВВЕДЕНИЕ

При измерении индикаторной диаграммы широкое распространение получили пьезоэлектрические датчики давления. Наряду с несомненными преимуществами, пьезоэлектрические датчики имеют и недостаток – нечувствительность к медленным воздействиям. Проблема может быть решена различными способами, в том числе и вычислением постоянной составляющей сигнала, основываясь на предположении, что процесс сжатия в цилиндре двигателя с достаточной точностью описывается термодинамической моделью – уравнением политропного процесса. Процедура добавления неизвестной постоянной составляющей к сигналу давления в зарубежной литературе часто называется «привязкой» (pegging) сигнала. В своей работе мы предпочитаем использовать термин коррекция, а в контексте исследуемых алгоритмов – термодинамическая коррекция сигнала давления. Исследованию методов термодинамической коррекции давления в цилиндре поршневого ДВС посвящен ряд работ за рубежом и в нашей стране, краткий обзор которых представлен в докладе. Практическая реализация этой идеи сопряжена с рядом задач. Среди них: выбор рационального алгоритма коррекции; уточнение констант термодинамической модели; оценка их влияния на результаты коррекции; оценка возможной погрешности результатов определения абсолютного давления, особенно, в условиях зашумленного сигнала. Решению поставленных задач была посвящена настоящая работа.

### ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИЕ АЛГОРИТМЫ КОРРЕКЦИИ И МЕТОДОЛОГИЯ ИССЛЕДОВАНИЯ

Будем полагать, что в силу тех или иных причин, сигнал давления  $E(p)$  на выходе аналоговой части измерительной системы смещен вверх или вниз относительно корректного значения на величину  $\Delta E$ . Простейший способ вычисления этого смещения использует координаты двух точек индикаторной диаграммы и задаваемый показатель политропы. Считая напряжение линейно зависящим от величины давления с учетом уравнения политропного процесса имеем

$$\Delta E = \frac{E_1 - E_2 (V_2/V_1)^m}{1 - (V_2/V_1)^m}$$

где  $m$  – показатель политропы;  $E_1, E_2$  – значения выходного сигнала в точках 1 и 2 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. При этом величина смещения рассчитывается аналогично первому способу для любой комбинации точек, а значение показателя политропы определяется приближенным решением системы уравнений политропных процессов с использованием разложения в ряд Тейлора

$$m = m_0 + \frac{K^{m_0} - 1}{J^{m_0} \cdot \ln J - z \cdot K^{m_0} \cdot \ln K} \cdot \left( \frac{E_2 - E_1}{E_3 - E_1} - z \right),$$

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.

В работе оба метода рассматривались как конкурирующие. Первый практический вопрос, требующий ответа, заключался в выяснении возможной величины показателя политропы в условиях эксплуатации конкретного двигателя. Исследование выполнялось с использованием математической модели «моторного» цикла дизеля, учитывающей состав рабочего тела и его утечки, теплообмен, параметры на впуске и др.. Программная реализация модели была выполнена в среде Simulink Matlab. Для ответа на второй интересующий нас вопрос – влияние ошибки в оценке величины показателя политропы на результаты коррекции, была разработана имитационная модель измерительной системы, позволяющая добавлять к модельному сигналу произвольную по величине постоянную составляющую и вычислять ошибку ее нахождения различными алгоритмами. Модель также была реализована в среде Simulink Matlab. Для возможности оценки различных алгоритмов в условиях, близких к реальным, была предусмотрена возможность добавления в исходный сигнал белого шум с регулируемыми параметрами. Для модельного сигнала давления использовался результат расчета рабочего процесса в программе Дизель-РК.

## ОБЪЕКТ И ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЯ

В качестве объекта исследования был выбран дизель размерностью ЧН26/26, различные модификации которого широко используются сегодня на железнодорожном транспорте.

В ходе расчетного эксперимента, выполненного на модели «моторного» цикла дизеля, было 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 исследуемого двигателя, определенный на участке  $220^{\circ}$ – $345^{\circ}$  градусов угла поворота коленчатого вала находится в границах 1,28–1,38 при определении показателя по координатам двух граничных точек и 1,30–1,39 – при расчете показателя по алгоритму среднего в границах участка.

Исследованием термодинамических алгоритмов коррекции сигнала давления установлено, что:

- а) их применение при измерении давления в идеальных условиях (без шумов) на номинальном режиме работы дизеля 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.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Коньков А.Ю.: akonkov1964@gmail.com

---

## 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  
FESTU, Russia

# Методика определения фазовых показателей сгорания в дизельных и газовых двигателях при снижении выбросов оксидов азота

С.Б. Миляев

ОАО «Коломенский завод», Россия

## ВВЕДЕНИЕ

Известно, что количество выбросов оксидов азота  $\text{NO}_x$  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. Способы снижения температур известны [1, 2, 3], однако их практическая реализация, как правило, связана со снижением КПД рабочего цикла.

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. 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 двигателя и обеспечивает минимальный выброс  $\text{NO}_x$ . 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. В основу алгоритма положено решение уравнений (1-7). Здесь  $Q(\alpha)$  – количество теплоты, выделяемой при сгорании топлива в функции от угла поворота кривошипа  $\alpha$ ;  $P(\alpha)$  – давление газов;  $V(\alpha)$  – объем цилиндра;  $Q(\alpha)W$  – потери теплоты в стенки;  $k$  – отношение теплоемкостей газов;  $\alpha Q_{50}$  и  $\alpha Q_{50}^{\text{opt}(\text{NO}_x \text{min})}$  – фазовые показатели, соответствующие положению максимума скорости тепловыделения и максимуму относительной скорости увеличения объема цилиндра;  $\gamma k$  и  $\sigma k$  – кинематические функции скорости и перемещения поршня.

Исследования проводились на отсеках дизелей ОД49 и ОД500, полноразмерных двигателях (5-26ДГ-03, 21-26ДГ-01, 12ЛДГ500), а также на отсеке двигателя ОД49, оборудованном для работы по газовому циклу с искровым зажиганием.

**ТЕПЛОВЫДЕЛЕНИЕ**

$$\frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} = \frac{k}{k-1} P(\alpha) \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} + \frac{1}{k-1} V(\alpha) \frac{dP(\alpha)}{d\alpha} + \frac{dQ(\alpha)_w}{d\alpha} \quad (1)$$

$$Q(\alpha) = \int_{\alpha_{start}}^{\alpha} \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} d\alpha, \quad Q = \int_{\alpha_{start}}^{\alpha_{end}} \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} d\alpha \quad (2)$$

$$\alpha Q50 = \alpha \{ |Q(\alpha) - 0.5Q| = \min |Q(\alpha) - 0.5Q| \} \quad (3)$$

$$Q(\alpha) = \int_{\alpha_{start}}^{\alpha} \frac{dQ(\alpha)}{d\alpha} d\alpha$$

**СНИЖЕНИЕ ВЫБРОСОВ NOx**

$$\Delta \alpha Q50 = \min(\alpha Q50 - \alpha Q50_{opt(NOx \min)}) \quad (4)$$

$$\alpha Q50_{opt(NOx \min)} = \alpha \{ (1/V)(dV/d\alpha) \}_{max} \quad (5)$$

$$\frac{1}{V(\alpha)} \frac{dV(\alpha)}{d\alpha} = \frac{\pi}{360} \frac{\gamma_k}{(1/(\epsilon-1) + \sigma_k/2)} \quad (6)$$

$$\gamma_k = \sin(\alpha) (1 + \lambda \cos(\alpha)), \quad \sigma_k = 1 - \cos(\alpha) + 0.5 \lambda \sin^2(\alpha) \quad (7)$$

**ЗАКЛЮЧЕНИЕ**

1. В 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 поршня, которая, в свою очередь, зависит лишь от углового расположения кривошипа.
3. Главной проблемой для газовых двигателей является обеспечение стабильности сгорания при высоком КПД.

**СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Многотопливный, перспективный и экологически чистый [Текст] / 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 [Текст] / 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 [Текст] / 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 В 3/12. Способ работы двигателя внутреннего сгорания [Текст] / 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.

## Technique of combustion phasing determination in diesel and gas engines for reduction of nitrogen oxides emissions

S.B. Milyaev  
OJSC “Kolomensky Zavod”, Russia

# Математическое моделирование рабочих процессов в условиях различных утилизационных мероприятий посредством впрыскивания воды

М.Н. Мутафчиев

Университет транспорта им. Т. Каблешкова, Болгария

## ВВЕДЕНИЕ

У 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. (коэффициент полезного действия) комбинированного двигателя, полученного таким образом, увеличится до 45-50%. 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.

## МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Вывод основные уравнения сделан на основе квазистационарного термодинамического подхода, в частности уравнения первого начала термодинамики для открытой термодинамической системы с изменяемой массой рабочего тела. Уравнение для варианта при котором охлаждение двигателя осуществляется посредством распыления и испарения воды в полости охлаждения, после чего смешивания этого пара с отработавшими газами в выпускном коллекторе перед турбинами выглядит так:

$$dT = \frac{T}{M} \left[ \left( k \frac{T_{вт}}{T} - 1 \right) dm_{вт} + \left( k \frac{T_{пара}}{T} - 1 \right) dm_{пара} - (k-1) dm_{из} \right],$$

где:  $T$  – температуры;  $M$ ,  $m$ -масы;  $_{вт}$  – втекающие;  $_{из}$  – истекающие;  $_{пара}$  – водяная пара.

