ИЗДАЕТСЯ
С ЯНВАРЯ
1979 г.

МЕЖОТРАСЛЕВОЙ
НАУЧНО-ТЕХНИЧЕСКИЙ
И ПРОИЗВОДСТВЕННЫЙ
ЖУРНАЛ

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

№ 3 (257)
июль–сентябрь 2014

Санкт-Петербург

РАСЧЕТЫ. КОНСТРУИРОВАНИЕ. ИССЛЕДОВАНИЕ ДВИГАТЕЛЕЙ

Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г.
Эмпирическая зависимость для исследования механических потерь в четырехтактных дизелях **3**

Плотников Л.В., Мажейко Н.А., Бусов К.А.
Совершенствование процесса распыливания топлива в поршневых ДВС **8**

Юр Г.С.
Технология интенсификации процесса сгорания тяжелого топлива в дизелях **12**

ANALYSES, DEVELOPMENT AND CONSTRUCTION OF ENGINES

Putintsev S.V., Kuleshov A.S. and Agheev A.G.
Empirical Dependence for Mechanical Losses Analysis in Four-Stroke Diesel Engines **3**

Plotnikov L.V., Mazheiko N.A. and Bussov K.A.
Improvement of Fuel Atomization in Reciprocating Internal Combustion Engines **8**

Yur G.S.
Boosting Combustion of Heavy Fuel in Diesel Engine **12**

СИСТЕМЫ ДВИГАТЕЛЕЙ. АГРЕГАТЫ

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И.
Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува **16**

Смирнов А.В.
Бесконтактные опоры турбокомпрессоров ДВС **23**

Чернейко С.В., Ципенюк А.М.
Экспериментальная оценка характеристик упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями **29**

ENGINE SYSTEMS AND UNITS

Tsyplenkin G.E and Iovlev V.I.
Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency **16**

Smirnov A.V.
Noncontact Supports for Engine Turbocharger Rotors **23**

Cherneiko S.V. and Tsipenyuk A.M.
Testing Hydrodynamic Thrust Bearings with Parallel Surfaces for Performance **29**

КОНСТРУКЦИОННЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Иванов Д.А., Засухин О.Н.
Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей **34**

CONSTRUCTIONAL MATERIALS

Ivanov DA. and Zasukhin O.N.
Treatment of High-Strength and Spring Steels with Pulsating Gas Stream **34**

ЭКСПЛУАТАЦИЯ И РЕМОНТ ДВИГАТЕЛЕЙ

Дунаев А.В.
Особенности восстановления изношеных двигателей внутреннего сгорания серпентиновыми трибосоставами **37**

Суранов Г.И., Ворков А.А., Попов В.С.
Совершенствование систем смазки автомобильных двигателей **40**

OPERATION AND MAINTENANCE ISSUES

Dunaev A.V.
Serpentine Trybo-Compounds in Reworking of Outworn Engine Parts **37**

Suranov G.I., Vorkov A.A. and Popov V.S.
Improvement in Motorcar Engine Lubrication System **40**

НОВОСТИ ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЯ

Перспективные системы впрыска топлива для снижения выбросов NO_x судовых двигателей (материалы конгресса CIMAC 2013) **44**

Новости Группы «Синара» **7**

Новости «Трансмашхолдинга» **57**

ENGINE BUILDING NEWS

Fuel Injection Concept for the Future Clean Diesel Engines (CIMAC-2013 Papers) **44**

News from «Sinara» Group **7**

News from «TRANSMASHHOLDING» **57**

РЕДАКЦИОННАЯ КОЛЛЕГИЯ:

Л.А. Новиков, главный редактор

ПРЕДПРИЯТИЯ

В.А. Шелеметьев	*техн. директор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
В.А. Рыжов	*гл. конструктор*	*ОАО «Коломенский завод», г. Коломна*
Е.С. Васюков	*техн. директор*	*ЗАО УК БМЗ, г. Брянск*
В.А. Егоров	*ген. директор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
А.К. Лимонов	*гл. конструктор*	*ОАО РУМО, Н. Новгород*
М.В. Бояркин	*гл. конструктор*	*ОАО ХК «Барнаултрансмаш», г. Барнаул*
В.М. Гребнев	*техн. директор*	*ОАО «Волжский дизель им. Маминых», г. Балаково*
Р.Х. Хафизов	*зам. гл. констр. по двиг.*	*ОАО КамАЗ, г. Набережные Челны*
А.А. Матюшин	*генеральный директор*	*ОАО ЗМЗ, г. Заволжье*
В.И. Федышин	*директор*	*МАН Ферросталь, Санкт-Петербургский филиал*
В.В. Коновалов	*1-й зам. ген.директора*	*ОАО «Звезда», Санкт-Петербург*
В.С. Мурзин	*дир.-гл. конструктор*	*ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск*
А.П. Маслов	*вед. инж.-конструктор*	*ООО ГСКБ «Трансдизель», г. Челябинск*
А.С. Калюнов	*начальник ИКЦ*	*ООО НЗТА, г. Ногинск*

НИИ

В.С. Папонов	*ген. директор*	*ОАО НИКТИД, г. Владимир*
Д.П. Ильющенко-Крылов	*гл. инженер*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.А. Сорокин	*зав. отделом*	*ЗАО ЦНИИМФ, Санкт-Петербург*
В.И. Ерофеев	*нач. отдела*	*I ЦНИИ МО РФ, Санкт-Петербург*
В.В. Альт	*директор*	*ГНУ СибФТИ, г. Новосибирск*
Ю.А. Микутенок	*президент*	*ООО НПХЦ «Миакрон-Нортон»*
Б.А. Зеленов	*директор*	*НТЦ ПМТ ФГУП ЦНИИМ, Санкт-Петербург*
А.М. Махмудов	*с.н.с.*	*ФГУП «Крыловский ГНЦ», Санкт-Петербург*

ВУЗЫ

Ю.В. Галышев	*зав. кафедрой ДВС*	*СПбГПУ, Санкт-Петербург*
Н.Д. Чайнов	*проф. кафедры Э-2*	*МГТУ им. Н.Э. Баумана, Москва*
О.К. Безюков	*зав. кафедрой ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.А. Иванченко	*зав. кафедрой СЭУ*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
Л.В. Тузов	*проф. кафедры ТК СДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
А.С. Пунда	*проф. кафедры ДВС*	*ГУМРФ им. С.О. Макарова, Санкт-Петербург*
В.К. Румб	*проф. кафедры ДВС и АСЭУ*	*ГМТУ, Санкт-Петербург*
А.В. Смирнов	*нач. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург*
В.О. Сайданов	*проф. кафедры Д иТУ*	*ФГОУ ВПО ВИ(ИТ), Санкт-Петербург*
А.А. Обозов	*профессор кафедры ТД*	*ФГБОУ ВПО БГТУ, г. Брянск*
С.П. Косырев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*
А.В. Разуваев	*профессор кафедры ТАМ*	*БИТТУ фил. ГОУ ВПО СГТУ г. Балаково*

Издатель журнала — ООО «ЦНИДИ-Экосервис», Санкт-Петербург.
Журнал издается при поддержке ФГОУ ВПО «Военный институт (инженерно-технический)» ВИ(ИТ), филиал «Военной академии материально-технического обеспечения», Санкт-Петербург.

Журнал включен в перечень ведущих рецензируемых научных журналов, рекомендованных ВАК Министерства образования и науки РФ для публикации основных научных результатов диссертаций на соискание ученых степеней доктора и кандидата технических наук (www.vak.ed.gov.ru).
Электронные версии журнала (2005–2014 гг.) размещены на сайте «Научная электронная библиотека» (www.elibrary.ru) и включены в Российский индекс научного цитирования (РИНЦ).

Выпускающий редактор Н.А. Вольская
Редактор инф. отдела Г.В. Мельник
Ст. редактор О.Д. Камнева
Верстка — А.В. Вольский

Сдано в набор 03.09.2014
Подписано в печать 20.09.14
Формат бумаги 60 × 90 1/8

Бумага типографская.
Печать офсетная. Усл. печ. л. 7
Зак. 236. Тираж 1000 экз.
Цена договорная

Почтовый адрес редакции журнала:
ООО «ЦНИДИ-Экосервис», 191123, Санкт-Петербург, а/я 65

Тел.: (812) 719-73-30
Факс: (812) 719-73-16

E-mail: ecology@rdiesel.ru
www.rdiesel.ru

ДВИГАТЕЛЕСТРОЕНИЕ

Типография «СВЕТЛИЦА»
Лиц. ПД № 2-69-618, 196158,
Санкт-Петербург, Московское шоссе, 25, 215

© Журнал «Двигателестроение». 2014. № 3 (257)

УДК 621.43

ЭМПИРИЧЕСКАЯ ЗАВИСИМОСТЬ ДЛЯ ИССЛЕДОВАНИЯ МЕХАНИЧЕСКИХ ПОТЕРЬ В ЧЕТЫРЕХТАКТНЫХ ДИЗЕЛЯХ

Путинцев С.В., д.т.н., профессор; Кулешов А.С., д.т.н., доцент; Агеев А.Г., аспирант
МГТУ им. Н.Э. Баумана

Выполнен анализ и обоснована необходимость уточнения расчетных зависимостей для исследования механических потерь в ДВС. Предложено уточненное регрессионное уравнение, учитывающее нелинейный характер влияния температуры моторного масла на давление трения. Представлено сопоставление расчетных и экспериментальных данных при испытаниях различных двигателей.

Для уточнения расчетной оценки механических потерь, в частности, давления трения в современных поршневых двигателях в работе [1] была предложена эмпирическая зависимость (1). В ней учитывается влияние не только традиционно рассматриваемых скоростного и нагрузочного режимов, но и вязкостно-температурных свойств моторного масла, а также сил упругости поршневых колец

$$p_m(c_п, p_i, k, t_М, \nu_{100}) = 6{,}679 - 0{,}315c_n - \\ - 0{,}082p_i + 0{,}01k - 0{,}086t_М + 0{,}549\nu_{100} \quad (1)$$

где: p_m — среднее давление трения, бар; $c_п$ — средняя скорость поршня, м/с; p_i — среднее индикаторное давление, бар; k — средняя тангенциальная сила упругости комплекта поршневых колец на поршне, Н; $t_М$ - температура моторного масла в главной масляной магистрали, °С; ν_{100} — кинематическая вязкость моторного масла при температуре 100 °С, сСт.

Эта регрессионная зависимость показала высокую надежность расчетного определения давления трения: максимальное расхождение с результатами эксперимента для представительной выборки двигателей не превысило 5 %. Вместе с тем, необходимо отметить, что формула (1), изначально была предназначена для «точечного» расчета механических потерь, поэтому не принимались во внимание веса и знаки каждого аргумента, связанные с физической сущностью рассматриваемого процесса трения. Кроме того, вычисление значений коэффициентов в уравнении (1) проводилось на основе линейной модели, достаточно приближенно отражающей влияние на механические потери теплового режима двигателя, представление о котором дает, в частности, температура моторного масла.

Выполненные авторами оценки показали, что для решения задач исследования механических потерь необходимо развитие и уточнение зависимости (1) на основе анализа значимости аргументов, а также принятия к рассмотрению более сложного, нежели линейный, характера взаимосвязи давления трения и температуры моторного масла.

Цель данной работы состояла в разработке и анализе адекватности экспериментальных данных эмпирической зависимости, предназначенной для проведения исследовательских расчетов давления трения в поршневых ДВС.

Анализ эмпирических уравнений, приведенных в работе [1] и аналогичных зависимостей из других источников показал, что для решения задач исследования механических потерь представляет интерес ранжирование удельного веса и влияния каждого из аргументов на целевую функцию. Эта задача решается методом выстраивания своего рода «рейтинга влияния» аргументов. Теория регрессионного анализа [2] позволяет научно обоснованно определить несколько другое, а именно: значимость коэффициента при конкретном аргументе на основе вероятностного подхода (расчета коэффициента Стьюдента или доверительного интервала). Кроме того, определение этих статистических показателей предполагает наличие результатов не менее трех параллельных опытов, осуществление которых по причине высокой трудоемкости эксперимента не предусматривается методиками типовых испытаний ДВС.

Однако, сравнительную оценку влияния аргументов на функцию можно выполнить, применив достаточно простой (естественно, приближенный) прием. Так, если определить средние численные значения каждого из аргументов (см. данные табл. 1) и умножить его на соответствующий регрессионный коэффициент в формуле (1), то можно получить следующий ряд чисел (округленный до десятых долей): 3,0; 1,0; 6,4; 0,3 и 7,2, который определяет весовой вклад аргументов в формирование механических

Таблица 1

Входные экспериментальные данные для построения модели

№ п/п	p_m, бар (функция)	Переменные (аргументы)					Обозначение двигателя (заводская марка)
		$c_п$, м/с	p_i, бар	ν_{100}, сСт	k, Н	$t_м$, °С	
1	2,3	9,6	11	12	24	70	1Ч8,5/8,0 (ТМЗ-450Д)
2	2,0	8,8	8,9	11	27	100	4ЧН10,5/12 (Д-145Т, ВТЗ)
3	1,6	9,2	12,2	10	29	85	4Ч11/12,5 (Д-243, ММЗ)
4	1,7	10,7	10,2	10	33	80	8Ч11/11,5 (ЗиЛ-645)
5	1,9	10,9	12,8	13	34	95	12ЧН15/16 (12Н360, ЧТЗ)
6	2,0	8,7	17,9	14	62	75	16ЧН26/26 (1-2Д49, КТЗ)

потерь. Располагая эти числа в порядке убывания, можно представить «рейтинг влияния» аргументов следующим образом:

$$t_м;\ \nu_{100};\ c_п;\ p_i;\ k. \qquad (2)$$

Последовательность (2) показывает, что, с учетом структуры формулы (1), самым сильным и равным влиянием на трение обладают температура и исходная вязкость масла, далее следуют скоростной и нагрузочный режимы и, наименьшее влияние на трение оказывает сила упругости поршневых колец.

Такое распределение рейтинга влияния аргументов на первый взгляд выглядит несколько непривычным, так как обычно приоритет влияния на механические потери традиционно отдавали скоростному режиму работы двигателя. В то же время о сильнейшем влиянии на механические потери теплового состояния двигателя (температуры масла, охлаждающей жидкости или охлаждающего воздуха), давно известно [3–5 и др.]. Не случайно в описаниях типовых методов оценки механических потерь, в частности, метода прокручивания и метода отключения цилиндров, время измерения момента сопротивления в период отсутствия подачи топлива строго ограниченно, а именно: «*...между 10-й и 15-й секундой после отключения подачи топлива...*» (ГОСТ 18509–88), так как опытном путем установлено, что за бо́льший период отсутствия сгорания в цилиндре температура масла падает более чем на 5 °С, и это существенно (больше, чем допускает приведенная в указанном стандарте погрешность измерений) искажает результат измерения механических потерь.

Это означает, что тенденция доминирования теплового состояния двигателя по сравнению с другими влияющими на механические потери аргументами должна быть принята во внимание и проверена как в ходе анализа уточненной зависимости, так и при последующих исследованиях механических потерь современных ДВС.