## ОСНОВНЫЕ РЕЗУЛЬТАТЫ

Результаты этого вычислительного эксперимента (смешивания пара с отработавшими газами в выпускном коллекторе перед турбинами) получились следующие: частота вращения коленвала –  $n=2500^{-1}$ ; циклическая подача топлива –  $g_{ци}=0,0000437\text{kg}$ ; тепло, выделенное при сгорании –  $Q_1=1879\text{ J}$ ; его мощность –  $N_1=156,6\text{ kW}$ ; индикаторная мощность (с турбиной/без турбины) –  $N_i=64,6/72,5\text{ kW}$ ; эффективная мощность –  $N_e=49,01/56,8\text{ kW}$ ; эффективный к.п.д. только поршневого двигателя –  $\eta_e=0,31/0,36$ ; работа расширения –  $L_{раз}=1295/1297\text{ J}$ ; работа сжатия –  $L_{сжат}=387/388\text{ J}$ ; работа выталкивания отработавшие газы –  $L_{выт}=118/23\text{ J}$ ; работа наполнения –  $L_{нап}=13/14\text{ J}$ ; дебит испаряемой воды –  $m_{пара}=0,0368\text{ kg/s}$ ; давление пара –  $p_{пара}=247300\text{ Pa}$ ; плотность пара –  $\rho_{пара}=2,13\text{ kg/m}^3$ ; мощность парогазового потока –  $N_{потока}=52,6\text{ kW}$ ; мощность утилизационной турбины при к.п.д. 0,7 –  $N_t=36,8\text{ kW}$ ; общая эффективная мощность (поршневого двигателя+турбины) –  $N_{e+}=85,88\text{ kW}$ ; общий эффективный к.п.д. –  $\eta_{e+}=0,548$ .

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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 поглощается при испарении воды, превосходит прирост работы по

общему увеличению массы газов. Утилизация отработанного тепла посредством испарения воды в полости охлаждения и последующей ее трансформации в энергию, произведенной паром и отработавшими газами в турбинах, выглядит более оптимистично, а достижение эффективности свыше 50% вполне реалистично.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

- 1 Мацкерле Ю. Современный экономичный автомобиль. Пер. с чешк. – 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 научно-технический сборник. Харьков, 1988.
- 3 Васильев А. В., Григорьев Е. А. Математическое моделирование рабочих процессов 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., Батулин С. А., Исаков Ю. Н. и др. Под общ. ред. Петриченко Р. М. Элементы системы автоматизированного проектирования ДВС Л.: Машиностроение. Ленинград 1990. 328 с.
- 6 Петриченко Р. М. Физические основы внутрицилиндровых процессов 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 с.
- 8 Zinner K. Aufladung von verbrennungs – motoren. Berlin. 1975. Русский 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.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Мутафчиев Мариан Николов: marian\_mutafchiev@abv.bg

---

## **Mathematical modeling of working processes in conditions of different utilization of waste through water injection**

M.N. Mutafchiev  
Transports University “T. Kableshkov”, Bulgaria

## Повышение эксплуатационной топливной экономичности корабельного дизеля изменением его активного рабочего объема

Н.Н. Патрахальцев, П.П. Ощепков

Российский университет дружбы народов, Россия

Пилар Габриэла Борреро Гарсия

ВМФ Венесуэлы

У среднеоборотных дизелей неуклонно повышается уровень форсировки, а в условиях эксплуатации коэффициенты загрузки, например, корабельных дизелей составляют 0,3 – 0,4. В этих условиях повышаются удельные расходы топлива и т.д. Одним из методов повышения экономичности режимов малых нагрузок (МН) дизелей является метод отключения части цилиндров (ОЦ), называемый также методом регулирования двигателя изменением его активного рабочего объема. В работе применена расчётно-экспериментальная оценка возможности повышения экономичности режимов малых нагрузок (МН) корабельного дизеля и выполнено сравнение результатов анализа с реально реализованным методом ОЦ, усовершенствованным оптимизацией параметров и показателей работы двигателя на малых нагрузках.

Объектом исследования являлся дизель MTU 12V 2000 M50B в составе корабельной установки, состоящей из четырёх дизелей общей мощностью 4400 кВт. Корабль патрульной службы военно-морского флота Венесуэлы имеет водоизмещение 800 тонн, скорость хода – до 24 узла. Пропульсивный комплекс образуют два дизель-редукторных агрегата, работающих каждый на винт регулируемого шага (ВРШ). Дизель V – образный, с углом развала цилиндров 90°. Число цилиндров  $i = 12$ ,  $D/S = 13/15$ ,  $i \cdot V_h = 23,88 \text{ дм}^3$ .

Для расчётной оценки возможностей повышения экономичности применена методика, основанная на использовании экспериментальных универсальных характеристик дизеля. Существование расчётной методики заключается в сравнении показателей удельных расходов топлива дизелем полноразмерным и с отключением шести цилиндров на режимах МН при условиях сохранения одинаковых мощностей, но при изменяющихся удельных мощностях, зависящих от величины активного рабочего объема двигателя с числом активных цилиндров, равным  $z$ :  $N_{e,уд.} = N_e / (z \cdot V_h)$ .

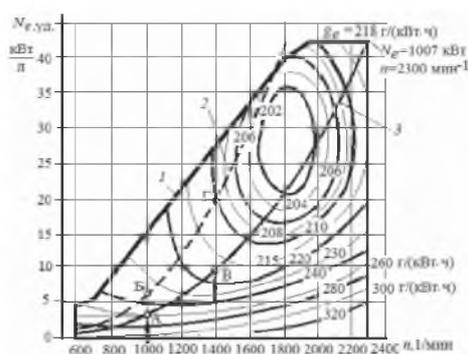


Рис. 1. Универсальные характеристики дизеля MTU 12V2000 M50B:  
1 – ограничительная, 2 – винтовая при работе на шести цилиндрах,  
3 – винтовая характеристика при работе на всех 12 цилиндрах.

Полноразмерный двигатель на режиме МН (точка А, рис. 1) имеет  $g_e = 260 \text{ г/(кВт·ч)}$ . При отключении шести цилиндров на том же режиме (точка Б)  $g_e = 235 \text{ г/(кВт·ч)}$ . Полноразмерный двигатель на режиме МН (точка В) имеет  $g_e = 217 \text{ г/(кВт·ч)}$ , при отключении шести цилиндров (точка Г) –  $g_e = 210 \text{ г/(кВт·ч)}$ . В методике подразумевается ОЦ путём прекращения подачи топлива в них. Для повышения эффективности метода ОЦ в дизеле при работе на МН предусмотрена оптимизация

ряда параметров, а именно: изменение опережения впрыскивания топлива, продолжительности и закона впрыскивания, теплового состояния и т.д. В результате такой оптимизации изменились универсальные характеристики дизеля в области режимов МН (рис. 2).

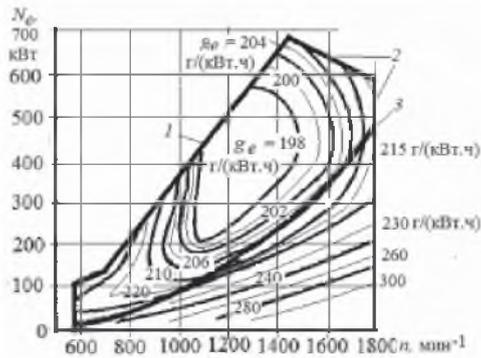


Рис. 2. Экспериментальные универсальные характеристики дизеля MTU 12V2000 M50B при работе на малых нагрузках на шести активных цилиндрах, полученные после перерегулировок дизеля на условия возможной максимальной экономичности в области малых нагрузок:

1 – ограничительная характеристика, 2 – ограничительные при работе на шести цилиндрах, 3 – винтовая характеристика

В результате исследований показано (рис. 3.), что в среднем при условии равновероятности режимов работы по винтовой характеристике в зоне малых нагрузок снижение удельного эффективного расхода топлива может составить около  $\Delta g_{e, \text{ср.}} = 11,2 \%$ .

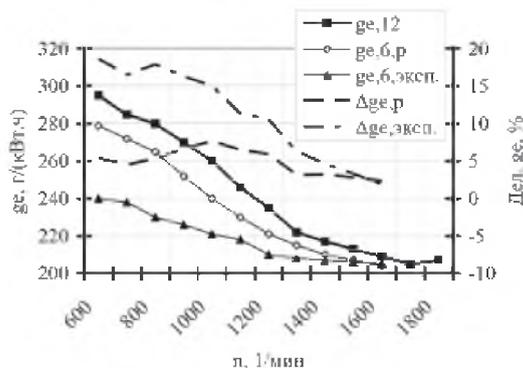


Рис. 3. Изменения удельных эффективных расходов топлива ( $g_e$ ) при работе дизеля на 12 или 6 активных цилиндрах при расчётном ( $p$ ) и экспериментальном исследовании (эксп.) с оптимизацией: ( $\Delta g_e$ ) – относительные выигрыши в расходе топлива при ОЦ

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ.

Патрахальцев Н.Н.: patrakhaltsev37@mail.ru

Ощепков П.П.: opp1967@yandex.ru, +79253214132

## Влияние параметров тангенциальных каналов на закрутку заряда на впуске и показатели двигателя

П.С. Пацей, Ю.В. Галышев

ФГАОУ ВО «Санкт-Петербургский политехнический университет Петра Великого», Россия

### 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 показатели двигателей. По 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 данной работе рассматривается рабочий процесс газового двигателя с бедной смесью. Для того чтобы ускорить сгорание бедной смеси нужна интенсификация движения заряда в камере сгорания. Одним из способов организации закрутки на впуске двигателя является применение тангенциальных каналов [4, 5]. При профилировании тангенциального канала основными параметрами при заданном расположении горловины, являются угол входа  $\alpha$  в плане и угол наклона  $\beta$  к оси в вертикальной плоскости.