Из многочисленных результатов экспериментальных работ известно, что форсирование поршневых двигателей по скоростному и нагрузочному режимам в подавляющем числе случаев приводит к росту механических потерь, поэтому в структуре уточненного уравнения, предназначенного для решения задач исследования этого параметра, отрицательные знаки коэффициентов регрессии при аргументах $c_п$ и p_i следует априори заменить (назначить) положительными.

Из работ [4–7 и др.] известны эмпирические выражения для определения давления трения вида:

$$p_m = A + Bc_п; \qquad (3)$$

$$p_m = A + Bp_i; \qquad (4)$$

$$p_m = A + Bc_п + Cp_i; \qquad (5)$$

$$p_m = A + Bc_п(p_c/p_0)^m, \qquad (6)$$

где A, B, C и m — эмпирические коэффициенты; p_c — максимальное давление сжатия газов в цилиндре; p_0 — атмосферное давление.

Анализ содержания работ, в которых представлены зависимости (3–6) показал следующее:

➢ значения эмпирических коэффициентов получены, как правило, на основе обработки результатов испытаний одного типа двигателя, что сужает область применимости полученного уравнения;

➢ влияние скоростного режима на механические потери примерно в три раза выше, чем нагрузочного, что расходится с экспериментально наблюдаемым соотношением, достигающим 6–8 раз;

➢ учет теплового состояния двигателя, исходной вязкости моторного масла и упругости поршневых колец отсутствует.

Результаты серии сравнительных расчетов выполненных при прочих равных условиях по формулам (3–6) показали значительное расхождение с результатами эксперимента (до 32 %), что подтверждает их ограниченное применение для исследования механических потерь современных форсированных ДВС,в том числе, наиболее распространенного класса — четырехтактных дизелей.

Для уточнения расчетной модели, на основе методического подхода, примененного в работе [1], было предложено регрессионное уравнение вида:

$$p_m = f(c_п, p_i, \nu_{100}, k, t_м,) = \\ = \beta_0 + \beta_1 c_п + \beta_2 p_i + \beta_3 \nu_{100} + \beta_4 k + \beta_5 t_M + \beta_6 t_M^2, \qquad (7)$$

где β_0–β_6 — коэффициенты регрессии.

Примечание: вид зависимости (5) не представлен, но однозначно следует из экспериментальных данных работы [6].

Таблица 2

Сравнение экспериментального и расчетного (по формуле 8) значений давления трения при изменении температурного режима работы дизеля 1Ч8,5/8

$t_м$, °С	ν_{100}, сСт	$c_п$, м/с	p_i, бар	k, Н	Давление трения p_m, бар		Расхождение по (8), %
					Эксперимент	Расчет по (8)	
70	15	9,6	11,1	24	2,3	2,102	7,8
80					2,1	1,990	4,0
90					1,8	1,920	8,0
100					1,7	1,893	9,7
110					1,8	1,909	5,3

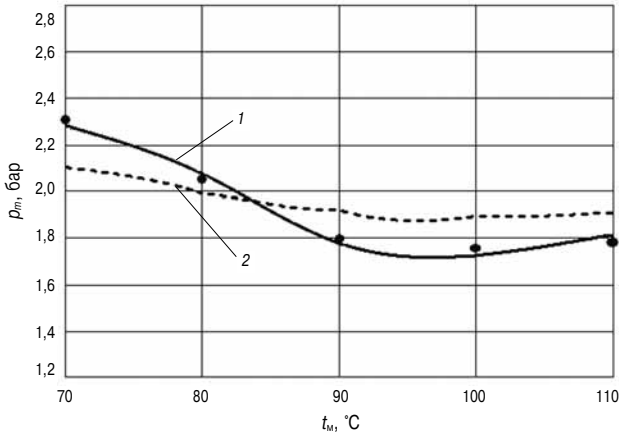

Рис. 1. Экспериментальное (*1*) и расчетное (*2*) значения давления трения дизеля 1Ч8,5/8 в зависимости от температуры моторного масла

Принципиальное отличие уточненной модели от ранее рассмотренных состояло не только в расширенном наборе аргументов, определяющих трение в двигателе, но и во введении нелинейной зависимости от температуры моторного масла, что было вызвано необходимостью более адекватного отражения влияния этого аргумента на среднее давление трения при решении задач исследования механических потерь в ДВС.

Для получения значений коэффициентов регрессии по методу наименьших квадратов (МНК) использовались имеющиеся в распоряжении авторов достоверные экспериментальные данные о механических потерях в различных быстроходных четырехтактных дизелях, представительная выборка которых охватывала широкий ряд мощностей (от 7 до 2210 кВт), включала различные типы охлаждения и конструкционного исполнения (табл. 1)

Окончательный вид искомого выражения в результате применения МНК к модели (7) определился как

$$p_m(c_п, p_i, \nu_{100}, k, t_М) = 3{,}032 + 0{,}0591c_п + 0{,}0063p_i + \\ + 0{,}0189\nu_{100} + 0{,}006k - 0{,}04354t_М + 0{,}0002151t_М^2. \quad (8)$$

Таблица 3

Сравнение экспериментального и расчетного (по формуле 8) значений давления трения при изменении скоростного режима работы дизеля 1Ч8,5/8

$c_п$, м/с	p_i, бар	$t_м$, °С	ν_{100}, сСт	k, Н	Давление трения p_m, бар		Расхождение по (8), %
					Эксперимент	Расчет по (8)	
6,9	10,54	92	10	24	1,541	1,656	7,5
7,5	10,73				1,657	1,689	2,5
8,0	10,87				1,744	1,721	1,3
8,5	10,99				1,832	1,754	4,3
9,1	11,07				1,918	1,786	6,9
9,6	11,16				1,994	1,818	8,8

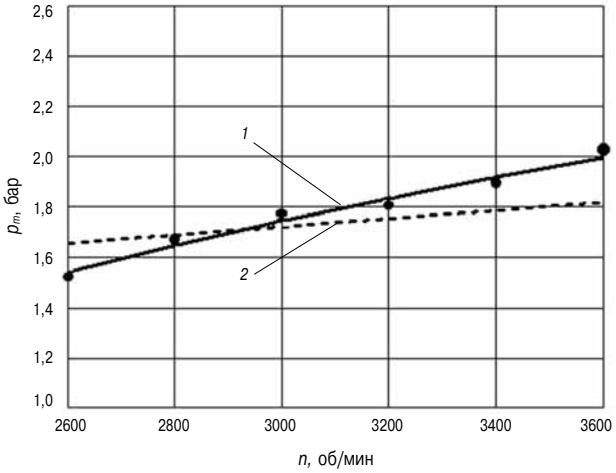

Рис. 2. Экспериментальное (*1*) и расчетное (*2*) значения давления трения дизеля 1Ч8,5/8 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

Сопоставление уровней влияния аргументов формулы (8) на давление трения, показало, что по сравнению со средней скоростью поршня влияние на указанную целевую функцию

— среднего индикаторного давления в 8 раз больше;

— исходной вязкости масла в 4 раза меньше;

— средней силы упругости поршневых колец в 2,5 раза меньше;

— температуры масла в 1,2 раз больше.

Таким образом, согласно этой оценке убывающий «рейтинг влияния» аргументов в уточненной модели следующий:

$$t_М;\ c_п;\ k;\ \nu_{100};\ p_i. \quad (9)$$

Уточненный «рейтинг аргументов» в последовательности (9) показывает, что наиболее сильное влияние на механические потери в формуле (8) оказывает температура масла, примерно тот же уровень (в 1,2 раза слабее) влияния имеет средняя скорость поршня, за ней следуют сила упругости

Таблица 4

Сравнение экспериментального и расчетного (по формуле 8) значений давления трения при изменении температурного режима работы дизеля 4ЧН10,5/12

$t_м$, °С	ν_{100}, сСт	$c_п$, м/с	p_i, бар	k, Н	Давление трения p_m, бар		Расхождение по (8), %
					Эксперимент	Расчет по (8)	
80	15	8,8	8,5	33	2,1	1,977	6,3
90					2,0	1,908	3,7
100					2,0	1,881	3,1
110					1,9	1,897	2,9
120					2,0	1,957	3,7

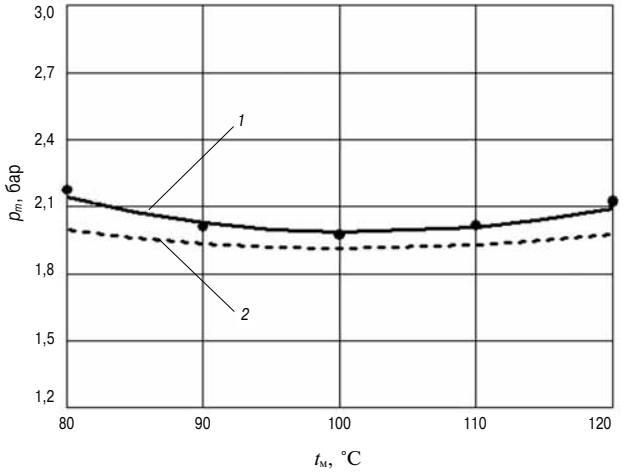

Рис. 3. Экспериментальное (*1*) и расчетное (*2*) значения давления трения дизеля 4ЧН10,5/12 в зависимости от температуры моторного масла

Таблица 5

Сравнение экспериментального и расчетного (по формуле 8) значений давления трения при изменении скоростного режима работы дизеля 4ЧН10,5/12

$c_п$, м/с	p_i, бар	$t_м$, °С	ν_{100}, сСт	k, Н	Давление трения p_m, бар		Расхождение по (8), %
					Эксперимент	Расчет по (8)	
5,6	11,1	100	11	33	1,5	1,636	9,9
6,4	11,3				1,6	1,684	5,5
7,2	11,4				1,7	1,732	2,7
8,0	11,5				1,9	1,780	4,4
8,8	11,6				2,1	1,828	9,9

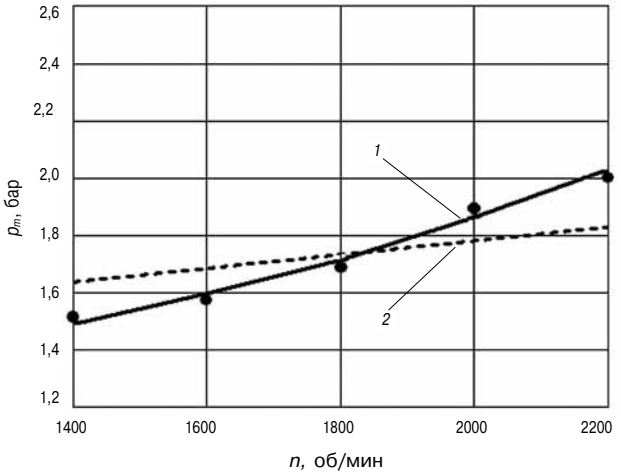

Рис. 4. Экспериментальное (*1*) и расчетное (*2*) значения давления трения дизеля 4ЧН10,5/12 в зависимости от частоты вращения коленчатого вала

поршневых колец, исходная вязкость моторного масла, и, наконец, среднее индикаторное давление.

Анализ структуры уравнения (8) показывает, что за исключением температуры моторного масла, имеющей неоднозначное влияние на механические потери, увеличение численных значений всех остальных аргументов приводит к росту механических потерь двигателя.

Отмеченный характер влияния различных аргументов на величину механических потерь косвенно указывает на превалирование смешанного, сочетающего в себе черты гидродинамического (в большей мере) и граничного (в меньшей) режимов трения в смазываемых подвижных сопряжениях рассматриваемых двигателей.

Пригодность уравнения (8) для расчета величины механических потерь была проверена путем сопоставления расчетных и экспериментальных при раздельном изменении температуры моторного масла и средней скорости поршня. Выбор именно этих аргументов был обусловлен тем, что, во-первых, именно они, согласно уточненному «рейтингу влияния» (9), оказывают наибольшее влияние на давление трения и, во-вторых, именно для них имеются достаточно надежные экспериментальные данные, полученные в ходе типовых (методом прокрутки) заводских испытаний двух дизелей с воздушным охлаждением (1Ч8,5/8 и 4ЧН10,5/12). Изменение температуры моторного масла в ходе экспериментальных измерений механических потерь указанных двигателей достигалось дефлектированием потока охлаждающего воздуха цилиндров и масляного радиатора.

Экспериментальные и расчетные данные по определению давления трения представлены в табл. 2–5 и на рис. 1–4 (согласно ГОСТ18509–88 и ГОСТ 14846–81. Из соображений удобства рассмотрения, скоростные характеристики механических потерь на рис. 1 и рис. 2 представлены в функции частоты вращения коленчатого вала (n). Приведенные данные демонстрируют, что

уточненная регрессионная зависимость (8) обеспечивает приемлемый уровень точности моделирования механических потерь при изменении, в частности, температурного и скоростного режимов работы двигателей. Так, при схожем характере изменения сравниваемых кривых, максимальное отличие расчетных и экспериментальных данных не превысило 10 %, что может быть признано вполне приемлемым при моделировании такого сложного и многофакторного параметра, как механические потери ДВС.

Уравнение (8) допускает дальнейшее уточнение при наличии (или по мере получения) достоверных экспериментальных данных о влиянии на давление трения других входящих в него аргументов (k; ν_{100} и p_i), а также при проведении испытаний других типов двигателей.

Литература

1. *Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г.* Оценка механических потерь современных поршневых двигателей // Двигателестроение. — 2013. — № 2 (252). — С. 15–20.
2. *Адлер Ю.П., Маркова Е.В., Грановский Ю.В.* Планирование эксперимента при поиске оптимальных условий. — М. : Наука, 1976. — 275 с.
3. *Рикардо Г.Р.* Быстроходные двигатели внутреннего сгорания; пер. с англ. Ю.Л. Еганяна, В.И. Ивина и М.Г. Круглова / под общ. ред. М.Г. Круглова. — М. : ГНТИ, 1960. — 409 с.
4. Автомобильные двигатели / В.М. Архангельский, М.М. Вихерт, А.Н. Воинов и др. под общ. ред. М.С. Ховаха. — М. : Машиностроение, 1977. — 591 с.
5. Тракторные дизели: справочник/Б.А. Взоров, А.В. Адамович, А.Г. Арабян и др; под общ. ред. Б.А. Взорова. — М. : Машиностроение, 1981. — 535 с.
6. *Deuss T., Ehnis H., Freier R.* Reibleistungsmessungen am Befeuerten Diesel Motor Potenziale der Kolbengruppe // MTZ. — 2010. — № 5. — P. 327–330.
7. *Орехов С.Н.* Математическая модель рабочего процесса ДВС и ее идентификация // Наука и образование. — 2009. — № 12 [Электронное научно-техническое издание]: http//technomag.stack.net.