В данной работе, с помощью программы Ansys Forte, проводилось трехмерное моделирование процесса наполнения, сжатия, искрового зажигания смеси, турбулентного сгорания природного газа в воздухе и процесса выпуска сгоревшей смеси. Для моделирования турбулентного течения в двигателе использовалась RNG k- $\epsilon$  модель [6]. Для моделирования горения природного газа в камере сгорания, использовалась G-equation модель. Для моделирования искрового зажигания применялась модель дискретных частиц ядра зажигания (Discrete Particle Ignition Kernel – DPIK) [7].

В качестве объекта исследования рассматривался двигатель типа ЧН 15/17,5. Проводилась серия расчетов, в которых менялся тангенциальный канал, угол  $\alpha$  варьировался от  $-45^\circ$  до  $30^\circ$ , а угол  $\beta$  зафиксирован и равен  $35^\circ$ .

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 ( $\alpha=-15$ ), а индикаторный КПД – с 50,8% до 52,4% ( $\alpha=-30$ ). При этом образование оксидов азота увеличилось с 9.2 г/кВт·ч до 21.0 г/кВт·ч ( $\alpha=-30$ ).

### ЗАКЛЮЧЕНИЕ

С увеличением угла  $\alpha$  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 ЛИТЕРАТУРЫ

1. Булычева З.Ю., Семенихин А.Н., Соколов М.Г. Дизель и газодизель: соревнование равных // Автомобильная промышленность. – 1992. – № 2. – С. 13-14.
2. 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.
3. Левкин Г.М. Повышение эффективности применения газового топлива в транспортных ДВС: Обз. инф. – М.: ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. – Сер. 4. – Вып. 2. – 40 с.
4. Вихерт М.М. Конструирование впускных систем быстроходных дизелей / М.М. Вихерт, Ю.Г. Грудский. – М.: Машиностроение, 1982. – 149 с.
5. 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.
6. Снегирёв А.Ю. Высокопроизводительные вычисления в технической физике. Численное моделирование турбулентных течений. Санкт-Петербург, Изд-во Политехн. ун-та, 2009, 143 С.
7. 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.

---

## **Tangential channel parameters influence on charge swirl motion and engine performance**

**P.S. Patsey, Yu.V. Galyshev**

Peter the Great St. Petersburg Polytechnic University (SPbPU), Russia

# Идентификация модели процесса в цилиндре ДВС в диапазоне нагрузочных режимов

А.А. Черноусов  
УГАТУ, Россия

## ВВЕДЕНИЕ

Математическую модель рабочего процесса (РП) поршневого двигателя перед применением целесообразно идентифицировать («калибровать») по экспериментальным данным. Данные измерений на моторных стендах обычно содержат величины частот вращения  $n_i$ , расходов топлива  $G_{топл i}$  и воздуха  $G_{в i}$  и др. показателей поршневого ДВС на ряде установившихся режимов его работы. Индикаторные диаграммы (ИД) рабочей камеры на этих же режимных точках характеризуют ход процесса в цилиндре и индикаторные показатели. Актуальна реализация для прикладного ПО методов параметрической идентификации (ПИ) для автоматической «калибровки» модели РП в интересующих диапазонах режимов.

## ЗАДАЧА, МЕТОД ИДЕНТИФИКАЦИИ И РЕШЕНИЕ

В [1] описан метод ПИ для автоматической, оперативной и весьма точной идентификации модели процессов в цилиндре ДВС (в применении к задаче теплового расчета); метод предположительно позволяет получать близкие к действительным характеристики сгорания. Однако для ПИ моделей РП, «замкнутых» подмоделями газообмена (в т. ч. описывающими нестационарное течение в каналах) нужен более общий метод. Такой метод разрабатывается на кафедре ДВС УГАТУ применительно к моделям, реализованным в пакете ALLBEA [2].

На текущем этапе метод ПИ модели РП реализован и опробован на примере теплового расчета того же двигателя [1] и тех же трех режимов:  $\alpha_c = 2,127; 2,379; 3,615$  при  $n = 2650$  об/мин – по модели процесса, интегрированной в ALLBEA [2].

Задача ПИ модели состоит в том, чтобы по критерию, выраженному целевой функцией (ЦФ)

$$\frac{1}{3} \sum_{i=1}^3 \left\{ \sqrt{\frac{1}{N} \sum_{n=1}^N \left[ \frac{\lg p_{расч i}^n - \lg p_{эсп i}^n}{\lg p_{эсп i}^n} \right]^2} \right\} \quad (1)$$

подобрать сочетание значений параметров, задающих зависимости от  $\alpha_c = G_B / (10 \cdot G_{топл})$  для 12-ти величин:  $\Delta_\phi, p_a, \varepsilon, \varphi_y, \Delta_{\phi yz}, \Delta_{\phi yz2}, m, m_2, k_2, c_{f1}, c_{f2}$  и  $F_c$  [2]. Для 4 из них ( $p_a, \varphi_y, \Delta_{\phi yz}, \Delta_{\phi yz2}$ ) заданы линейные регрессионные уравнения от  $\alpha_c$ , напр.  $p_a(\alpha_c) = p_{a \min} + (p_{a \max} - p_{a \min}) \cdot \alpha'_c$ , где  $\alpha'_c = [\alpha_c - \alpha_{c \min}] / [\alpha_{c \max} - \alpha_{c \min}]$ ,  $\alpha_{c \min} = 1,0$  и  $\alpha_{c \max} = 6,0$ . Для остальных величин принято, что они являются параметрами модели (т. е. не зависят от  $\alpha_c$ ). Т. обр., ставилась задача (здесь: безусловной) оптимизации – отыскания минимума ЦФ (1) в пространстве 16-ти параметров.

Использование в методе ПИ величин  $\Delta_\phi$  (не зависящего от  $\alpha_c$ ) и  $p_a(\alpha_c)$  позволяет в принципе компенсировать систематические ошибки в измеренных ИД – как по углу ПКВ, так и по абсолютному давлению – внося поправки  $\Delta_\phi$  и  $\Delta_{p_a} = p_a[(\alpha_c)_i] - p_{и.д.}(\varphi_a)$ .

Степень сжатия  $\varepsilon$ , (точнее, ее «эффективное» значение), вообще говоря, может существенно отличаться от номинального (или измеренного тем или иным методом). Подбор  $\varepsilon$  (одного из проектировочных параметров) в методе ПИ позволяет уточнить модель и в данном аспекте.

Прочие «калибруемые» величины в модели – из числа величин, задаваемых в исходных данных подмоделей сгорания теплоотдачи и утечек рабочего тела (углы начала и продолжительности сгорания и т. п., поправочные коэффициенты в подмодели теплоотдачи  $c_{f1}, c_{f2}$  и сечение неплотностей  $F_c$  [1]); все они должны определяться экспериментально.

Температура ( $T_{a i}$ ) и массовая доля свежего воздуха ( $Y_{a i}$ ), задаваемые в начальных условиях  $i$ -й задачи теплового расчета, определялись в данном случае по известным уравнениям теории

ДВС с учетом  $(p_a)_i$ , а также к-тов продувки  $1/\eta_{ii}$  и остаточных газов  $\gamma_r$ ; последние задавались (в данном случае) как постоянные параметры метода ПИ:  $1/\eta_{ii} = 1,01$ ;  $\gamma_r = 0,04$ .

Разработан модуль, в котором запрограммированы действия по вычислению ЦФ (1). Для автоматизации решения задачи ПИ 16 параметров применен генетический алгоритм (ГА), реализованный в одной из программ пакета ALLBEA. Характерное время решения – порядка часа при расчете на 1 ядре ПЭВМ. В ходе расчетов выявлено затруднение с нахождением именно глобального минимума ЦФ по применяемому ГА. Очевидно, в области глобального минимума (при типичных особенностях ЦФ для подобных задач) крайне нерегулярно изменяется значение ЦФ и ГА там оказывается не эффективнее метода простого перебора. Однако и получаемые данным методом за разумное время приближенные решения характеризуется удовлетворительным совпадением расчетных ИД с измеренными (рис. 1).

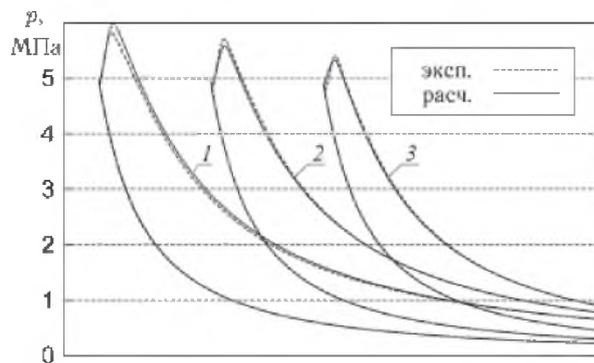


Рисунок 1 – Индикаторные диаграммы: 1 –  $\alpha_\epsilon = 2,127$ ; 2 –  $\alpha_\epsilon = 2,379$ ; 3 –  $\alpha_\epsilon = 3,615$

Достичь же близкого (как в [1]) совпадения для всех трех ИД в задаче ПИ единой модели для совокупности режимов двигателя, очевидно, невозможно.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Описанный метод ПИ модели выполняет по существу статистическую обработку ИД поршневого ДВС, автоматически формируя уравнения регрессии для величин в исходных данных задач анализа процесса. Возможно обобщение данного метода на случай моделей РП, «замкнутых» подмоделями газообмена. При применении таких моделей не будет ни нужды, ни возможности задавать априорно показатели качества газообмена (напр.,  $1/\eta_{ii}$  и  $\gamma_r$ ). Для глобальной идентификации единой модели РП будут полезны калибровка параметров подмоделей органов газообмена и/или «путевых» потерь.