ЛЮДИНОВСКИЙ ТЕПЛОВОЗОСТРОИТЕЛЬНЫЙ ЗАВОД ПРИСТУПИЛ К ИСПЫТАНИЯМ НОВОГО МАГИСТРАЛЬНОГО ГРУЗОВОГО ТЕПЛОВОЗА ТГ16М



Опытный образец магистрального двухсекционного грузового тепловоза ТГ16М производства Людиновского тепловозостроительного завода (ЛТЗ, входит в холдинг «Синара-Транспортные Машины») проходит приемочные и сертификационные испытания в «Научно-исследовательском и конструкторско-технологическом институте подвижного состава» (ВНИКТИ, г. Коломна). Ранее тепловоз успешно прошел заводские испытания, результаты которых подтвердили соответствие параметрам, заявленным в техническом задании.

Локомотив ТГ16М был разработан «Центром инновационного развития СТМ» (ЦИР СТМ, входит в холдинг СТМ) по заказу РЖД. Тепловоз предназначен для работы на путях Сахалинского отделения Дальневосточной железной дороги с шириной колеи 1067 мм и с возможностью эксплуатации на общесетевой колее 1520 мм.

Локомотив укомплектован современным двенадцатицилиндровым дизелем 12ДМ-21Л производства Уральского дизель-моторного завода (УДМЗ), микропроцессорной системой управления (МПСУиД), гидропередачей производства немецкой компании «Voith Turbo», что необходимо для эффективной проводки грузовых поездов большой массы в сложных климатических условиях Сахалина.

После завершения испытаний во ВНИКТИ первые 15 двухсекционных локомотивов ТГ16М пополнят парк Сахалинской железной дороги уже в 2015 году.

УДК 621.43.03

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ ПРОЦЕССА РАСПЫЛИВАНИЯ ТОПЛИВА В ПОРШНЕВЫХ ДВС

Л.В. Плотников, к.т.н., доц.
ФГАОУ ВПО «Уральский федеральный университет имени первого Президента России Б.Н. Ельцина» (УрФУ)
Н.А. Мажейко, к.ф-м.н., с.н.с., Бусов К.А., асп.
Институт теплофизики УрО РАН

Представлены результаты экспериментальных исследований процесса распыливания вскипающих жидкостей при истечении через короткое сопло. Предлагается способ впрыска топлива в цилиндр поршневых ДВС на основе эффекта взрывного вскипания. Установлено, что при распыливании струи с эффектом взрывного вскипания возможна корректировка формы струи распыла за счет степени перегрева. Показано, что изменение степени перегрева и длины канала распылителя форсунки позволяет существенно менять форму струи распыленного топлива для оптимального ее соответствия форме камеры сгорания двигателя.

Организация процесса впрыска топлива, обеспечивающего высокое качество распыливания струи в широком диапазоне скоростных и нагрузочных режимов, во многом определяет эффективность работы поршневых двигателей внутреннего сгорания. При этом качество распыливания топлива форсункой характеризуется мелкостью и однородностью дисперсии капель в струе, а также равномерностью распределения топлива по объему камеры сгорания ДВС [1–3]. Улучшить качество распыливания топлива можно за счет использования эффекта взрывного вскипания струи перегретого топлива. В статье рассматриваются также влияние геометрических размеров сопла распылителя на форму и угол раскрытия топливного факела.

Можно выделить следующие направления улучшения рабочих характеристик топливоподающей аппаратуры поршневых ДВС:

- совершенствование существующих технологий распыливания топлива за счет оптимизации параметров процесса и профилирования сопловых каналов распылителя;
- электронное управление процессом топливоподачи по специальным алгоритмам;
- разработка новых физических принципов (способов) распыливания топлива.

В последнее десятилетие совершенствование известных способов топливоподачи происходит за счет повышения давления впрыскивания. В настоящее время давление впрыска топлива в дизельных двигателях достигает величины в 200 МПа. При этом продолжаются поиски новых конструктивных исполнений топливной аппаратуры для дальнейшего повышения давления впрыска топлива до значений в 250–300 МПа. Необходимость повышения давления впрыска и качества распыливания топлива вызвана увеличением степени форсировки двигателей и, как следствие, увеличением объема цикловых подач. При этом потенциальная энергия давления топлива превращается в кинетическую энергию струи, что приводит к возрастанию скорости истечения топлива из сопла распылителя. Процесс распада струи происходит вследствие импульсного взаимодействия турбулентной струи топлива с воздухом в камере сгорания. Следовательно, чем выше скорость истечения струи топлива и плотность воздуха в камере сгорания, тем тоньше распыливается топливо [4]. Существенным недостатком рассматриваемого способа совершенствования процесса распыливания топлива является то, что затраты энергии на топливоподачу растут практически пропорционально увеличению давления впрыска, что увеличивает мощность привода топливного насоса высокого давления (ТНВД) и соответственно снижает эффективную мощность двигателя. Другой существенный недостаток таких топливоподающих систем — высокие механические напряжения, возникающие в самом ТНВД, его приводе и топливном тракте.

На рис. 1 показаны формы струй распыливаемого топлива [5], полученные при истечении из сопловых отверстий форсунок традиционных конструкций. Подобные изображения струй распыла были получены и отечественными авторами [6, 7].

Анализ результатов исследований в этой области показывает, что развитие традиционных технологий распыливания малоперспективно,

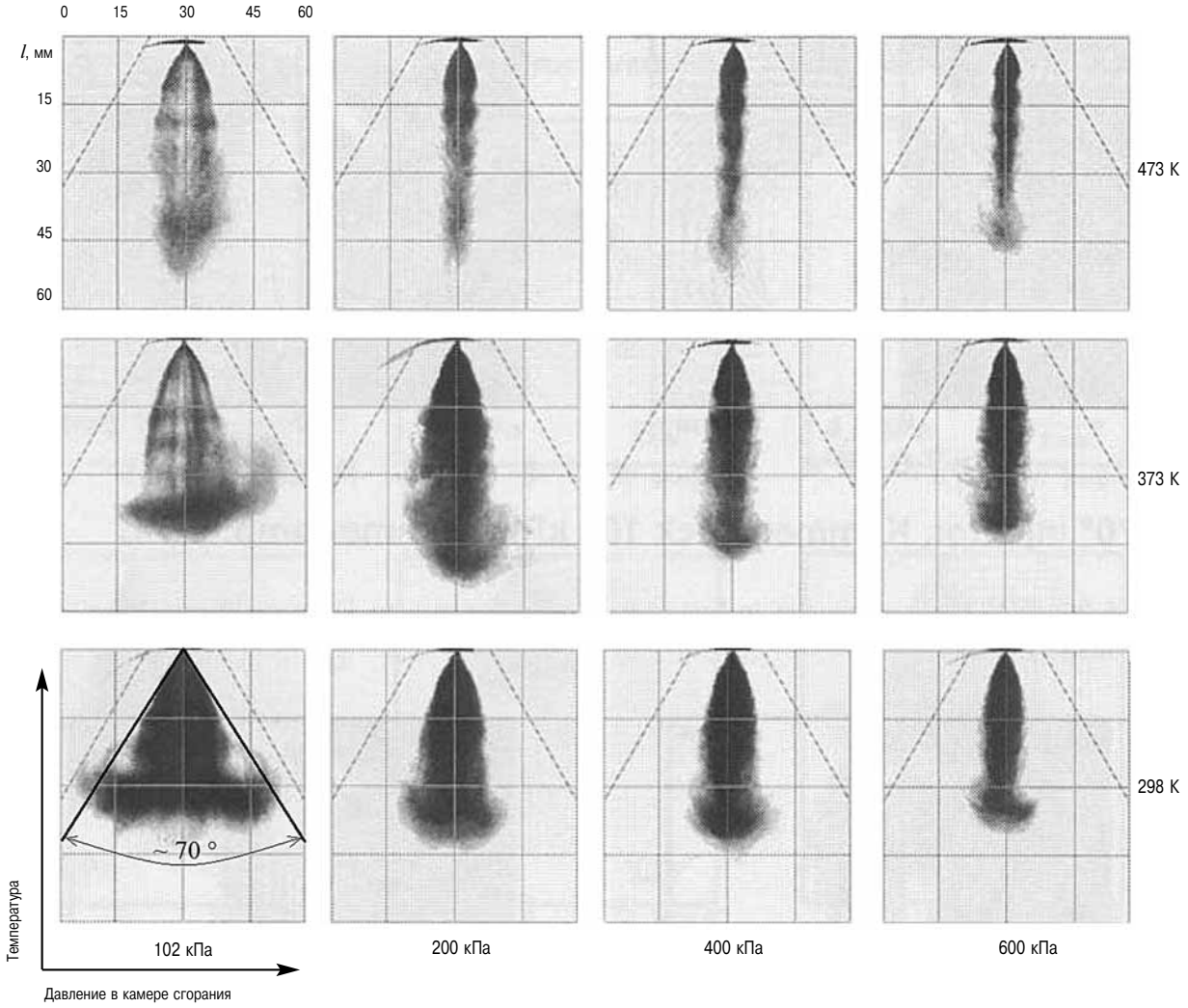

Рис. 1. Изменение формы струи топливного факела в зависимости от температуры и давления воздушной среды (вихревой распылитель) [4]. Изображения получены для времени 2 мс после начала впрыска, давление в топливной рампе составляло 7 МПа

поскольку основные резервы в этом направлении практически исчерпаны. Актуальным остается развитие электронно-управляемых топливных систем в связи с бурным развитием программирования и элементной базы. Но стратегически важным направлением является разработка новых принципов распыливания топлива.

Авторами выполнено пилотное исследование применения эффекта взрывного вскипания при впрыске топлива в поршневых ДВС. Физический принцип этой технологии заключается в том, что до подачи жидкости в форсунку осуществляется ее подогрев в условиях постоянного объема до температуры выше критической для самой тяжелой фракции, содержащейся в топливе, но ниже температуры термического разложения самой легкой фракции. При впрыске разогретого топлива в камеру сгорания происходит его взрывное вскипание, которое вызывает эффективное распыливание топлива, создает более равномерное его распределение по объему камеры сгорания, что обеспечивает качественное смесеобразование и более полное сгорание. В результате достигается снижение удельного расхода топлива двигателем. Эффект взрывного вскипания при впрыске технологических жидкостей описан в работе [8].

Данный способ был апробирован на экспериментальной установке, представляющей собой водяной бак, устройство предварительной подготовки (рабочую камеру) и форсунку дизельного двигателя (Ф210-2-04 ТУ24.06.2077–85 (0210.24.000.000-2.04) производства ОАО «Волгадизельаппарат»). Диаметр канала распылителя форсунки составлял 0,35 мм, а количество каналов — 8. Параметры в рабочей камере варьировались от начальной температуры 21 °С и давления 1,2 МПа (ненасыщенное состояние) до параметров состояния насыщения водяного пара при температуре 250 °С, давлении $p_{0S} = 4{,}0$ МПа.

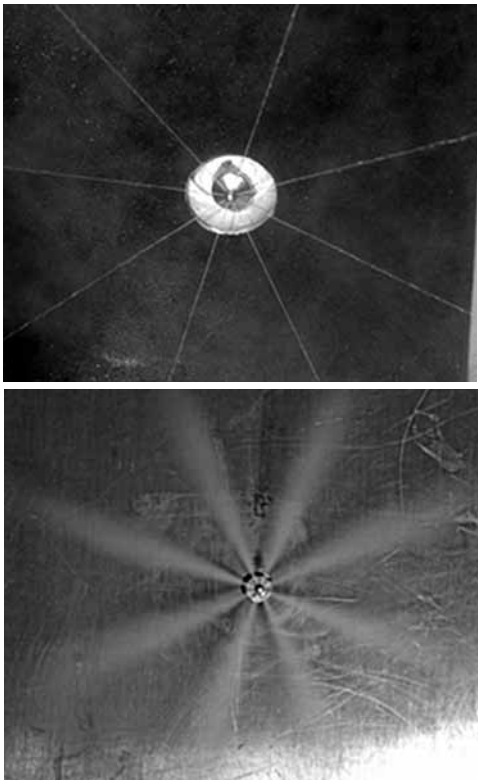

Рис. 2. Формы струи воды при истечении через распылитель форсунки при различных начальных параметрах:
а — начальная температура 21 °С и давление 1,2 МПа; *б* — начальная температура T_C = 250 °С и давление 4,0 МПа

При впрыске разогретой жидкости ее вскипание происходит вблизи выходного среза сопла, что приводит к постепенному расширению струи вниз по потоку. Результаты экспериментов представлены на рис. 2.

Было установлено, что при повышении начальной температуры жидкости до значения выше $0{,}9T_{0S}$ процесс фазового перехода практически завершается внутри канала. В этом случае в окружающую среду поступает субстанция с высоким паросодержанием, близким к равновесному. Форма потока стремится к форме, характерной для газовых струй.

На продольную конфигурацию струи распыленной жидкости сильно влияют геометрические размеры выходной части сопла (рис. 3).

Изменение формы струи распыливаемой жидкости было получено экспериментально на установке, обеспечивающей стационарное истечение воды в течение нескольких десятков секунд из сосуда высокого давления. Диаметр сопла форсунки (цилиндрического канала) составлял 0,5 мм, длина сопла (канала) изменялась от 0,7 до 3,0 мм, т. е. в коротком канале выходное отверстие было заглублено, а при длинном канале выступало из выходного фланца. Распыливание перегретой воды осуществлялось в атмосферу при начальной температуре 250 °С и давлении 4 МПа.

На рис. 3, *б* показано, что при заданных условиях распыла достигается угол раскрытия струи около 140°, что недостижимо при обычных условиях распыливания. По данным [9], в механических форсунках наибольший угол раскрытия факела распыла составляет 120°. Впрыск топлива при взрывном вскипании со столь большим углом раскрытия факела может быть особенно эффективно использован при объемном способе смесеобразования.

Проведенные исследования показали, что в зависимости от геометрических размеров (калибра) распыливающего сопла существенно изменяется форма распыленной жидкости, что указывает на возможность управления формой струи, для достижения более качественного смесеобразования и сгорания топлива в дизелях. К недостатку большинства топливных форсунок ДВС (как бензиновых, так и дизельных), посредством которых реализуется механическое распыливание, относится то, что они генерируют струю распыливаемого топлива постоянной формы на всех режимах работы двигателя. Соответ-

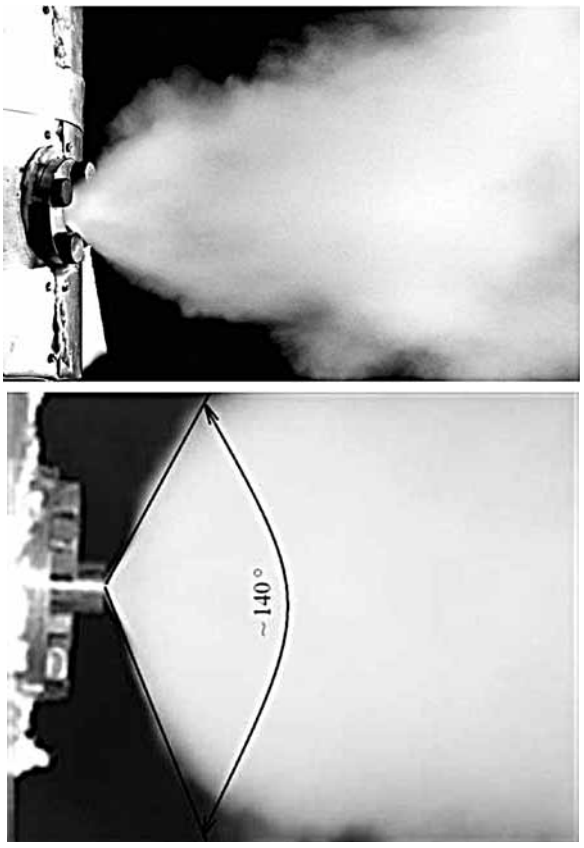

Рис. 3. Форма струи воды, истекающей в атмосферу при разной длине сопла. Начальная температура 250 °С и давление 4 МПа:
а — длина сопла 3,0 мм; *б* — длина сопла 0,7 мм

ственно для каждой конфигурации и размеров камеры сгорания необходимо изменять конструкцию (геометрические размеры) распыливающего сопла форсунки и создавать распылитель, формирующий новую оптимальную форму струи распыла для улучшения распределения топлива по всему объему камеры сгорания. Кроме того, на разных эксплуатационных режимах работы двигателя форма струи распыливаемого топлива должна быть различной — оптимальной для конкретных условий [1], чего механические форсунки в принципе не обеспечивают. Это приводит к неполноте сгорания топлива на отдельных режимах и соответственно к увеличению дымности при одновременном снижении топливной экономичности двигателя. Результаты выполненного эксперимента показывают, что оперативным изменением степени перегрева топлива и геометрических размеров сопла (калибра) форсунки можно существенно менять форму струи распыленного топлива, и тем самым создавать такую ее конфигурацию, которая соответствовала бы оптимальным условиям сгорания для данного режима двигателя. Кроме того, при распыливании топлива на основе эффекта взрывного вскипания за счет надлежащего подбора степени перегрева имеется возможность обеспечить необходимую корректировку формы струи. Предложенная технология впрыска топлива в дизелях направлена на повышение мощности поршневого двигателя, уменьшение удельного расхода топлива, снижение дымности и выбросов вредных веществ с отработавшими газами.

Исследование проведено при финансовой поддержке молодых ученых УрФУ в рамках реализации программы развития УрФУ.

Литература

1. *Свиридов Ю.В.* Смесеобразование и сгорание в дизелях. — Л., Машиностроение, 1972. — 234 с.

2. *Крутовой В.А.* Впрыск топлива в дизелях. — М. : Машиностроение, 1981. — 119 с.

3. *Грехов Л.В., Иващенко Н.А., Марков В.А.* Топливная аппаратура и системы управления дизелей: учебник для вузов. — М. : Легион-Автодата, 2004. — 344 с.

4. Системы управления дизельными двигателями; пер. с нем. — М. : ЗАО КЖИ «За рулем», 2004. — 480 с.

5. *Gindele J.* Untersuchung zur Ladungsbewegung und Gemischbildung im Ottomotor mit Direkteinspritzung. Ph.D. Thesis, University of Karlsruhe, Germany, Logos-Verlag, Berlin, 2001.

6. *Крутовой В.А.* Впрыск топлива в дизелях. — М.: Машиностроение, 1981. — 119 с.

7. *Лышевский А.С.* Процессы распыливания топлива дизельными форсунками. — М., 1963. — 181 с.

8. *Скрипов В.П.* Метастабильная жидкость: монография. — Главная редакция физико-математической литературы изд-ва «Наука», 1972.

9. Теоретические основы теплотехники. Теплотехнический эксперимент: справочник / под общей ред. В.А. Григорьева, В.М. Зорина. — М. : Энергоатомиздат, 1988. — 560 с.

УДК 621.431.74-44

ТЕХНОЛОГИЯ ИНТЕНСИФИКАЦИИ ПРОЦЕССА СГОРАНИЯ ТЯЖЕЛОГО ТОПЛИВА В ДИЗЕЛЯХ

Г.С. Юр, д.т.н., профессор, зав.кафедрой судовых двигателей внутреннего сгорания ФБОУ ВПО «Новосибирская государственная академия водного транспорта»

Предложена и исследована новая технология интенсификации процесса сгорания тяжелых топлив с использованием процесса кавитации.

Экспериментально подтверждена возможность разрушения частицы кокса, находящейся в капле мазута и газификация распыленного тяжелого топлива посредством кавитации. В составе полученной газовой смеси обнаружен этилен, который является промотором процесса горения.

Приведены результаты стендовых испытаний дизеля с новой камерой сгорания.

В соответствии с новой редакцией Технического кодекса по NO_x и правил Приложения VI МАРПОЛ 73/78 удельные средневзвешенные выбросы NO_x с отработавшими газами судовых дизелей за период с 2011 по 2016 г. должны быть сокращены на 80 % [1]. В то же время выбросы частиц судовыми дизелями пока законодательно не регламентируются. Обычно не допускается наличие видимого дыма [2].

Такую неопределенность в отношении нормирования выбросов частиц, по-видимому, можно объяснить отсутствием эффективных технологий, обеспечивающих качественное сгорание тяжелых топлив и ростом затрат судовладельцев при переходе на более качественные и соответственно более дорогие сорта дизельного топлива.

Известно, что работа дизелей на тяжелых сортах топлива сопровождается ухудшением их экологических, энергетических и ресурсных характеристик. Это обусловлено неполнотой сгорания топлива и несвоевременностью подвода теплоты к рабочему телу [3]. Влияние этих негативных факторов усиливается с повышением частоты вращения коленчатого вала. Поэтому тяжелое топливо используют, как правило, в мало- и среднеоборотных судовых дизелях, а в высокооборотных только дистиллятное дизельное [2].

Процессы образования и выгорания сажевых частиц при горении дистиллятных и тяжелых топлив имеют существенные различия.

При горении распыленного дистиллятного топлива происходят процессы испарения и газификации углеводородных фракций с образованием ацетилена, из которого в дальнейшем образуются первичные кристаллы углерода, а затем и частицы сажи. Количество частиц сажи, содержащихся в отработавших газах, является результатом двух разнонаправленных процессов. Это скорость образования и роста конгломератов сажи и скорость их выгорания [4, 5].

При горении капель тяжелого топлива преобладающим является процесс полимеризации содержащихся в нем высокомолекулярных углеводородных соединений. В результате образуется частица кокса (ценосфера), размер которой может составлять 25 % и более от первоначального размера капли [6]. Известно, что время горения коксовой частицы на порядок больше времени горения капли топлива того же размера, а температура горения превышает 2000 °С. Появление и выгорание коксовых частиц является одной из причин увеличения концентрации оксидов азота, дымности и температуры отработавших газов при работе дизеля на тяжелом топливе в сравнении с работой на дизельном топливе.

Целью разработки технологии эффективного сгорания тяжелого топлива является разрушение высокомолекулярных соединений и частиц кокса, находящихся внутри капли тяжелого топлива при помощи процесса кавитации. При возбуждении к камере сгорания пульсаций давления, в полупериоде разряжения, в капле топлива возможно образование и рост парогазовых пузырьков, которые впоследствии, в полупериоде повышения давления, схлопываются. Характерная особенность процесса кавитации — получение высоких локальных плотностей энергии при незначительных затратах на возникновение процесса. Гидродинамические, тепловые, электрические, кумулятивные и другие явления, сопровождающие кавитацию, обладают большой разрушительной энергией и смогут предотвратить образование частиц кокса. Кавитация может возникнуть из-за различных примесей и мелкодисперсных воздушных и парогазовых пузырьков размером

0,05–0,1 мм, которые содержатся в углеводородном топливе [7].

Численные исследования динамики роста газового пузырька в капле топлива, которая находится в осциллирующей газовой среде, показали, что пузырек может схлопнуться только в том случае, если амплитуда пульсаций давления газовой среды превысит пороговое значение кавитационной прочности жидкости. При уменьшении амплитуды пульсаций схлопывание пузырька не произойдет, и процесс кавитации не осуществится. Кавитационная прочность жидкости зависит от размеров капли топлива и газового пузырька, от физических и химических свойств топлива, от давления и температуры газовой среды.

На специальной экспериментальной установке были проверены результаты численного исследования и подтвержден ожидаемый эффект разрушения коксовой частицы (ценосферы) при возникновении процесса кавитации.

Из отсева сажи, собранной в выпускном коллекторе дизеля, работавшего на тяжелом топливе, были изготовлены частицы диаметром 1,2–1,3 мм. В качестве связующего вещества использовали мазут. Затем эти частицы подвешивали на тонкую вольфрамовую нить (8 мкм) и помещали в электрическую печь, где прокаливали в течение нескольких часов при температуре 800– 900 °С. В результате спекания были получены сухие пористые шарики (аналог ценосферы), прочно закрепленные на проволоке.

Затем при помощи электромагнита эти частицы подавали в пламя газовой горелки. Пульсации давления газовой среды возбуждались электродинамическим излучателем. Процесс горения частицы фиксировали на цифровую видеокамеру.

В связи с тем что по определению процесс кавитации возможен только в жидкости, были исследованы процессы горения частиц в трех различных вариантах: сухая, влажная частица и частица, находящаяся в капле мазута.

Опыты показали, что при помещении сухой и влажной частицы в осциллирующее пламя различной амплитуды и частоты разрушение частиц не происходило. Одновременно с этим отмечено, что с ростом амплитуды пульсаций наблюдалось сокращение времени горения коксовых частиц. Это явление объясняется интенсификацией обдува неподвижной частицы осциллирующей газовой средой.

Если частица помещалась в жидкость (в каплю мазута), то при включении источника пульсаций на полную мощность происходило ее разрушение. При снижении амплитуды пульсаций ниже расчетных значений порога кавитационной

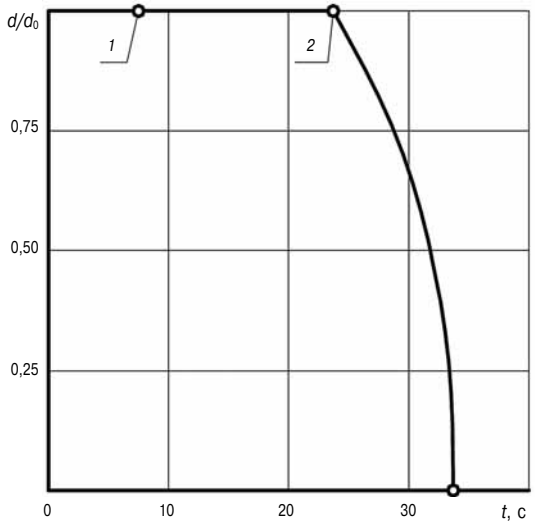

Рис. 1. Динамика процесса горения сухой частицы, помещенной в осциллирующее пламя:
d, d_0 — текущий и начальный диаметры частицы; *t* — время; *1* — окончание процесса нагрева сухой частицы до температуры пламени горелки; *2* — начало процесса разрушения сухой твердой частицы

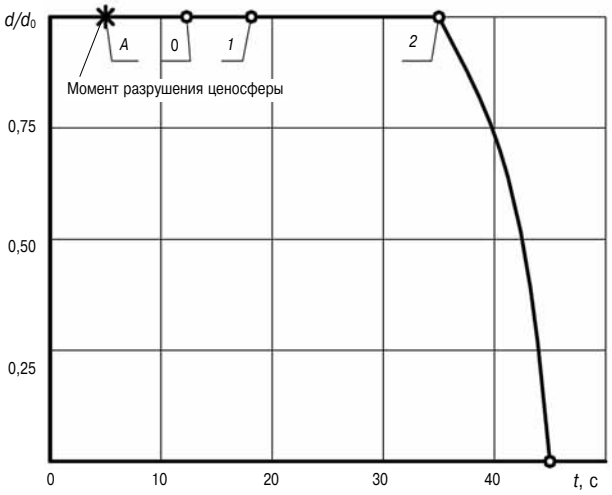

Рис. 2. Динамика процесса горения смоченной мазутом частицы и частицы, помещенной в каплю топлива:
d, d_0 — текущий и начальный диаметры частицы; *t* — время; 0 — окончание процесса горения паров топлива; *1* — окончание процесса нагрева сухой частицы до температуры пламени горелки; *2* — начало процесса разрушения сухой твердой частицы; * — момент разрушения твердой частицы (ценосферы), находящейся в капле мазута

прочности разрушение частицы не наблюдалось, и процесс горения проходил аналогично процессу диффузионного горения влажной частицы.

На рис. 1 и 2 приведены графики изменения размера частицы с различной степенью насыщения мазутом при интенсивности пульсаций давления превышающих порог кавитационной прочности топлива.

Таким образом, была экспериментально подтверждена возможность осуществления про-

цесса кавитации в капле тяжелого топлива и процесса разрушения частицы (ценосферы) за счет возникновения процесса кавитации.

Экспериментальные исследования, проведенные в Институте катализа СО РАН, показали, что при впрыскивании мазута в нагретую осциллирующую среду при помощи дизельной форсунки, под действием кавитации происходят процессы крекинга и газификации тяжелого топлива. С помощью хроматографического анализа полученной газовой смеси определили наличие в ней газа этилена (24 %масс.), который относится к классу непредельных углеводородов [8]. Известно, что этилен является промотором, инициирующим процесс горения, и используется в качестве добавки к топливу в прямоточных воздушно-реактивных двигателях [9].

Патентом РФ № 2044901 пульсации давления газовой среды в камере сгорания дизеля предлагается возбуждать при помощи ударной волны. Для этого необходимо за период задержки воспламенения топлива впрыскивать до 60–70 % от полного объема цикловой подачи [10]. К очевидным и неустранимым недостаткам этого способа возбуждения пульсаций относятся высокие значения максимального давления сгорания, скорости нарастания давления по углу поворота коленчатого вала, а также увеличение концентрации оксидов азота в отработавших газах.

В предлагаемой новой технологии процесс возбуждения пульсации давления происходит при помощи специального источника [11]. Включение источника осуществляется в заданный момент времени на линии расширения и поэтому увеличение максимального давления сгорания и скорости нарастания давления по углу поворота коленчатого вала (в сравнении со штатным режимом) не наблюдается [12].