Развитие и применение программных инструментов, автоматизирующих решение подобных задач, значительно повысит эффективность расчетно-экспериментальных работ по доводке и модифицированию двигателей и энергоустановок.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Черноусов А.А. Модель процесса в рабочей камере ДВС и метод идентификации модели по индикаторной диаграмме // Вестник УГАТУ 2017. Т. 21, № 1.- С. 50-55.
2. Еникеев Р.Д., Черноусов А.А. Проектирование и реализация пакета прикладных программ для анализа и синтеза сложных технических объектов // Вестник УГАТУ. 2012. Т. 16, № 5.- С. 60-68.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Черноусов А.А.: andrei.chernousov@mail.ru

# 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, Россия

## ВВЕДЕНИЕ

Современные двигатели внутреннего сгорания базируются на двух основополагающих термодинамических циклах: Отто и Дизеля. Последние достижения по экономии топлива в ДВС обусловлены более точным учетом электроникой графика движения автомобиля, управляемым впрыском, более рациональным распределением топлива в цилиндре и другими способами. Все это получено за счет организационно-технических инноваций, но не за счет изменения самого базового термодинамического цикла.

В настоящей публикации представлены расчетные параметры и характеристики двигателя внутреннего сгорания с регенерацией тепла в цикле (ДВС-Р) [1]. В отличие от публикации [2], расчеты и анализ выполнены с максимальным учетом реальности происходящих процессов. А именно: реальными показателями политропы процессов, значений теплоемкостей рабочего тела, гидравлических потерь в теплообменнике и на клапанах двигателя, а также теплообмена в цилиндрах в различных фазах их работы.

## РАБОЧИЙ ПРОЦЕСС ДВС С РЕГЕНЕРАЦИЕЙ ТЕПЛА В ЦИКЛЕ

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 в практике методике [3]. 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.

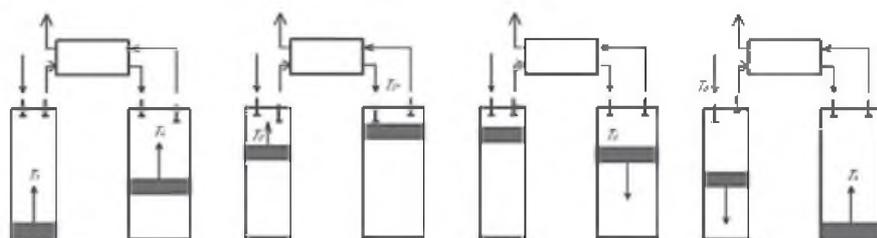


Рисунок 1 – Рабочий процесс ДВС с регенерацией тепла в цикле

По разработанной уточненной методике были выполнены расчеты параметров цикла двигателя. Для удобства они сведены в таблицу 1. В таблице параметры с индексом «u» означают уточненные по сравнению с данными публикации [2].

Таблица 1 – Значение параметров цикла до (1,2,2z,3,4) и после уточнений (1u,2u,2zu,3u,4u)

Точка	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

Уровень эффективного КПД представлен на рисунке 3. По результатам уточненных расчетов выявлено, что гидравлические потери и потери на клапанах оказывают небольшое влияние на цикл ДВС-Р. Значение КПД ДВС-Р после уточнений ниже на 2% по сравнению с первоначальным циклом двигателя. В отличие от цикла Отто преимущество ДВС-Р оценивается в 50% по приросту эффективности.

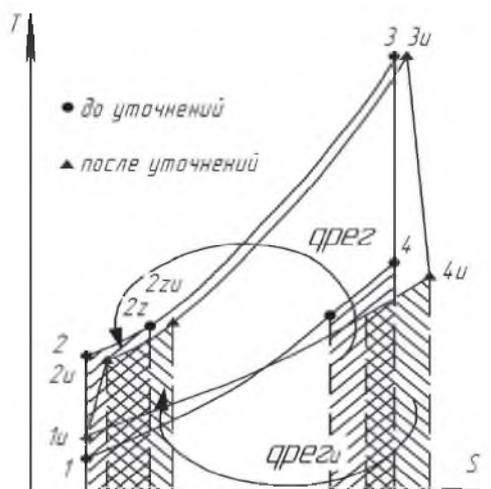


Рисунок 2 – Циклы ДВС-Р параметров цикла до (1,2,2z,3,4) и после уточнений (1u,2u,2zu,3u,4u)

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Представленные расчетные данные позволяют утверждать, что исследуемый ДВС-Р имеет значительные перспективы за счет: существенного снижения расхода топлива; повышенного ресурса и надежности при меньшем среднем давлении цикла; многотопливности (непосредственный впрыск); практической реализуемости в условиях современных технологий производства ДВС.

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Патент РФ № 2641180 «Способ работы двигателя внутреннего сгорания с регенерацией тепла в цикле и двигатель для его осуществления», 2018 г.
2. 2017 International Conference on Mechanical, System and Control Engineering, ICMSC 2017 [Текст]: IEEE Catalog Number: CFP17K79-ART. — ISBN: 978-1-5090-6530-1
3. Колчин А.И., Демидов В.П. Расчет автомобильных и тракторных двигателей [Текст] / А.И. Колчин, В.П. Демидов, – М: Высш. Шк., 2002 – 496 с.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Шестакова Д.А.: dashaa.shestakova@gmail.com

# Parameters and characteristics of the internal combustion engine with heat regeneration in the cycle considering hydraulic losses and heat exchange

A.I. Dovgyallo, D.A. Shestakova  
Samara National Research University, Russia

# Modeling of the evaporation and thermal decomposition of urea-water-solution in diesel exhaust aftertreatment systems

A.S. Blinov, N.S. Malastowski, L.L. Myagkov  
Bauman Moscow State Technical University, Russia

## INTRODUCTION

Vehicle emission standards are becoming tougher and therefore clean diesel technologies continue to be an important field in research and development of modern diesel engines. In recent years, engines manufacturers are actively exploring different ways to reduce emissions by means of exhaust aftertreatment systems and Selective Catalytic Reduction (SCR) is becoming a preferred way to cut down nitrogen oxides ( $\text{NO}_x$ ) tail pipe emissions. Designing process of SCR systems using full-scale experiments is both expensive and time consuming. Therefore, the development of reliable methods for evaluating the SCR performance by means of Computational Fluid Dynamics (CFD) has a significant importance.

This study focuses on modeling of the evaporation and thermal decomposition of urea-water-solution (UWS) in a hot air stream using commercial CFD code ANSYS Fluent. Numerical simulations of the injection of the UWS at different gas flow conditions were performed. Numerical results in terms of the ammonia conversion efficiency are compared with the experimental data available in the literature [1].

## NUMERICAL MODELING

In SCR systems, ammonia is used as a reducing agent to convert  $\text{NO}_x$  into nitrogen gas ( $\text{N}_2$ ) and water ( $\text{H}_2\text{O}$ ) [2]. The first one is produced by the evaporation and thermal decomposition of the UWS sprayed into the hot exhaust gases before the catalyst. The generation of  $\text{NH}_3$  can be presented by the following steps: evaporation of water from the droplets, evaporation of remained urea, thermolysis of urea into  $\text{NH}_3$  and isocyanic acid ( $\text{HNCO}$ ), hydrolysis of  $\text{HNCO}$  [3].

In this study, Eulerian-Lagrangian framework of ANSYS Fluent is used [4]. While the gas phase is modeled using Eulerian description, Lagrangian Discrete-Phase-Model (DPM) is used for modeling the UWS spray. Two-way coupling of mass, momentum and energy are allowed between phases. Modeling of heat and mass transfer processes is based on inbuilt multi-component droplet evaporation approach. The effect of Stefan flow is taken into account by the convection-diffusion controlled model. The thermolysis and hydrolysis reactions are modelled as volumetric reactions in the gaseous phase. Calculated ammonia conversion efficiency at different gas flow conditions are compared with experimental data [1]. The results agree with a reasonable accuracy (fig. 1).

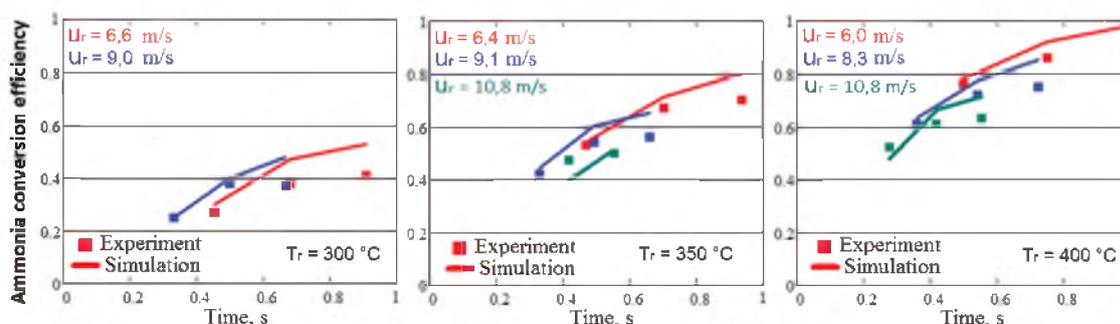


Figure 1 – Comparison of experimental data with numerical results

The performance of different designs of static mixers in terms of ammonia conversion efficiency and spatial ammonia distribution in the gas stream has been evaluated using presented numerical model (fig. 2).