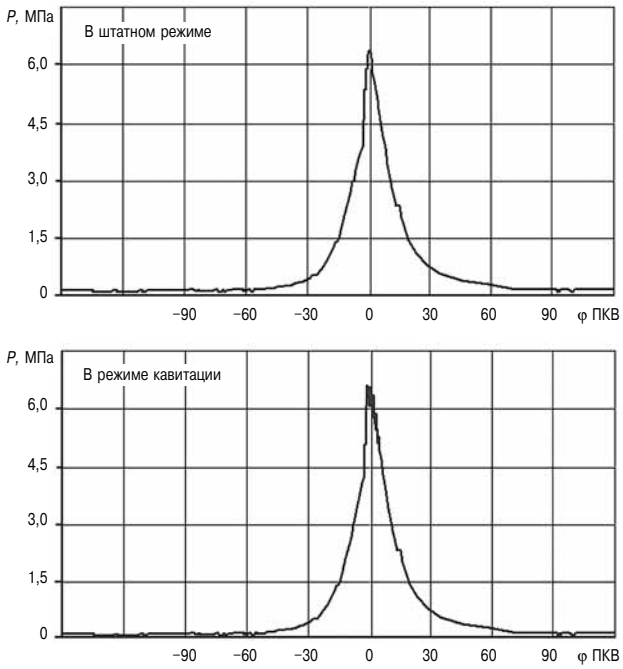

Рис. 3. Индикаторные диаграммы отсека дизеля Ч15/18 с опытной камерой сгорания

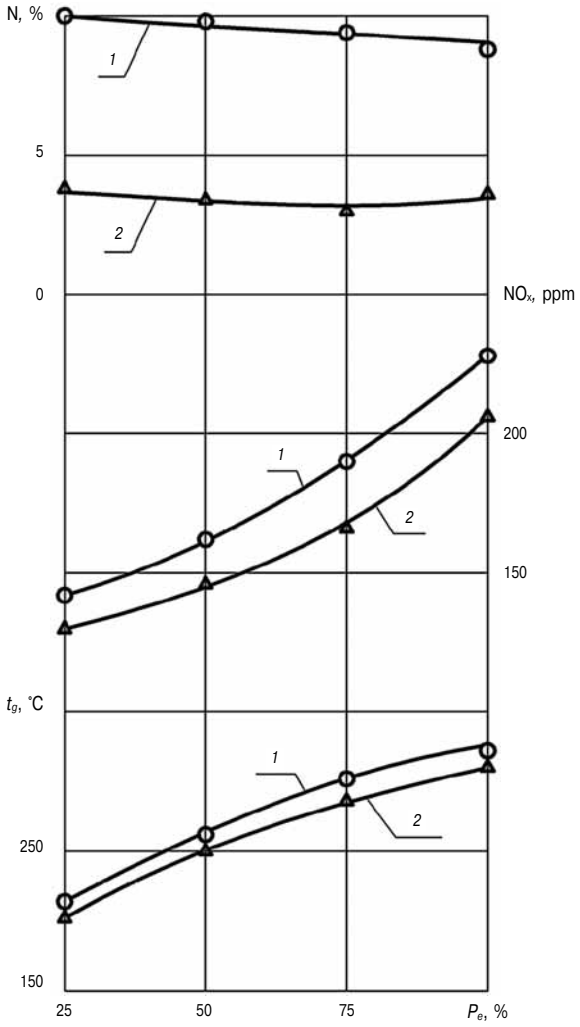

Рис. 4. Нагрузочные характеристики дизеля Ч15/18 при частоте вращения коленчатого вала 1200 об/мин: N — дымность отработавших газов по шкале Hartridge, %; NO_x — концентрация оксидов азота, ppm; t_g — температура отработавших газов, °С; *1* – штатный режим; *2* — режим внутрикапельной кавитации

На рис. 3 и 4 приведены результаты стендовых испытаний дизеля с камерой сгорания третьего поколения, изготовленной на основе штатной камеры сгорания типа Гессельман. Сравнительные испытания проводились на котельном мазуте плотностью 960 кг/м^3 с коксовым числом 12,1.

Результаты испытаний показали, что дымность отработавших газов дизеля уменьшилась почти в два раза при одновременном сокращении концентрации оксидов азота на 15–20 % и снижении температуры отработавших газов на 5– 7 градусов (см. рис. 4). Максимальное давление сгорания и скорость нарастания давления по углу поворота

коленчатого вала (см. рис. 3) не увеличились. Удельный эффективный расход топлива при этом не изменился. Результаты эксперимента свидетельствуют о том, что энергия, затраченная на осуществление процесса внутрикапельной кавитации, компенсировалась сокращением потерь от несвоевременности и неполноты сгорания тяжелого топлива без кавитации.

Выводы

В ходе проведения комплекса теоретических и экспериментальных исследований получены следующие результаты:

➢ методами численного моделирования подтверждена возможность осуществления процесса кавитации внутри капель распыленного топлива в условиях камеры сгорания дизеля. Для этого необходимо преодолеть порог кавитационной прочности тяжелого топлива;

➢ на опытной установке осуществлен процесс разрушения частицы кокса, находящейся в капле мазута, за счет возбуждения кавитации;

➢ на экспериментальной установке при впрыске дизельного топлива в осциллирующую нагретую газовую среду осуществлен процесс газификации распыленного дизельной форсункой тяжелого топлива за счет кавитации. Хроматографический анализ полученной газовой смеси показал наличие в ней этилена (24 %масс.), который является промотором, инициирующим процесс горения;

➢ спроектированы, изготовлены и испытаны различные конструкции камер сгорания дизелей, в которых при впрыске топлива возбуждается процесс кавитации. Стендовые испытания подтвердили эффективность новых камер сгорания для улучшения экологических характеристик дизелей, работающих на тяжелом топливе;

➢ использование предлагаемой технологии интенсификации процесса горения тяжелых топлив дает возможность их использовать в быстроходных дизелях.

Литература

1. *Новиков Л.А.* Ограничение выбросов NO_x на уровне IMO TIER-3 для судовых дизелей отложено до 2021 года / Л.А. Новиков // Двигателестроение. — 2013. — № 2 (252). — С. 26–32.

2. *Мельник Г.В.* Тенденции развития двигателестроения за рубежом. По материалам конгресса СИМАК 2010 /Г.В. Мельник // Двигателестроение. — 2012. — № 2 (248). — С. 39–53.

3. *Матиевский Д.Д.* Участие сажи в рабочем цикле дизеля и индикаторный КПД/ Д.Д. Матиевский, В.И. Дудкин, С.А. Батурин // Двигателестроение. — 1983. — № 3. — С. 54–56.

4. *Звонов В.А.* Токсичность двигателей внутреннего сгорания / В.А. Звонов. — М. : Машиностроение, 1981. — 160 с.

5. *Андрющенко С.П.* Экспериментальное подтверждение гипотезы о механизме образования частиц сажи в камере сгорания дизеля через ацетилен / С.П. Андрющенко, В.В. Попков, С.В. Титов, Г.С. Юр // Научн. пробл. трансп. Сиб. и Дал. Вост. — 2010. — № 2. — С. 267–269.

6. *Сполдинг Д.Б.* Горение и массообмен / Д.Б. Сполдинг. — М. : Машиностроение, 1985. – 236 с.

7. *Гуреев А.А.* Квалификационные методы испытаний нефтяных топлив / А.А. Гуреев, Е.П. Серегин, В.С. Азеев. — М. : Химия, 1984. — 198 с.

8. Получение низших олефинов низкотемпературным пиролизом углеводородного сырья / С.В. Каптерев, Г.С. Юр, Л.П. Пословина, В.Г. Степанов, К.Г. Ионэ // Химия нефти и газа: Материалы IV международной конференции. В 2-х т. — Томск : STT, 2000. — С. 294–297.

9. *Третьяков П.К.* Организация пульсирующего режима горения в высокоскоростных ПВРД / П.К. Третьяков // Физика горения и взрыва. — 2012. — Т. 48, № 6. — С. 21–27.

10. Патент 2044901 Российская Федерация. МПК F02B51/06. Способ интенсификации сгорания топлива в двигателе с воспламенением от сжатия при непосредственном смесеобразовании. Бургсдорф Э И., Назаров О.А., Решетов В.И. Патентообладатель: Производственное объединение «Барнаульский завод транспортного машиностроения». (RU) 5039517/06. Заявл.20.04.1992; опубл. 27.09.1995.

11. *Юр Г.С.* Волновые процессы в судовых дизельных энергетических установках /Г.С. Юр // — Новосибирск, 1999. —109 с.

12. *Юр Г.С.* Процесс акустической паровой внутрикапельной кавитации и результаты его использования в судовых дизельных энергетических установках / Г.С. Юр // Актуальные проблемы создания и эксплуатации тепловых двигателей в условиях Дальневосточного региона России: материалы Международной научно-технический конференции «Двигатели 2013» // Хабаровск, 16–20 сентября 2013 г. / Под ред. В.А. Лашко. — Хабаровск : Изд-во Тихоокеан. гос. ун-та, 2013. — С. 162–166.

УДК 621.43.052

УЛУЧШЕНИЕ ТОПЛИВНОЙ ЭКОНОМИЧНОСТИ ДВИГАТЕЛЕЙ ЗА СЧЕТ ОПТИМИЗАЦИИ СИСТЕМ НАДДУВА

Г.Е. Ципленкин, к.т.н, В.И. Иовлев, к.т.н.
ООО «Турбоком»

Выполнен обзор и анализ развития систем регистрового наддува фирм MTU, «Mitsubishi», MAN, «Honeywell». Показаны возможности оптимизации параметров наддува за счет отключения одного или нескольких ТК при работе двигателей на частичных нагрузках с целью улучшения топливной экономичности.

(Продолжение. Начало в № 2 (256) 2014)

1.3. Регистровая система наддува

Регистровая система наддува относится к эффективным средствам обеспечения минимального удельного расхода топлива во всем диапазоне режимов двигателя, в том числе и на малых нагрузках. Система управления двигателя в зависимости от режима работы подключает или отключает турбокомпрессоры (ТК) заслонками со стороны отработавших газов и наддувочного воздуха.

Система регистрового наддува с турбокомпрессорами собственного производства типа MTU ZR используется фирмой MTU на двигателях серии 2000, 4000 и 8000 [4–7], которые применяются в строительстве, промышленности, на железнодорожном транспорте, на торгово-коммерческих судах и кораблях военно-морского флота.

Судовой дизель 20V8000M71 мощностью 9100 кВт с номинальным средним эффективным давлением 27,3 бар и давлением наддува 4,1 бар оборудован регистровой системой наддува с четырьмя турбокомпрессорами [4, 9]. Два турбокомпрессора работают постоянно, а два других ТК могут быть задействованы при необходимости. В результате применения такой гибкой системы наддува двигатели серии 8000 хорошо обеспечиваются воздухом на всех режимах в зонах максимального КПД при работе с двумя, тремя и четырьмя турбокомпрессорами (рис. 27)

Система регистрового наддува на двигателе серии 4000 отличается по компоновке от системы двигателя серии 8000. В зависимости от частоты вращения и крутящего момента двигателя характеристика компрессора разделена на четыре зоны, соответствующие работе с одним, двумя, тремя и четырьмя турбокомпрессорами (рис. 28) [6, 9].

Основная часть расходных характеристик двигателя находится в зоне оптимального КПД компрессора (рис. 29). Система поддержания постоянного давления газов перед турбиной обеспечивает оптимальный КПД турбины. При работе с четырьмя турбокомпрессорами клапан перепуска воздуха увеличивает КПД турбокомпрессора. Если частота вращения двигателя падает ниже заданного предела, то открывается байпас от входа в холодильник к выпускному коллектору. Некоторое количество воздуха из компрессора поступает прямо на турбину, и рабочие точки компрессора перемещаются в зону

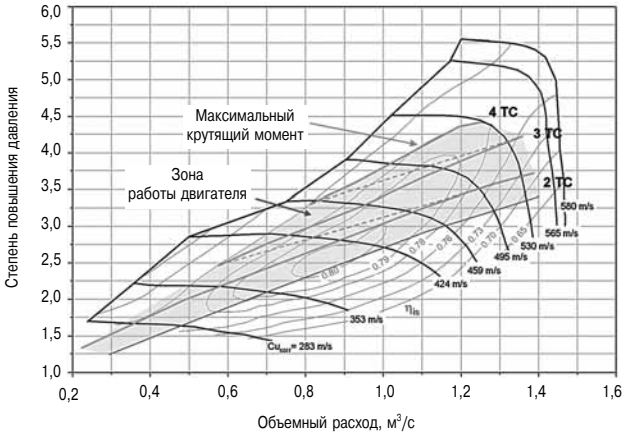

Рис. 27. Характеристика системы наддува с зонами работы двигателя MTU 8000 при максимальном КПД компрессора

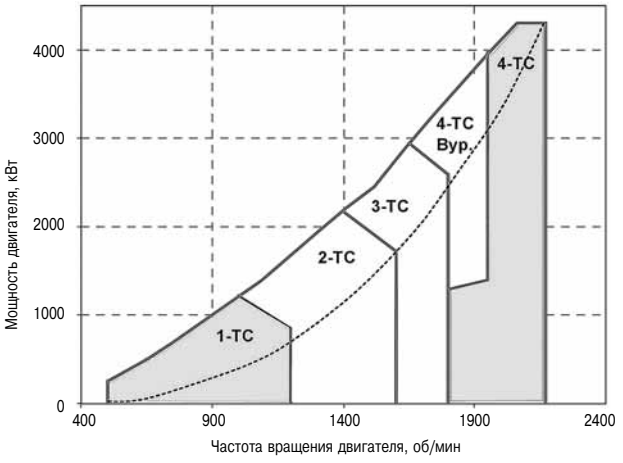

Рис. 28. Характеристика двигателя MTU 4000 при работе с различным числом турбокомпрессоров

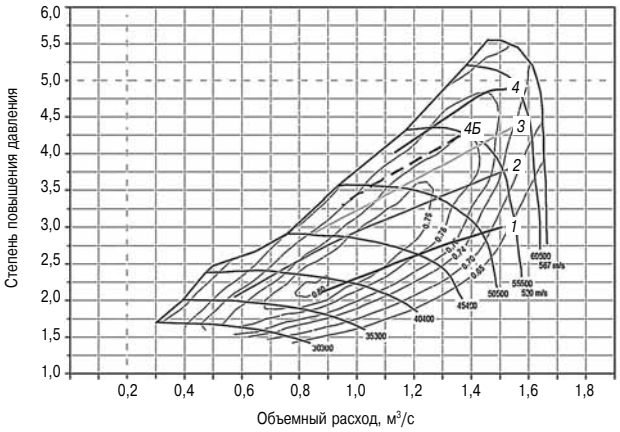

Рис. 29. Характеристика компрессора в системе регистрового наддува двигателя серии 4000

1 — работает один ТК; *2* — работают два ТК; *3* — работают три ТК; *4* — работают четыре ТК; *4Б* — работают четыре ТК с открытым байпасом

более высокого КПД. В соответствующей зоне характеристики двигателя это приводит к уменьшению расхода топлива, снижению термической нагрузки в деталях цилиндро-поршневой группы двигателя и уменьшению выбросов двигателя.

В двигателях серии 2000 также используется регистровая система наддува с турбокомпрессором ZR125 7. Для 8- и 10-цилиндровых двигателей наддув осуществляется двумя турбокомпрессорами, для 12- и 16-цилиндровых двигателей — тремя ТК.

В одной из модификаций судовых двигателей MTU 4000 IRONMEN, предназначенных для буксиров [8], с увеличенным объемом цилиндра и пониженной форсировкой до 17,5 бар применяется регистровая система наддува с двумя турбокомпрессорами и перепуском воздуха на вход в турбину (рис. 30–31).

Двигатель на режимах малых и средних нагрузок работает только с одним турбокомпрессором, а затем, при повышении нагрузки до номинальной, с двумя ТК.

Следует отметить, что все турбокомпрессоры ZR фирмы MTU скомпонованы как агрегаты, встроенные в выпускную систему двигателя с

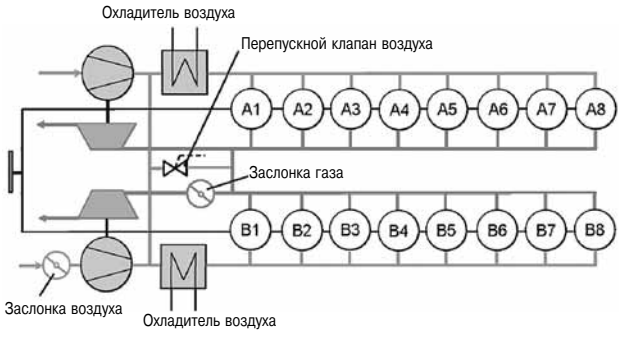

Рис. 30. Схема системы наддува двигателя 16V4000 IRONMEN для буксира

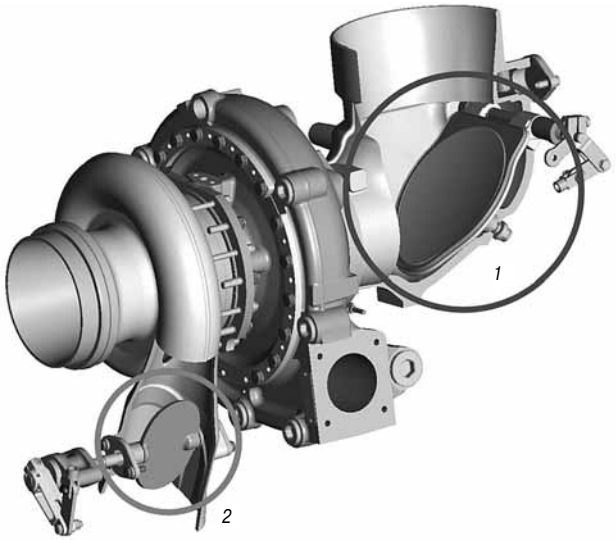

Рис. 31. Турбокомпрессор с заслонками воздуха на входе в компрессор (*1*) и входе в турбину (*2*) для регистрового наддува

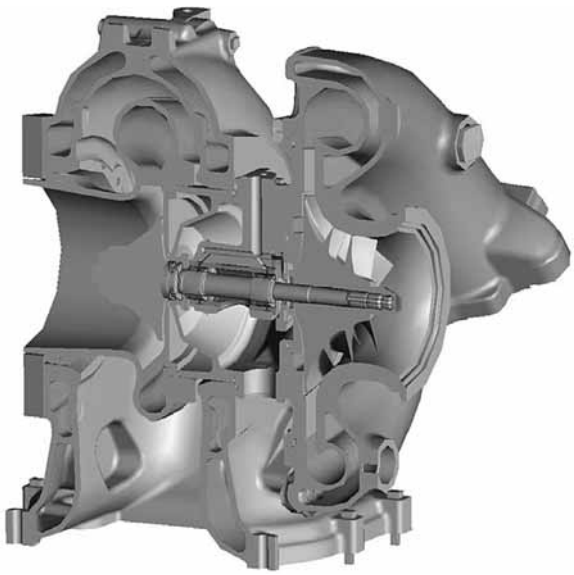

Рис. 32. Турбокомпрессор типа ZR фирмы MTU с охлаждаемыми корпусами

охлаждаемым корпусом (рис. 32) как турбины, так и компрессора. Это обеспечивает выполнение рекомендаций Международной Морской организации по безопасности жизни на море — температура поверхностей оборудования двигателя не должна превышать 70 °С, чтобы избежать возгорания топлива и масла при их утечке из двигателя.

Как вариант регистрового наддува фирма MAN предлагает схему отключения одного из нескольких турбокомпрессоров (рис. 33) [2] заглушками на выходе из компрессора и входе в турбину.

Конструкция заглушек представляет собой поворотные затворы, приводимые в действие пневмоцилиндрами (рис. 34).

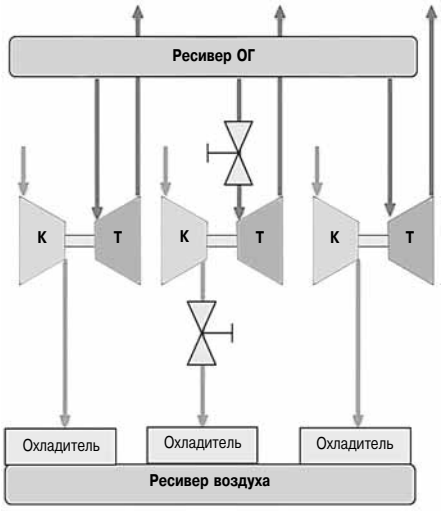

Рис. 33. Схема отключения турбокомпрессора

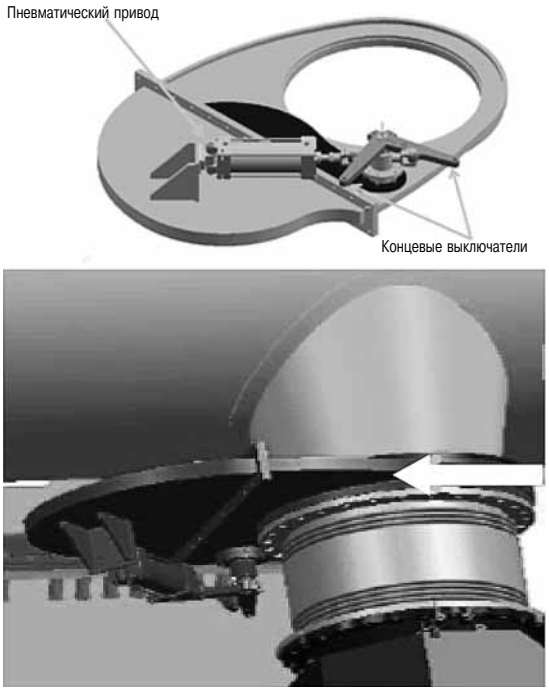

Рис. 34. Конструкция поворотного затвора и его установка

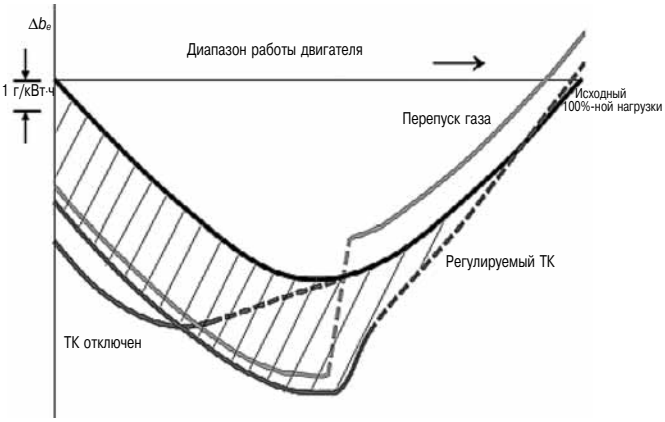

Рис. 35. Снижение расхода топлива на низких нагрузках при различных методах оптимизации

Поворотные затворы закрываются при работе двигателя на малых нагрузках для увеличения степени повышения давления, а в открытом положении обеспечивают выход на номинальную мощность. Мощность двигателя, при которой происходит отключение ТК, составляет 35 % от номинальной при отключении одного ТК из двух; 65 % — при отключении одного ТК из трех и 70 % — при отключении одного ТК из четырех. Варианты оптимизации расхода топлива при отключении одного из трех турбокомпрессоров представлены на рис. 35.

При длительной работе двигателя с нагрузкой меньше 50 % фирма «Mitsubishi» рекомендует отключать один из двух турбокомпрессоров за счет установки на двигателе соответствующей системы управления и топливной системы адаптированной для работы на низкой нагрузке [17]. Испытания двигателя 8UEC60LSII с двумя турбокомпрессорами показали возможность повышения давления продувки, снижения температуры ОГ и удельного расхода топлива при отключении одного из двух ТК (рис. 36). Если принять, что на нулевой линии расход топлива составляет около 210 г/кВт·ч, то снижение расхода топлива составляет примерно 2,5 %.

Регистровый наддув предусматривает наличие на двигателе нескольких турбокомпрессоров, что характерно для двигателей с большим числом цилиндров. Например, фирма MTU рассматривала варианты системы регистрового наддува с четырьмя турбокомпрессорами и в одном из докладов анализировала работу двух турбокомпрессоров [8].

На конгрессе CIMAC 2013 было представлено три доклада из Китая, где рассматривается работа двух турбокомпрессоров в системе регистрового наддува [12–14].

Шанхайский университет провел испытания трехфазовой регистровой системы наддува на дизеле 6ЧН11,4/13,5 мощностью 184 кВт при 2200 об/мин при работе по внешней характеристике (рис. 37) [12].

Система наддува включает два параллельно работающих турбокомпрессора (большой BTC и малый STC) с клапанами управления на входе

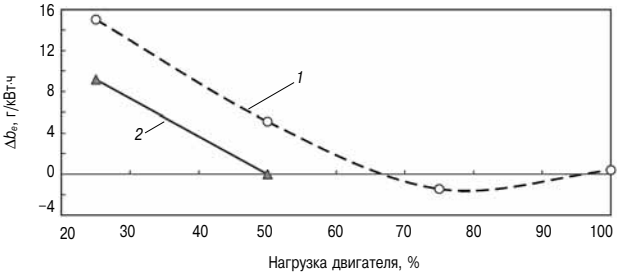

Рис. 36. Снижение удельного расхода топлива при отключении одного из двух турбокомпрессоров на двигателе 8UEC60LSII (кривая *2*)

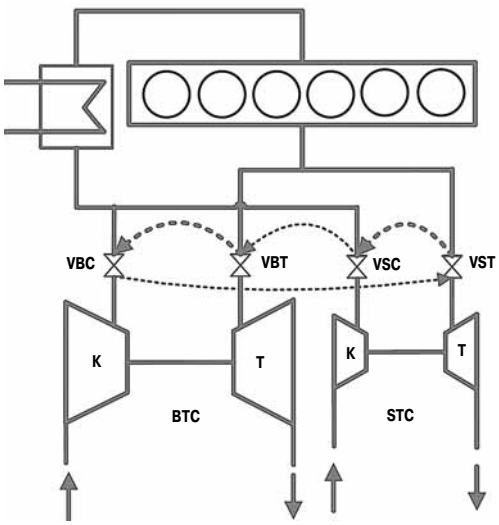

Рис. 37. Схема трехфазного регистрового наддува
BTC — большой турбокомпрессор; STC — малый турбокомпрессор; VBC, VBT, VSC, VST — клапаны управления на входе в турбину и выходе из компрессора большого и малого ТК

в турбину и на выходе из компрессора. Для оптимизации работы системы наддува в качестве большого ТК был выбран турбокомпрессор TBP4 фирмы «Honeywel», а в качестве малого — турбокомпрессор RHF5 фирмы IHI. Характеристики компрессоров обеспечивают положение расходной характеристики двигателя в зоне максимальных КПД (рис. 38–39).

Показатели двигателя при работе по внешней характеристики были зарегистрированы сначала при работе с каждым компрессором по отдельности, а затем с двумя турбокомпрессорами одновременно. При работе с турбокомпрессором STC характеристика двигателя была получена только до 1700 об/мин, а с турбокомпрессором BTC и при совместной работе двух турбокомпрессоров — во всем диапазоне частот вращения

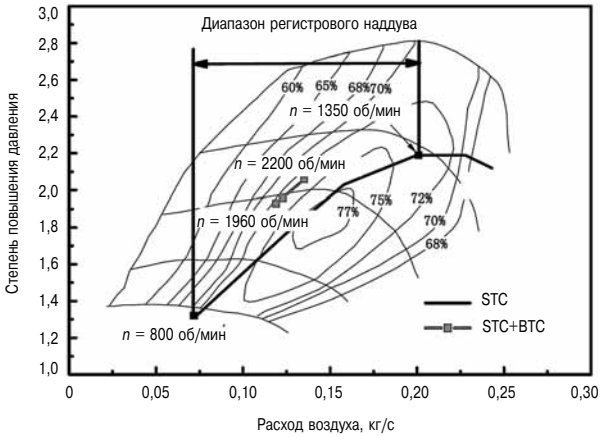

Рис. 38. Характеристика компрессора IHI RHF5 (STC) с нанесенной расходной характеристикой двигателя

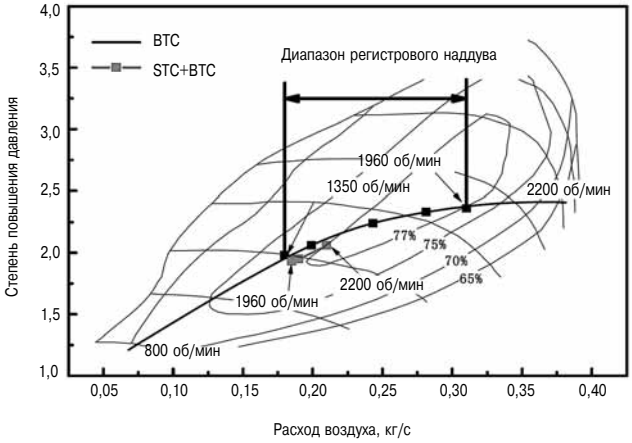

Рис. 39. Характеристика компрессора Honeywell TBP4 (BTC) с нанесенной расходной характеристикой двигателя

(рис. 40). Точка пересечения кривых удельных расходов топлива была принята за точку переключения турбокомпрессоров. До частоты вращения 1350 об/мин двигатель работает только с STC, затем переключается на работу с BTC до 1960 об/мин, а затем работают оба ТК. На рис. 40 показано существенное снижение расхода топлива на пониженных частотах вращения при работе двигателя с трехфазной системой регистрового наддува.

В докладе [13] анализируется регистровая система наддува с разделением процессов управления впускным потоком воздуха и выпускным потокам газа. Она состоит из двух турбокомпрессоров (большой и малый), работающих параллельно, двух труб впуска (J1, J2), двух вращающихся клапанов (F1, F2), трех выпускных труб (P1, P2 и P3), и трех выпускных вращающихся клапанов (F4, F5 и F6) (рис. 41).