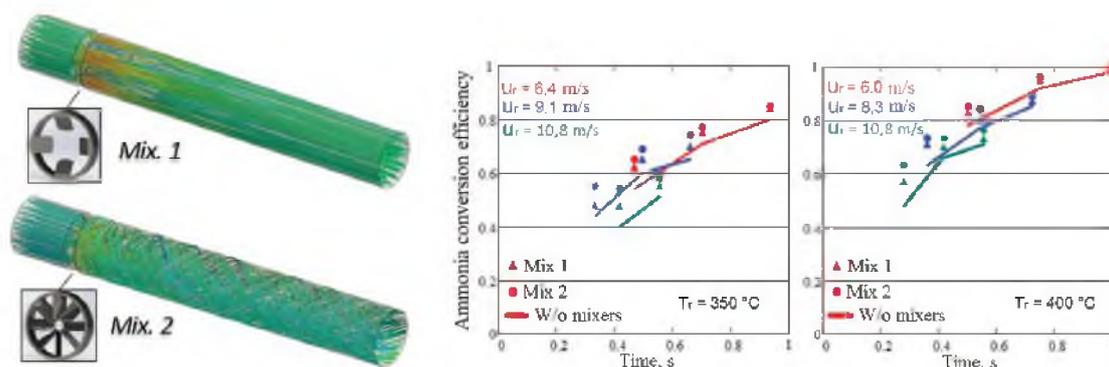


Figure 2 – Evaluation of the performance of static mixers

## LIST OF REFERENCES

1. J.Y. Kim, S.H. Ryu, J.S. Ha, Numerical prediction on the characteristics of spray-induced mixing and thermal decomposition of urea solution in SCR system, in: Proc. 2004 Fall Technical Conference of the ASME Internal Combustion Engine Division, Long Beach, California USA, 2004.
2. Nova I.; Tronconi E. Urea-SCR Technology for deNO<sub>x</sub> After Treatment of Diesel Exhausts. New York, NY : Springer, 2014. 716 p.
3. Abu-Ramadan, E., Saha, K., Li, X., Modeling the Depleting Mechanism of Urea-Water-Solution Droplet for Automotive Selective Catalytic Reduction Systems, AIChE Journal, 57, 3210–3225, 2011.
4. ANSYS Fluent Theory Guide, [https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en\\_us/Knowledge+Resources/Online+Documentation/Current+Release](https://support.ansys.com/AnsysCustomerPortal/en_us/Knowledge+Resources/Online+Documentation/Current+Release) ([cit. 2018-06-15]).

## CONTACT INFORMATION

Blinov A.S.: mr.blinoff1@yandex.ru

## К расчету газообмена и рабочего процесса двигателя

Ю.А. Гришин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

### ВВЕДЕНИЕ

В работе представлен новый комплексный подход к расчетному моделированию процессов в двигателе на базе основных представлений 1D метода Распада произвольного разрыва. В отличие от существующих подходов цилиндр рассматривается как ячейка численного расчета с граничными условиями на впуске и выпуске. Наиболее важным аспектом расчета на границах является задание коэффициентов расхода  $\mu$  клапанных каналов (портов). По аналогии с картами (характеристиками) компрессоров и турбин для записи двухпараметрических функций  $\mu$  использованы критерии подобия. С применением газодинамических функций представлены методики определения  $\mu$ , скоростей и других параметров для расчета на границах у клапанов на всех режимах отрывного течения, включая запираание.

### СОДЕРЖАНИЕ И РЕЗУЛЬТАТЫ РАБОТЫ

В основу нового подхода к расчету процессов в цилиндре положены балансовые соотношения метода Распада разрыва. Здесь используется очевидное уравнение изменения массы на расчетном шаге за счет подачи топлива в соответствующий период и расходов через клапаны, выраженных через газодинамические функции от числа  $\lambda$ , в период газообмена. Для расчета изменения внутренней энергии используется принцип расщепления по физическим процессам, когда вначале определяется ее промежуточное значение, полученное в результате процессов теплообмена при исходном объеме. Затем, поскольку эти процессы уже учтены, значение внутренней энергии легко уточняется за счет расчета технической работы на поршне в условиях идеальной адиабаты. Такой подход позволяет организовать сквозной счет с применением единых балансовых уравнений на заключительном этапе алгоритма Распада разрыва. В формулы для расчета расходов через клапаны входят коэффициенты расхода  $\mu$  клапанных каналов в головках двигателя (клапанных портов), которые фактически являются комбинированными соплами переменной геометрии с отрывным течением сжимаемого газа и запираанием на входе и выходе при определенных условиях. Коэффициенты  $\mu$  являются многопараметрическими характеристиками, подобно степеням сжатия  $\pi_k$  и расширения  $\pi_r$  в компрессорах и турбинах. В теории турбомашин показано, что  $\pi_k$  и  $\pi_r$ , полученные в экспериментах при одних условиях, могут быть экстраполированы на другие условия при соблюдении двух из трех критериев подобия – динамического  $G\sqrt{T^*}/p^*$  и кинематического  $\bar{n}/\sqrt{T^*}$ , так как геометрическое подобие для одного и того же агрегата соблюдается.

Рассматривая местные сопротивления в газоздушном тракте двигателя, в частности, клапанные порты, также можно использовать критериальные зависимости при переносе результатов продувок на другие режимы. В данном случае характерными являются критерии, обеспечивающие геометрическое и динамическое подобие, так как кинематическое подобие выполняется в виде сохранения формы струйного отрывного потока на соответствующих ходах открытия клапанов. Таким образом, для расчетных исследований газообмена необходимо иметь двухпараметрические карты  $\mu = \mu(p/p^*, f)$  или  $\mu = \mu(\lambda, f)$ . Здесь  $\lambda$  – приведенная скорость, обусловленная перепадом давлений  $p/p^*$  на клапанном канале – критерий динамического подобия  $F_v/F_T$  – отношение площадей проходного сечения клапанной щели и соответствующей трубы – критерий геометрического подобия, здесь  $F_v$  – функция хода клапана  $h$ .

Важно отметить, что в отличие от компрессоров и турбин, для которых критерии подобия взаимозависимы,  $\lambda$  и  $f$  – не зависят друг от друга. Поэтому при наличии математической модели определения  $\mu = \mu(\lambda)$ , куда  $f$  входит в качестве независимого параметра, можно расчетным

путем построить карты  $\mu = \mu(\lambda, f)$ , охватывающие все возможные режимы течения. Известно, что значительная часть расходов через клапаны имеет место при малых  $h$  и сверхкритических перепадах давления. Провести достаточно точно продувки при таких условиях практически невозможно. Здесь важно отметить, что представленный критериальный подход при выполнении качественных продувок при небольших перепадах давления и получении соответствующих  $\mu = \mu(f)$  расчетным путем позволяет получить полные карты  $\mu = \mu(\lambda, f)$  для всех перепадов давления с возможным запирающим потоком на входе и на выходе из клапанного канала.

Для реализации описанного подхода к определению  $\mu$  и других параметров, входящих в алгоритм Распада разрыва на границе у клапана, были разработаны математические модели расчета отрывного течения несжимаемой жидкости ( $\rho = \text{const}$ ) и сжимаемого газа в клапанном канале. В основу моделей положены законы сохранения – уравнение неразрывности и энергии для сечений  $Fv$  клапанной щели и выхода из канала  $FT$ , а также уравнение импульсов для условно прямого клапанного канала. В модели сжимаемого газа использованы газодинамические функции от числа  $\lambda$ .

Если нет точных продувочных карт, полученных при малых перепадах давления, модель  $\rho = \text{const}$  позволяет в первом приближении получить зависимость  $\mu = \mu(f)$ , которая потом используется при расчете  $\mu = \mu(\lambda, f)$  и параметров течения через границу. При этом используется основная модель – модель отрывного течения сжимаемого газа, которая позволяет учесть особенности дозвукового течения за выпускным клапаном и определить двухпараметрическую линию запирающего в клапане. При дальнейшем увеличении перепада давлений после этой линии развивается спектр сверхзвукового течения в свободной струе, получается линия возможного запирающего на выходе из клапанного канала, за которой коэффициент расхода фиксируется, становится независимым от дальнейшего возможного роста перепада давлений.

В полном объеме модель расчета сжимаемого газа, предусматривающая возможность расчета различных режимов, достаточно сложна и требует проведения итераций при решении соответствующей системы уравнений. Поэтому на основании анализа модели для ускоренного решения практических задач в двигателях были получены соответствующие упрощенные формулы, не требующие проведения итераций.

С помощью представленной методики были выполнены расчеты ряда характеристик  $\mu = \mu(\lambda, f)$ , в том числе с охватом области больших  $h$ , когда запирающее с  $\lambda = 1$  происходит не в широко раскрытой клапанной щели, а в узком сечении оторвавшейся струи. При этом скорость в клапанной щели начинает снижаться, что отмечают некоторые авторы. Были проведены также расчеты параметров выпуска из цилиндра двигателя ВАЗ 2101, которые наглядно показали зависимость коэффициента расхода и приведенных скоростей в клапанной щели и на выходе из клапанного канала от угла поворота коленвала.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Гришин Ю.А.: grishin.bmstu@mail.ru

---

## For calculation of the gas exchange and engine working process

Y.A. Grishin  
Bauman MSTU, Russia

## Исследование процессов смесеобразования и сгорания в водородном дизеле в трехмерной постановке

Р.З. Кавтарадзе, А.А. Зеленцов, Сяохао Лю

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва, Россия

Т.М. Натриашвили

Институт механики машин им. Р. Двали, Грузия

Ичунь Ван

Пекинский технологический институт, КНР

### ВВЕДЕНИЕ

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.

### МАТЕМАТИЧЕСКАЯ МОДЕЛЬ

Математическая модель основана на системе уравнений нестационарных процессов переноса количества движения, энергии, массы и концентрации реагирующих веществ в расчетном объеме. Для замыкания системы после представления ее в осредненной форме используется  $k$ - $\zeta$ - $f$  модель турбулентности с пристеночными функциями. Влияние химического процесса горения учитывается с помощью интенсивности внутреннего источника теплоты  $q_v$ , Вт/м<sup>3</sup>, и массового расхода  $m$ . Значения этих параметров определяются через скорость  $w_T$  химической реакции сгорания при использовании модели сгорания модели когерентного пламени (CFM). Расчеты проводились с помощью трехмерного CFD-кода FIRE, разработанного фирмой AVL List GmbH (Австрия) [1]. 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.

### ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ВОДОРОДНОГО ДИЗЕЛЯ

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<sup>-1</sup>.

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 (рисунок 1). Существенное влияние также имеет организация топливоподачи в цилиндр двигателя (конструкция форсунки, ее ориентация в КС, закон впрыскивания топлива).

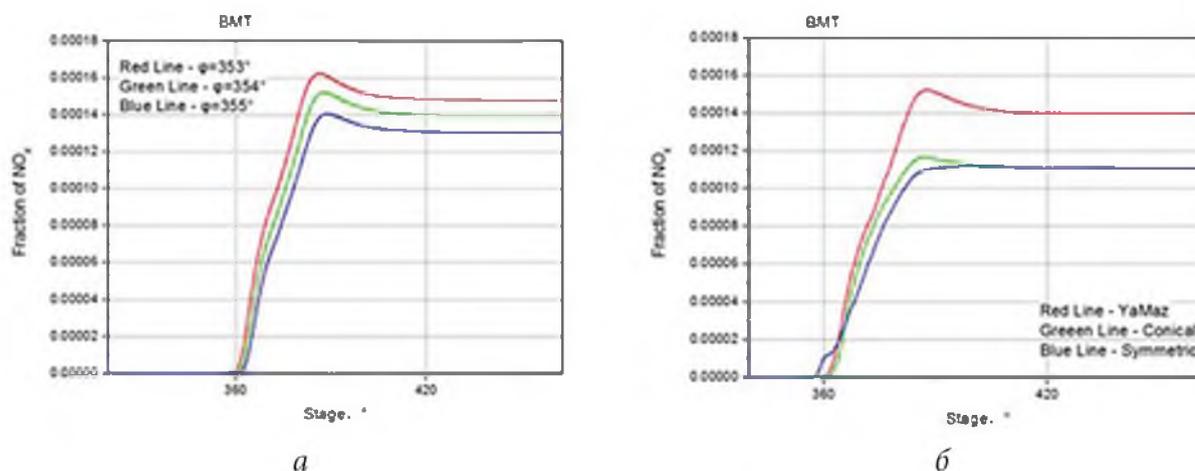


Рисунок 1 – Изменение мгновенных концентраций  $NO_x$  в цилиндре водородного дизеля для различных значений угла опережения впрыскивания топлива  $\phi_{OBT}$  (а) и формы КС (б)

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

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).

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. 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).

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Зеленцов Андрей Александрович: zelentsov.aa@gmail.com

## 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  
T.M. Natriashvil  
Institute of machine mechanics n.a. R. Dvali, Georgia  
Ichun Van  
Beijin institute of technologists, China

## **An Investigation on Temperature Rise of High Pressure Common Rail Injector Nozzle**

**J.H. Zhao, K.B. Wei, P.F. Yue**  
Harbin Engineering University, China

**L. Grekhov**  
Bauman MSTU, 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 injector and the steady state temperature increase with the increase of the injection pressure and the increasing of the injection frequency. The difference of temperature between the nozzles is larger under different injection pressures, and 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

## Моделирование быстродействующих электромагнитных приводов двигателей с электронным управлением

Л.В. Грехов

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Чжао Цзяньхуэй

Харбинский технический университет, КНР

Для задач детального проектирования магнитопровода мы используем 3D-моделирование с использованием программы ANSOFT Maxwell, для оптимизации быстродействующего электромагнитного привода (БЭМП) и проектирования топливных систем в целом – программу ВПРЫСК с одномерным описанием магнитного потока и описанием нестационарных гидравлических, механических, теплофизических, электромагнитных процессов [1].

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 информации справочников.

Используется способ описания петель статического гистерезиса в форме, в которой константы  $C$  и  $\alpha$  могут быть определены по скудным справочным данным по индукции насыщения  $B_m$  и остаточной  $B_r$ , коэрцитивной силе  $H_c$ , магнитной проницаемости  $\mu_{max}$ :

$$B = \frac{1}{\alpha} \cdot \lg^C [H/H_c + 1] \quad (1)$$

В БЭМП с временем срабатывания 0,1 мс становятся актуальными нестационарные электромагнитные процессы в результате перемагничивания материала (магнитная вязкость) и возникновения вихревых токов. Для описания динамического гистерезиса используем модель А.И. Кадочникова. Тогда эффективная напряженность поля:

$$H_d(t) = H_{st}(B_{av}) + \frac{1}{r} \exp\left(\alpha \frac{B_{av}^2}{B_m^2}\right) \cdot \frac{dB_{av}}{dt} + \frac{1}{3} \gamma_{eq} \delta^2 \cdot \frac{dB_{av}}{dt}, \quad (2)$$

где:  $H_{st}(B_{av})$  – статическая кривая перемагничивания; – динамическая напряженность поля при перемагничивании;  $\delta$  – толщины ленты;  $\gamma_{eq}$  – параметр объемной электропроводности,  $r$ ,  $\alpha$  – магнитной вязкости.

Описанные зависимости  $H = f(B)$  используются для определения силы БЭМП:

$$F_{ЭМП} = \frac{B_{max}^2 S_{max}}{\sqrt{k_{рас}} \cdot \mu_m} \quad (3)$$

и для расчета работы электрогидравлических форсунок аккумуляторных топливных систем с использованием программы ВПРЫСК [1]. Процессы описываются по моделям [2]. Результаты расчетов сопоставлялись с результатами экспериментов на специально построенном в Харбинском техническом университете стенде. На рис. 1 приведено сравнение результатов.

Результаты расчетов по двум различным программам близки. 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.

Значение корректного описания быстропротекающего процесса может быть большим. Например, в коротких впрыскиваниях в рамках многократной подачи при равных управляющих импульсах скорости движения клапана различны и импульсы подачи топлива существенно различаются (рис. 2).

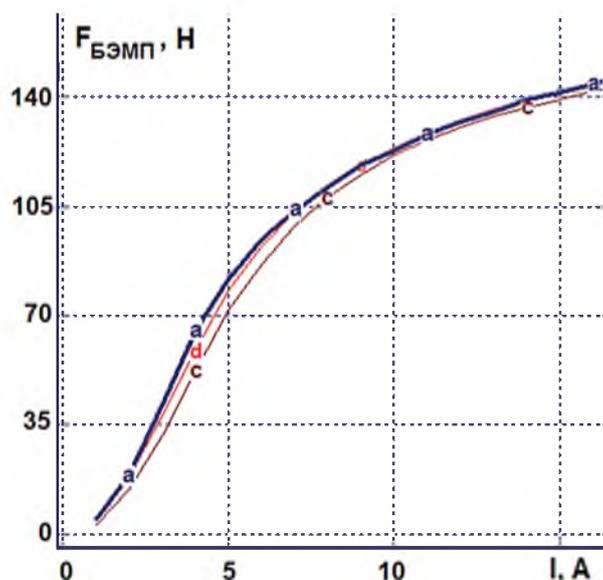


Рис. 1. Усилие БЭМП в функции тока: а – эксперимент; с – расчет по программе ANSOFT Maxwell; d – расчет по программе ВПРЫСК.

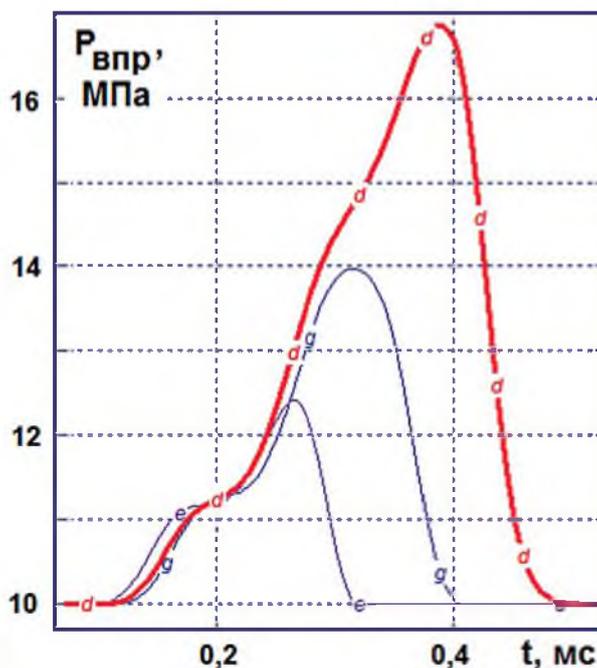


Рис. 2. Давление пилотного впрыска с конечным занулением тока: e -статический гистерезис; g -динамический гистерезис; d – динамический гистерезис нет размагничивания.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

- Для точного описания БЭМП со сложным магнитопроводом можно рекомендовать программу ANSOFT Maxwell. Для оптимизации БЭМП, а также для задач анализа и проектирования всей топливной системы применима программа ВПРЫСК.

- Предложенный способ описания кривых намагничивания удобны тем, что использует три доступных справочных параметров материалов.
- В быстропротекающем процессе подачи необходим учет динамического гистерезиса.

## **СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ**

1. Страница лаборатории топливных систем сайта МГТУ: <http://fuel-bmstu.ru/> Проверено 2018.
2. Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливной аппаратуры современных дизелей, М.: Легион-Автодата, 2013, 292 с.