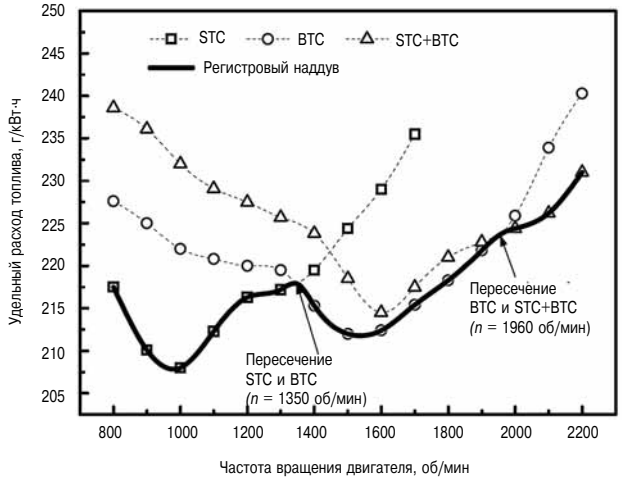

Рис. 40. Удельный расход топлива при работе двигателя по внешней характеристике с трехфазной системой регистрового наддува

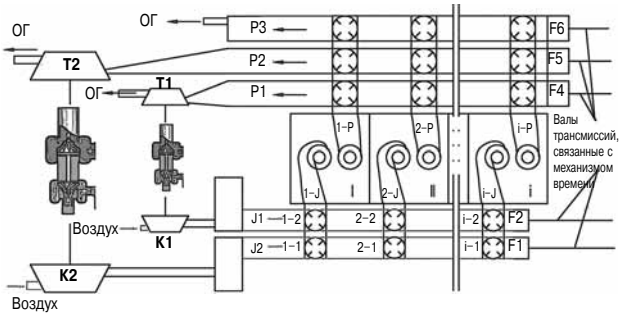

Рис. 41. Регистровая система наддува с разделением потоков впуска–выпуска

Соотношение расходов воздуха через малый и большой ТК составляет 1:3 на номинальном режиме работы двигателя, поэтому авторы считают, что два турбокомпрессора новой системы наддува имеют диапазон расходов, который соответствует четырем малым турбокомпрессорам традиционной регистровой системы наддува (рис. 42).

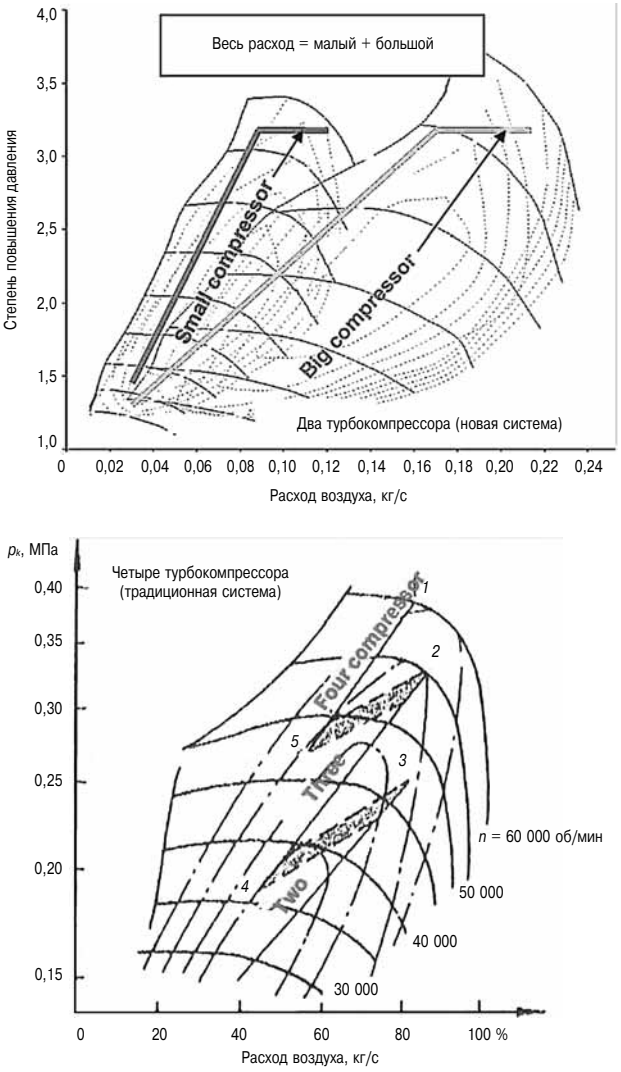

Рис. 42. Характеристики настройки компрессоров новой и традиционной регистровой системы наддува

Выпуск ОГ выполняется в соответствии с фазами газораспределения в три коллектора: из первого коллектора ОГ поступают в малый ТК (высокого давления) в начальный период выпуска с высоким давлением. Из второго коллектора ОГ направляются в большой ТК (низкого давления) с давлением и расходом газа, соответствующими режиму работы двигателя. В третий коллектор ОГ перепускаются мимо турбокомпрессоров для управления выпуском в двух других коллекторах.

В традиционном регистровом наддуве каждый цилиндр имеет только один такт выпуска и один впуска воздуха определенной продолжительности. В разделенной регистровой системе наддува выпуск разделен на три последовательные фазы, а впуск — на две фазы, которыми можно управлять. Отличие этой системы наддува от обычной регистровой системы состоит в отсутствии переключения на режим работы с одним или двумя ТК, которые работают одновременно при любой нагрузке двигателя, и расход воздуха на входе изменяется без скачка. При работе двигателя на номинальном режиме давление воздуха на выходе из обоих ТК одинаковое. При пониженных частотах вращения двигателя воздух низкого и высокого давления поступает в цилиндр последовательно в требуемом количестве с разделением подачи: малый ТК подает воздух высокого давления, а большой — более низкого.

Система подачи воздуха в двигатель и газообмена обеспечивается с помощью вращающихся клапанов (рис. 43), которые конструктивно идентичны для воздуха и газа.

По оценке авторов эта система наддува позволяет снизить расход топлива на номинальном режиме на 2 % за счет снижения потерь на насосных ходах.

Фирма «Mitsubishi» предлагает регистровую систему наддува для двухтактных малооборотных дизелей, состоящую из двух турбокомпрессоров — большого и малого (рис. 44).

На низких нагрузках работает только большой турбокомпрессор, а малый включается в работу на высоких нагрузках, когда давление воздуха, создаваемого им, больше давления продувочного воздуха в ресивере. Эта система была испытана

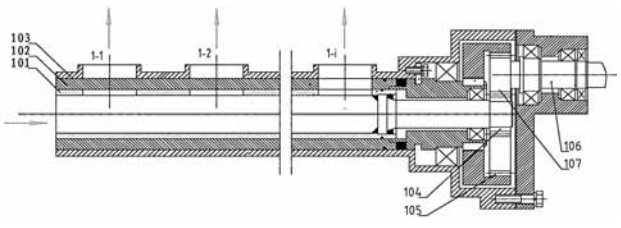

Рис. 43. Продольный разрез вращающегося клапана системы газообмена

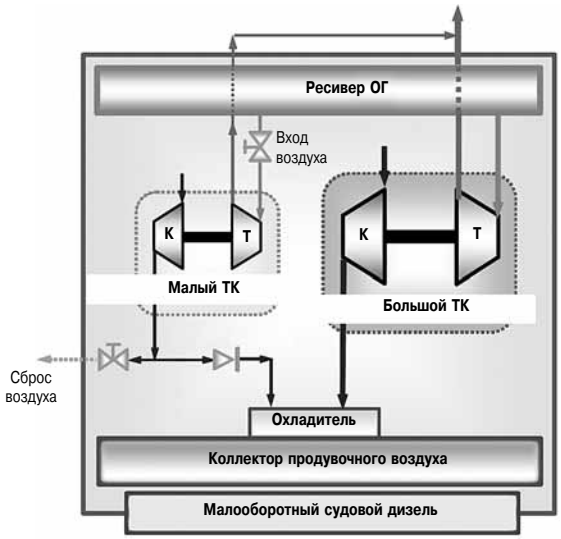

Рис. 44. Схема регистрового наддува фирмы «Mitsubishi»

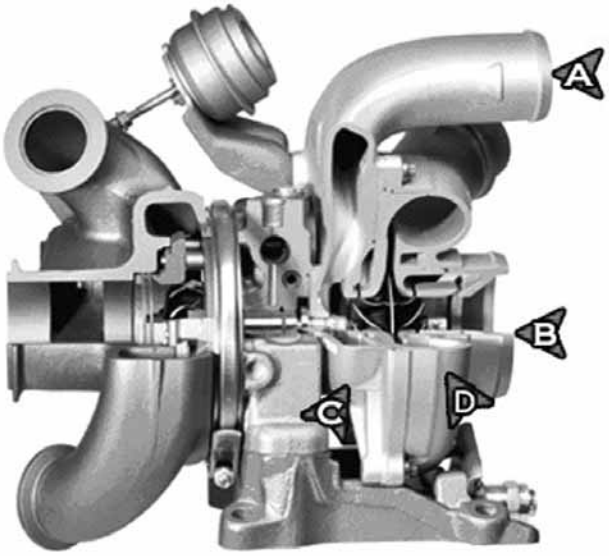

Рис. 45. Турбокомпрессор VNT DualBoost для регистрового наддува (двухстороннее колесо компрессора, два входа в компрессор, регулируемая турбина)

на двигателе 6S60MC. Данные испытаний не приводятся.

Фирма «Honeywell» разработала регистровую систему наддува с одним турбокомпрессором для автомобильной промышленности (рис. 45) [15].

Регистровый турбокомпрессор — это, по существу, две системы наддува в одном агрегате. Компрессор имеет двухстороннее колесо с единым диском (стрелки C и D вход в колесо), воздух к которому подводится по двум каналам в одном корпусе (стрелки A и B — два входа). Каждая сторона колеса компрессора имеет свои размеры проточной части, что позволяет пропустить различные расходы, а в целом такое колесо увеличивает расход воздуха почти в два раза. Корпус турбины один, но с регулируемой турбиной, что позволяет обеспечить требуемую пропускную способность. Конструкция агрегата наддува очень компактна и проста, так как разработка велась для применения на автомобилях.

1.4. Перепуск газа

Самый простой способ улучшения топливной экономичности дизеля при работе на малых нагрузках — перепуск газа перед турбиной (байпас). При этом турбокомпрессор за счет уменьшения пропускной способности турбины настраивается на более высокие степени повышения давления на номинальной мощности. При малых нагрузках дизеля турбокомпрессор работает без перепуска. При достижении давления наддува, соответствующего ограничению частоты вращения турбокомпрессора или максимального давления в цилиндре, открывается байпасный клапан. С увеличением расхода газа через байпас КПД турбокомпрессора уменьшается, а расход топлива при этом возрастает. Поэтому потеря экономичности при работе дизеля вблизи номинальной мощности должна компенсироваться выигрышем при работе на низких нагрузках.

По данным фирмы MAN [1], за счет перепуска 7 % ОГ и снижения КПД турбокомпрессора на номинальной мощности двигателя на 5 % (при

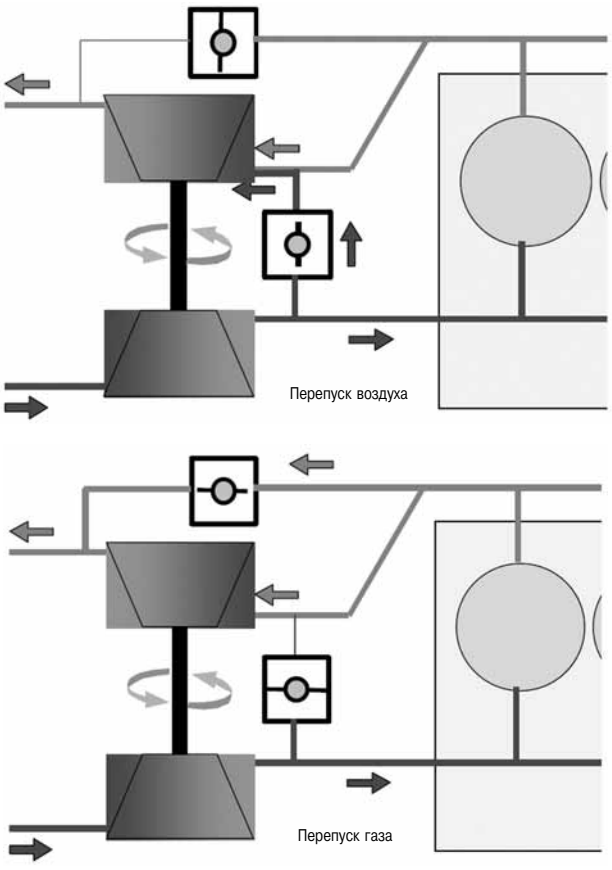

Рис. 46. Схема перепуска воздуха и газа

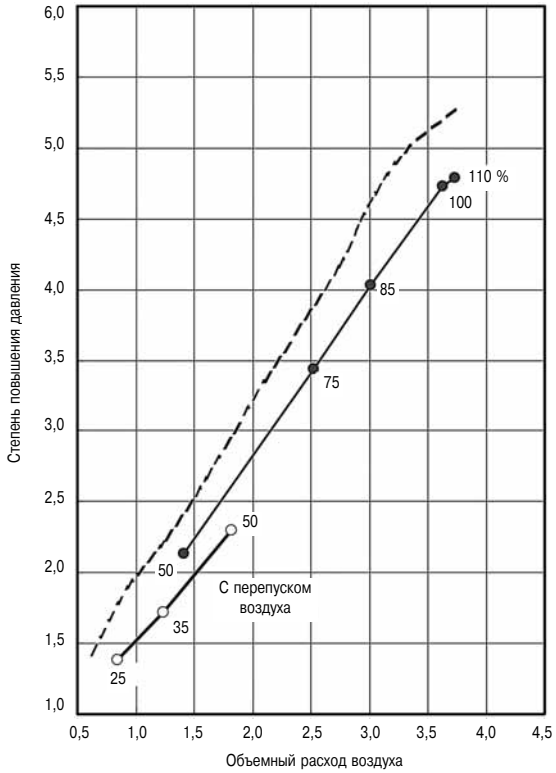

Рис. 47. Расходные характеристики двигателя 28АНХ

высоком исходном КПД турбокомпрессора) ожидается эквивалентное увеличение удельного расхода топлива приблизительно на 1,7 г/кВт·ч. При этом снижение расхода топлива на малых нагрузках будет приблизительно вдвое больше (см. рис. 35). Как правило, неуправляемый перепуск («открыто» или «закрыто») рассматривается как точка перехода, которая должна быть настроена на ограничение максимального давления наддува.

В ряде случаев для повышения эффективности работы двигателя во всем диапазоне нагрузок применяют не только перепуск газа на турбине, но и перепуск воздуха с выхода компрессора на вход турбины. Например, фирма «Niigata» оборудовала такой системой двигатель типа 28АНХ с 6, 8 и 9 цилиндрами в диапазоне мощностей от 2200 до 3300 кВт (рис. 46) [16]. Перепуск воздуха выполняется в диапазоне нагрузок 25–50 %, что смещает характеристику совместной работы двигателя и компрессора в зону более высокого КПД (рис. 47), а увеличенный расход газов через турбину повышает давление наддува.

Перепуск газа и воздуха также широко применяется на автомобильных двигателях [11].