---

## **Modeling of the fast-response solenoid actuators for the electronically controlled engines**

**L.V. Grekhov**

Bauman MSTU, Russia

**Zhao Jianhui**

Harbin Engineering University, China

## Программа ВПРЫСК для проектирования ТОПЛИВНЫХ СИСТЕМ

Л.В. Грехов  
МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Предпосылками создания специального программного обеспечения для анализа топливных систем являются повышение показателей впрыскивания, организация сложных характеристик впрыскивания, новые процессы в системах топливоподачи; повышение требований к качеству организации рабочего процесса, соответственно и показателей топливоподачи; переход на топливные системы нового поколения, применение электронного управления, поиск новых конструкций, недостаточный опыт их создания.

Для этих целей используются известные программы HYDSIM (AVL), FINJECT (Ricardo), AMESIM Imagine Lab., Hydraulics and Fuel Injection (Gamma Technology), собственные программы R.Bosch и Caterpillar. Упомянутые программы создавались преимущественно в 90-х – 2000-х годах. Однако конструкции топливных систем продолжают развиваться, происходящие в них процессы приобретают новые черты, поэтому в МГТУ им. Н.Э. Баумана уже 30 находится в постоянном развитии специальная программа для анализа и оптимизации впрыскивающих топливных систем. По нашему мнению, она обладает собственными достоинствами и успешно применяется в России и за рубежом.

Создание программного комплекса ВПРЫСК помимо предпосылок и практической потребности решения конкретных задач проектирования отличается:

- оригинальными математическими моделями различных процессов;
- применением авторских результатов уникальных экспериментальных и теоретических исследований.

С целью генерирования схемы ТПА произвольной топологии в версии ВПРЫСК-3 использовался графический редактор с набором примитивов. В отличие от редакторов упомянутых программ, примитивы являются укрупненными функциональными элементами, безусловно понятными пользователю (клапан, трубопровод, кулачковый привод и т.п.). Этот редактор позволил анализировать ТПА произвольных схем, однако, его использование выявило и ряд проблем. Пользователи, не работающие постоянно с ПК, порой совершали ошибки генерации схем, формировали нереальные сочетания, неоправданно тратили время. В версии ВПРЫСК-4 мы вернулись к менее общему, но более дружелюбному к пользователю формированию проекта: выбору нужной схемы из числа предлагаемых с возможностью редактирования методом упрощения. Это упростило работу с программой и обусловлено все же ограниченным кругом типов ТПА, представляющих практический интерес.

Математические модели ПК ВПРЫСК отличаются от традиционно используемых в описании топливоподачи.

Описание упругости топлив. В целях универсализации моделей, в том числе для смесей топлив, газотопливных эмульсий, для удобства прямых и обратных вычислений, используется не коэффициент сжимаемости, а уравнение состояния:

$$\left(\frac{\rho}{\rho_{0f}}\right)^n = \frac{B + P}{B + P_0} \quad (1)$$

Описание нестационарного течения в каналах и трубопроводах производится либо с использованием аналитического решения Д'Аламбера, либо методом распада произвольного разрыва. Первый отличается от известного дополнением образования (а не только ликвидацией) газовой фазы. Это позволило правильнее описывать окончание ТП. Второй подход реализует полные уравнения одномерного нестационарного течения с деформацией трубопровода, при переменной скорости звука, корректным учетом диссипации энергии.

Гидравлическое сопротивление при нестационарном течении нельзя корректно описать известными выражениями для стационарного течения в бесконечно длинных трубах. В результате проведенных исследований пограничного слоя с разрешением 2 мкм кинематическим методом получены мгновенные поля осредненных скоростей и турбулентности в пограничном слое, а с применением концепции формирования ПС из состояния покоя и деформации при ускорениях – эмпирические расчетные критериальные выражения для быстрого счета.

Неизотермичность в процессе топливоподачи становится все более актуальной по мере роста давлений подачи. Используются оригинальные расчетные аналитические уравнения адиабатического сжатия с применением (1), а также полуэмпирические соотношения для разогрева при дросселировании. Учет неизотермичности позволяет повысить адекватность модели при высоких давлениях, при газосодержании, для легких топлив.

Динамика привода ТНВД, как правило, игнорируется при создании топливной аппаратуры. На нее обращают внимание при хронических поломках привода, плохих экономических или экологических показателях дизеля, дестабилизации подачи. Случай резонансов для ТПА неактуален. В ПК ВПРЫСК интегрируются уравнения вынужденных колебаний с диссипацией для линейной или замкнутой крутильной системы привода ТНВД. Работы для промышленности позволили получить показательные результаты по правильному проектированию приводов, ликвидирующих проблемы прочности и рабочего процесса.

Расчет электроприводов клапанов ТПА с электронным управлением. Для электромагнитного и пьезоэлектрического приводов решаются уравнения электрических цепей, определяются текущие актуальные электрические (магнитные) свойства материалов, определяются усилия. Характерно, что электрические и магнитные процессы имеют в быстротекущем процессе в ТПА инерционность, соизмеримую с механической. В этой связи плодотворны только используемые методы для нестационарных электрических и электромагнитных процессов. Модель нацелены на использование оптимизированных приводов, при этом по сути являются интегральными, т.е. быстродействующими.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

На протяжении 30 лет ПК ВПРЫСК успешно используется в МГТУ и других организациях для решения следующих типовых задач:

- параметрическая оптимизация ТПА
- выбор и обоснование типа ТПА
- проектирование ТПА под экологические требования к дизелю (с ПК Дизель-РК)
- формирование законов управления (с ПК Дизель-РК)
- задачи диагностирования ТПА
- формирование ТТ к электроприводам и СУ
- проектирование приводов ТНВД
- обучение студентов (МГТУ – курсовой проект на 6 курсе)

## СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Страница лаборатории топливных систем сайта МГТУ: <http://fuel-bmstu.ru/> Проверено 2018.
2. Грехов Л.В., Габитов И.И., Неговора А.В. Конструкция, расчет и технический сервис топливной аппаратуры современных дизелей, М.: Легион-Автодата, 2013, 292 с.

---

## Software INJECT for the design of fuel engine systems

L.V. Grekhov  
Bauman MSTU, Russia

# 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  
МАДИ, Россия

## ВВЕДЕНИЕ

Дальнейшее ужесточение экологических правил и стандартов, регламентирующих содержание токсичных веществ в отработавших газах дизелей, сопровождаемое повышением требования к их топливной экономичности, создает предпосылки для совершенствования СР.

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 ИССЛЕДОВАНИЙ

Исследованы электрогидравлические форсунки трех наиболее 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 №3 (конструкция фирмы Bosch модели CRI 2.2) с частичным перекрытием слива топлива расходуемого на управление.

## ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКАЯ УСТАНОВКА

Для регистрации характеристики впрыскивания топлива использовано устройство, разработанное в МАДИ, которое включает в себя корпус, устанавливаемый на распылитель форсунки. В корпус встроены датчик для регистрации давления топлива и жиклер для слива топлива. Топливо через жиклер попадает в топливопровод, в конце которого установлен клапан для слива топлива и поддержания в топливопроводе избыточного давления 0,08 ... 0,1 МПа с целью исключения влияния выделяющегося из топлива воздуха.

## РЕЗУЛЬТАТЫ ИССЛЕДОВАНИЙ

Для расчета влияния сил трения  $F_{тр}$  при движении поршенька управляющего клапана ЭГФ №1 были использованы данные, которые были получены для иглы распылителя. Результаты расчета показали, что для ЭГФ №1 ступенчатый передний фронт характеристики впрыскивания полностью сглаживается при коэффициенте трения  $k_{тр} = 60$  Нс/м (давление в топливном аккумуляторе  $p_{ак} = 100$  МПа) и при  $k_{тр} = 50$  Нс/м ( $p_{ак} = 160$  МПа).

Расчетно доказана возможность реализации ступенчатой характеристики впрыскивания топлива при давлении в топливном аккумуляторе  $p_{ак} = 200$  МПа с применением ЭГФ №2. Ступенчатая характеристика впрыскивания получена с помощью формирования как одного предварительного импульса, так и с помощью двух предварительных импульсов.

Цель экспериментального исследования конструкции ЭГФ №1 заключалась в оценке стабильности формирования ступенчатой характеристики впрыскивания по сравнению со стабильностью формирования предварительного впрыскивания. Оценка стабильности цикловых подач  $Q_{ц}$  с

предварительным впрыскиванием ЭГФ №1 показала колебания от 0,81 до 8,7%. При ступенчатом впрыскивании разброс  $Q_{ц}$  между замерами составил 22,5%. Такой увеличенный разброс объясняется наличием в конструкции ЭГФ №1 управляющего клапана с поршеньком. 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.

Для оценки влияния точности формирования управляющих импульсов проведено расчетное сравнительное исследование на примере ЭГФ №1 при  $F_{тр}=0$ ,  $p_{ак}=160$  МПа. Оценивалось влияние точности формирования управляющих импульсов на максимально возможное отклонение  $\delta_{max}$  цикловой подачи  $Q_{ц}$ . При точности управления  $\pm 0,001$  мс величина  $Q_{ц}$  колебалась в пределах 298,93 ... 300,34 мг, что составляет  $\delta_{max} = 0,47\%$ . В случае точности управления  $\pm 0,005$  мс колебания  $Q_{ц}$  составили от 295,15 до 302,51 мг, т.е.  $\delta_{max} = 2,38\%$ . Обе точности позволили сохранить ступенчатую форму переднего фронта характеристики впрыскивания топлива.

Экспериментальное исследование ЭГФ №3 как и ЭГФ №2 показали возможность формирования сравнительно устойчивой ступенчатой характеристики впрыскивания.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Ступенчатый передний фронт ЭГФ №1 может сглаживаться при достижении величины сил трения в соединении поршенек управляющего клапана – корпус ЭГФ более 60 Нс/м.
2. ЭГФ №2 и ЭГФ №3 обеспечивают возможность получения ступенчатого впрыскивания топлив при различных давлениях в аккумуляторе.
3. На примере ЭГФ №3 показано, что нестабильность топливоподачи при ступенчатом впрыскивании сопоставима с нестабильностью предварительного впрыскивания, которое широко применяется при организации рабочего процесса дизелей с аккумуляторными топливными системами типа Common Rail.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Дунин А.Ю.: a.u.dunin@mail.ru

## БЛАГОДАРНОСТИ

Прикладные научные исследования и экспериментальные разработки, рассмотренные в данном докладе, 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.

---

## Organization of boot-type injection rate by electric impulse control, entering the electromagnet of the accumulator fuel system injector

M.G. Shatrov, L.N. Golubkov, A.Y. Dunin, P.V. Dushkin  
MADI, Russia

## Моделирование системы автоматического регулирования частоты вращения дизеля

В.А. Марков, А.Н. Зенкин

МГТУ им. Н.Э. Баумана, Россия

Е.Ф. Поздняков

ООО «Форант-Сервис», Россия

В.В. Фурман, С.В. Плахов

ООО «ППП Дизельавтоматика», Россия

### ВВЕДЕНИЕ

Непрерывным условием достижения современных показателей двигателей внутреннего сгорания (ДВС) является дальнейшее совершенствование их систем автоматического регулирования и управления (САР и САУ). Для достижения наилучших показателей дизеля необходимо определить оптимальные структуру и основные параметры САР частоты вращения. Наиболее известными системами автоматического регулирования частоты вращения дизелей являются системы, работающие по принципу Ползунова-Уатта (по отклонению регулируемого параметра или по сигналу ошибки регулирования).

### ИССЛЕДОВАНИЕ ДИНАМИЧЕСКИХ КАЧЕСТВ САР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ ДИЗЕЛЯ

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. Получены данные при использовании нелинейной математической модели САР дизеля и проведении расчетных исследований. При этом оценка влияния коэффициентов усиления пропорциональной  $k_p$ , интегральной  $k_i$  и дифференциальной  $k_d$  составляющих ПИД-закона регулирования на показатели качества процесса регулирования проведена путем расчета переходного процесса при различном сочетании значений коэффициентов  $k_p$ ,  $k_i$  и  $k_d$ . В качестве передаточных функций составляющих ПИД-регулятора выбраны передаточные функции идеального усилительного звена  $W_p(p) = k_p$ , идеального интегрирующего звена  $W_i(p) = k_i / p$ , идеального дифференцирующего звена  $W_d(p) = k_d \cdot p$ .

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).

Следует отметить, что в переходных процессах разгона-торможения двигателя при быстром изменении задания требуемой частоты вращения – с интенсивностью  $d\omega_{д\text{треб.}} / dt = 200000 \text{ мин}^{-1}/\text{сек}$  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, и при постоянной 100%-ной нагрузке на генератор. В этих случаях наличие дифференциальной составляющей ПИД-закона регулирования позволяет стабилизировать рассматриваемые переходные процессы.

При более жестком ограничении скорости изменения задания требуемой частоты вращения  $d\omega_{д\text{треб.}}$  – с интенсивностью  $d\omega_{д\text{треб.}} / dt = 400 \text{ мин}^{-1}/\text{сек}$  различия в переходных процессах разгона-торможения двигателя с ПИД- и с ПИ регулятором становятся менее заметными. 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, и для случая постоянной 100%-ной нагрузки на генератор. Известно, что при широком диапазоне изменения регулируемого параметра – угловой скорости вращения коленчатого вала  $\omega_d$  в переходном процессе использование линейных математических моделей может приводить к значительным погрешностям расчета переходных процессов. Поэтому для рассмотренных выше переходных процессов разгона-торможения 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. Сравнение переходных процессов разгона-торможения в САР, вызванных изменением задания частоты вращения с крутыми фронтами (скорость изменения задания — 200000 мин<sup>1</sup>/сек), при постоянной нулевой нагрузке на генератор и использовании ПИ-регулятора с коэффициентами  $k_{\pi} = 7$ ,  $k_{\text{и}} = 10$ ,  $k_{\text{д}} = 0$  показывает, что учет нелинейной характеристики топливоподачи позволяет получить переходный процесс с меньшими продолжительностью и колебательностью по сравнению с переходным процессом, полученным при линейной характеристике топливоподачи.

Для дизелей ДГУ более характерными являются переходные процессы наброса-сброса нагрузки. Использование ПИД-регулятора с коэффициентами  $k_{\pi} = 12$ ,  $k_{\text{и}} = 57$ ,  $k_{\text{д}} = 3$  обеспечивает продолжительность переходного процесса наброса полной нагрузки  $t_{\text{п}} = 5$  с и перерегулирование (провал частоты вращения в переходном процессе)  $\sigma = 7\%$ , что соответствует требованиям ГОСТ Р 55231-2012 к САР третьего класса точности ДВС.

## ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Наличие дифференциальной составляющей ПИД-закона регулирования заметно улучшает качество переходных процессов разгона-торможения 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.

## КОНТАКТНАЯ ИНФОРМАЦИЯ

Марков В.А.: vladimir.markov58@yandex.ru

---

## Simulation of the diesel engine rotational speed automatic control system

V.A. Markov, A.N. Zenkin  
Bauman MSTU, Russia

E.F. Pozdnyakov

Forant-Service, Russia

V.V. Furman, S.V. Plakhov  
PPP Dizel'automatica, Russia

**СБОРНИК ТЕЗИСОВ ДОКЛАДОВ  
МЕЖДУНАРОДНОЙ НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКОЙ КОНФЕРЕНЦИИ  
«ДВИГАТЕЛЬ-2018»,  
ПОСВЯЩЕННОЙ 150-ЛЕТИЮ ОСНОВАНИЯ  
ФАКУЛЬТЕТА «ЭНЕРГОМАШИНОСТРОЕНИЕ»  
МГТУ ИМ. Н.Э. БАУМАНА**

Составители:

*В.А. Зенкин, Л.Л. Мягков*

Компьютерная верстка:

Г.М. Мерлин

Подписано в печать 23.10.2018  
Печать цифровая. Формат 60x90 1/8 .  
Усл.-печ. л. 12,25. Бумага офсетная.  
Тираж 75 экз.

Отпечатано в типографии ООО «Джи Джи Форс»



**RM**  
go-rm.ru

**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 ВЕКТОР 551 i**

**НОВАЯ ЛИНЕЙКА ТУРИСТИЧЕСКИХ  
СНЕГОХОДОВ**

1968-2018

50

лет  
в небе, на земле  
и на воде



АГАТ

АО Гаврилов-Ямский машиностроительный завод «АГАТ»

АО Гаврилов-Ямский машиностроительный завод «Агат» - современное промышленное предприятие с мощной производственной базой и передовыми технологиями.

#### ОСНОВНЫЕ НАПРАВЛЕНИЯ ДЕЯТЕЛЬНОСТИ :

- Производство и ремонт агрегатов топливрегулирующей аппаратуры авиационных двигателей, агрегатов и узлов самолетных систем, агрегатов для морских газотурбинных двигателей и наземных газотурбинных 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».



С 2011 г. на предприятии ведется активная работа по разработке и созданию поршневых авиационных двигателей мощностью от 45 до 400 л.с. для беспилотных летательных аппаратов и самолетов легкой и сверхлегкой авиации.



152240, Ярославская обл., г. Гаврилов-Ям, проезд Машиностроителей, 1  
тел. (48534) 2-32-64; e-mail: [agat@gmzagat.ru](mailto:agat@gmzagat.ru); <http://gmzagat.ru>



# Проектно-производственное предприятие ДИЗЕЛЬАВТОМАТИКА

ПРЕДПРИЯТИЕ СПЕЦИАЛИЗИРУЕТСЯ НА КОНСТРУИРОВАНИИ И ПРОИЗВОДСТВЕ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПРОМЫШЛЕННЫМИ И АВТОТРАКТОРНЫМИ ДВИГАТЕЛЯМИ, ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ И ТОПЛИВРЕГУЛИРУЮЩЕЙ 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,
- 3 МОДИФИКАЦИИ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧИ ТОПЛИВА ДЛЯ ДИЗЕЛЬ-ГЕНЕРАТОРОВ МАГИСТРАЛЬНЫХ И МАНЕВРОВЫХ ТЕПЛОВЗОВ,
- 4 МОДИФИКАЦИИ ЭЛЕКТРОННЫХ СИСТЕМ ДЛЯ ГАЗОВЫХ/ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ.

## Примеры выпускаемых изделий

### СИСТЕМА ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ ИМПУЛЬСНОЙ ПОДАЧЕЙ ГАЗА И ЗАПАЛЬНОЙ ДОЗОЙ ТОПЛИВА ДЛЯ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Система предназначена для управления газодизельными двигателями за счет регулирования подачи газа электрогазовыми клапанами с формированием запальной дозы дизельного топлива в газодизельном режиме и управления топливным насосом высокого давления (ТНВД) в дизельном режиме.



### ЭЛЕКТРОННЫЙ РЕГУЛЯТОР ЧАСТОТЫ ВРАЩЕНИЯ И МОЩНОСТИ НА ТЕПЛОВЗОНЕ 16 ЦИЛИНДРОВОМ ДИЗЕЛЕ ТЕПЛОВЗА 2ТЭ116

### ЭЛЕКТРОННАЯ СИСТЕМА УПРАВЛЕНИЯ ПОДАЧЕЙ ТОПЛИВА НА 6 ЦИЛИНДРОВОМ ДИЗЕЛЕ ТЕПЛОВЗА ТЭМ2