Литература

1. *Herbert Schmuttermair H., Fernandez A., Witt M.* Fuel Economy by Load Profile Optimized Charging Systems from MAN. № 250, CIMAC 2010, Bergen.
2. *Jakobsen S. B.* Service Experience of MAN B&W Two Stroke Diesel Engine. № 17, CIMAC 2010, Bergen.
3. *Ono Y.* Solutions for better engine performance at low load by Mitsubishi turbochargers. № 15, CIMAC 2013, Shanghai.
4. *Veser N., Schneemann A., Kasper W., Wollmann B.* Development of the high-speed diesel engine 20V8000 M71. Paper № 153, CIMAC 2007, Vienna.
5. *Czerny L., Klotz H., Ruck J., Schmid U.* Advanced turbochargers for high-performance supercharging systems, CIMAC 2001, Hamburg.
6. *Czerny L., Wintruff I., Schmid U., Baumgarten J.* Future Potential of Series 4000 Marine Engines. Paper № 156, CIMAC 2007, Vienna.
7. *Stiesch G., Baumann H., Wachter V., Schmitz J., Teetz C.* Utilizing Multiple Injections for Optimized Performance and Exhaust Emissions with the MTU Series 2000 Common Rail Marine Engines. Paper № 50, CIMAC 2007, Vienna.
8. *Veser N., Speetzen R., Glowacki C.* Development of the Series 4000 IRONMEN workboat engine. № 200, CIMAC 2010, Bergen.
9. *Ципленкин Г.Е., Дейч Р.С., Иовлев В.И., Коженков А.А.* Обзор докладов по газотурбинному наддуву на конгрессе CIMAC 2007 // Двигателестроение. — 2008 — № 3. — С. 29–35.
10. *Pierre J., Henry X., David W.* VTG turbocharging — a valuable concept for traction application. № 116, CIMAC 2013, Shanghai.
11. www.Honeywell turbotechnologies VNT.
12. *Cui Y., Deng K., Zhang Z.* Transient performance of three phase sequential turbocharging with unequal size turbochargers. № 213, CIMAC 2013, Shanghai.
13. *Xie G., Xie X.A.* New Sequential Turbocharging System. № 334, CIMAC 2013, Shanghai.
14. *Xie X., Xie G.* Further Improved Performance of High-Turbocharged Four Stroke Diesel Engine With Split Exhaust Turbocharger System. № 338, CIMAC 2013, Shanghai.
15. www.Honeywell turbotechnologies VNT Sequential.
16. *Imai K., Nagasawa H., Yamamoto H., Kato S., Sonobe K.* Development of NIIGATA new medium-speed diesel engine «28АНХ». № 165, CIMAC 2010, Bergen.
17. *Sakabe H., Hosokawa N.* Cutting edge technologies of UE engine for higher efficiency and environment. № 186, CIMAC 2010, Bergen.

(Продолжение следует)

УДК 621.43.052

БЕСКОНТАКТНЫЕ ОПОРЫ ТУРБОКОМПРЕССОРОВ ДВС

А.В. Смирнов, к.т.н., доцент
Комсомольский-на-Амуре государственный технический университет

Развитие систем турбонаддува происходит в том числе за счет совершенствования узлов трения турбокомпрессоров (ТК). Определенные интерес и перспективу представляют бесконтактные опоры с малыми потерями на трение — газовые, магнитные и их комбинации. Для оценки уровня развития бесконтактных опор ТК и перспектив их развития выполнен обзор патентной и научно-технической информации. Несмотря на многочисленные описания конструкции ТК с бесконтактными опорами, исследований, связанных с их применением в условиях эксплуатации, представлено крайне мало. Наименьшее количество информации приходится на газомагнитные подшипники, несмотря на их очевидное преимущество.

Двигатели внутреннего сгорания (ДВС) на современном этапе развития, как правило, оборудованы системами наддува. Несмотря на то что способов наддува двигателей существует несколько, наиболее распространен турбонаддув. В настоящее время системы турбонаддува развиваются по следующим основным направлениям: совершенствование проточных частей, применение систем регулирования, использование новых материалов для изготовления валов, колес и др. В целом все эти усовершенствования направлены на улучшение динамических характеристик турбокомпрессора (ТК), снижения его инерционности, улучшения надежности и продления ресурса. Одним из направлений развития конструкции ТК, позволяющим одновременно улучшить все перечисленные характеристики, является совершенствование подшипниковых узлов. В ТК как отечественного, так и зарубежного производства применяются в основном подшипники качения и скольжения. Однако в технике известны так называемые бесконтактные опоры с минимальными потерями на трение — газовые и магнитные подшипники. Применение бесконтактных опор позволяет не только исключить масляную систему смазки, которая оказывает существенное влияние на надежность работы ТК, но и повысить механический КПД и динамические характеристики ТК. Система наддува с ТК на бесконтактных опорах потенциально способна повысить его надежность и продлить ресурс, а также улучшить приемистость двигателя.

Для оценки состояния и перспективы применения бесконтактных опор в конструкциях ТК выполнен обзор патентных источников и научно-технической информации.

В результате анализа источников информации необходимо отметить следующее. Количество рефератов публикаций в разделе «Форсирование ДВС. Наддув» реферативного журнала (РЖ) «Двигатели внутреннего сгорания» в 1980-е годы составляло в среднем 184 за год, в 1990-е годы — 88 за год, в 2000-е годы — 33 за год, начало 2010-х годов — 69 за год. Из представленной статистики видно заметное снижение публикаций в 1990-е и особенно в 2000-е годы, что можно объяснить прекращением или существенным сокращением финансирования научной деятельности в целом, в том числе организаций типа ВИНИТИ и ВЦП, занимающихся сбором, переводом и обработкой отечественной и зарубежной научно-технической информации. В результате это сказалось на количественном и качественном уровне реферативной информации, хотя за рубежом исследования продолжались как минимум в тех же объемах, что и до 1990-х годов. Исходя из этого можно предположить, что количество работ, выполненных в области исследования ТК с бесконтактными подшипниками за рубежом, несколько больше, чем представлено в реферативных журналах. В то же время приведенная ниже статистика и описание работ основаны только на найденных источниках информации.

Количественные и качественные характеристики найденного объема информации характеризуются следующим образом. В статистику вошли публикации, в которых рассматриваются конструкции бесконтактных опор ТК, различные вопросы их исследования, а также перспективы использовании газовых и/или магнитных подшипников в ТК систем наддува ДВС. На рис. 1 показано распределение публикаций по странам и по видам источников информации. Соотношение патентов и других видов публикаций — 58 и 42 % соответственно.

На рис. 2 показано распределение публикаций по годам. Подчеркнем, что в статистику были включены работы, касающиеся только ТК преимущественно для систем наддува ДВС, хотя по-

путно было найдено еще 27 публикаций, касающихся применения бесконтактных опор в газотурбинных двигателях, турбодетандерах, паровых и газовых турбинах, компрессорах.

Учитывая содержание публикаций, можно констатировать, что примерно 70 % посвящено газовым опорам, 7 % — магнитным, 2 % — газомагнитным и 21 % — перспективам использования газовых и магнитных подшипников в ТК.

Рассмотрим содержание наиболее интересных публикаций с учетом перспектив использования бесконтактных опор в целом. В 1986 г. в обзорной информации НИИНАВТОПРОМ по развитию зарубежных автомобильных компрессоров указывалось о перспективах улучшения характеристик ТК путем применения воздушной смазки подшипников [1]. Работы в этом направлении в то время вели фирмы «Garrett», IHI и «Mitsubishi». Однако было отмечено, что переход на воздушную смазку требует существенного изменения конструкции подшипников и решения ряда проблем в части материалов, технологии, обеспечения необходимой несущей способности и устойчивости воздушного слоя.

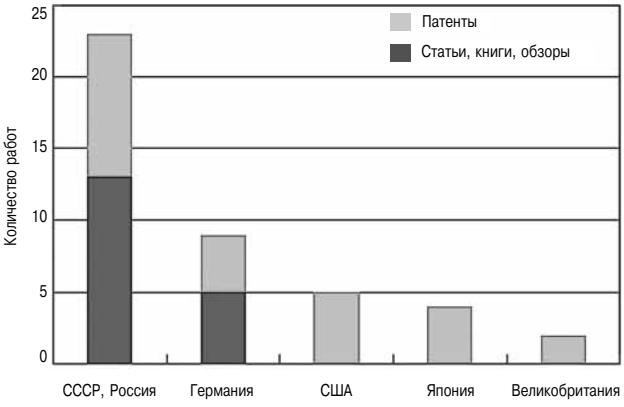

Рис. 1. Распределение публикаций по странам и по видам источников информации

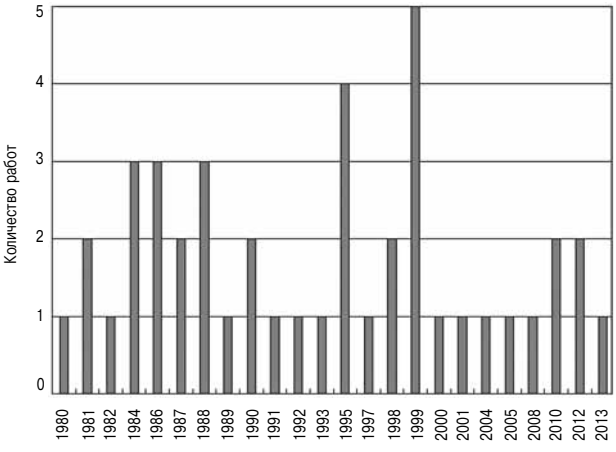

Рис. 2. Распределение публикаций по годам
(по оси абсцисс указаны только те года, в которых были публикации)

В 1988 г. в обзорной информации ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, посвященной тенденциям развития ТК для нефтяной и газовой промышленности, в качестве перспективных были указаны активные магнитные подшипники [2]. Приведены примеры проведения испытаний компрессоров с магнитными подшипниками, выполненными фирмами «Nova» и «Framatone». Также указывается, что наряду с магнитными подшипниками особый интерес вызывает возможность использования для компрессоров мотор-подшипников с использованием газомагнитных опор.

В 1989 г. в СССР была опубликована статья о перспективных направлениях повышения технического уровня автомобильных ТК, в которой одним из направлений было указано применение подшипников с газовой смазкой [3].

Во второй половине 1990-х годов в немецких изданиях был опубликован ряд работ, в которых рассматривались направления дальнейшего развития систем турбонаддува ДВС. Одним из таких направлений указано применение газовых (воздушных) и магнитных подшипников в ТК систем турбонаддува ДВС. Например, по данным источника [4] *«... в далеком будущем об оптимальном полном коэффициенте полезного действия должны позаботиться совершенно другие концепции подшипников: исследования проводятся на магнитных и воздушных подшипниках... Преимуществами этих двух типов подшипников являются лучшие шумовые характеристики и малые потери на трение»*. В то время реализацией этих направлений занимались фирма KKK и французский филиал фирмы «Allied Signal Turbocharged System».

В 2013 г. опубликована работа сотрудников Казанского научно-исследовательского технологического университета о перспективах применения подшипников с газовой смазкой в ТК [5]. В статье рассматривается история развития исследований по газовым опорам, приводятся конструкции турбомашин с газовыми опорами и говорится о том, что применение газовых подшипников в ТК по-прежнему является перспективным.

Рассмотрим особенности применения бесконтактных опор в конструкции ТК.

Классификацию типов и конструкции газовых опор, применяемых в ТК, то можно представить следующим образом:

➢ по принципу действия — газодинамические, газостатические, гибридные;

➢ по конструкции — цилиндрические, сферические, с самоустанавливающимися вкладышами, в виде диска (подпятника);

➢ по восприятию усилий — осевые и радиальные;

➢ по способу подачи газовой смазки в рабочий зазор — с питателями, пористые, с подачей воздуха в осевом направлении с торцов втулки подшипника.

В описаниях конструкций газодинамических опор наиболее широко представлены лепестковые подшипники. Исследованиями лепестковых газодинамических подшипников ТК уже много лет занимаются специалисты ДВГТУ (сейчас ДВФУ, г. Владивосток). Ими было разработано и испытано несколько ТК с лепестковыми подшипниками для систем наддува ДВС [6]. Одна из конструкций ТК, разработанная на базе ТКР 11, представлена на рис. 3.

Испытания ТК проводились на вибрационном стенде и безмоторной установке на различных режимах. Частота вращения достигала 68 000 об/мин при температуре газов перед турбиной 760 °С. Температура радиальных подшипников при этом составляла 80 °С, осевых — 143 °С, виброскорость в горизонтальной плоскости — 0,7 мм/с, в вертикальной плоскости— 0,78 мм/с, виброускорение — 0,3 *g*. Проведенные испытания показали, что работа ТК с лепестковыми подшипниками устойчива на всех режимах работы двигателя. Приводится описание газодинамического подшипника, которому во время пуска обеспечивается газостатический режим с помощью дополнительного ТК.

Большая часть публикаций по газовым опорам посвящена газостатическим подшипникам.

В работе [7] предлагается ТК с центральным подшипниковым узлом, выполненным в виде воздушных подшипников скольжения сферической формы, образованных выпуклой формой ступиц колес ТК и вогнутыми наружными поверхностями разделительной перегородки U-образной

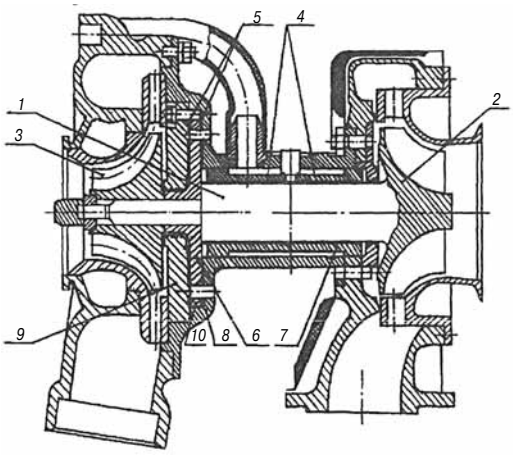

Рис. 3. Турбокомпрессор с лепестковыми газодинамическими подшипниками:
1 — вал; *2* — колесо турбины; *3* — колесо компрессора; *4* — радиальные лепестковые газодинамические подшипники; *5* — осевые подшипники; *6* — упорный диск; *7* — втулка; *8* — промежуточный корпус; *9* — кольцо; *10* — проставочное кольцо

формы. Подвод воздуха к подшипникам может производиться по осевому и радиальным сверлениям в работе ТК и всасывающей полости компрессора или через сверления из улитки компрессора во внутреннюю полость разделительной перегородки, а из нее — в подшипники. Конструкция позволяет получить малую длину, массу и момент инерции ротора ТК, а также малые габаритные размеры и массу всего агрегата и возможность вертикального расположения оси ротора.

В НАМИ была разработана конструкция ТК с газовым подшипником, выполненным в виде плавающей моновтулки с питающими отверстиями (рис. 4) [8]. Конструкция плавающей моновтулки обеспечивает компенсацию радиальных и осевых перемещений, а также эффективное демпфирование колебаний ротора. Подвод воздуха в зазоры осуществляется через два ряда радиальных и один ряд торцевых отверстий.

В других работах, касающихся этой конструкции турбокомпрессора описываются результаты испытаний. Некоторые параметры макетного образца ТК: масса ротора — 0,93 кг; длина вала — 71 мм; диаметр вала — 30 мм; диаметр подпятников — 74 мм; длина опорной поверхности втулки — 67,5 мм; масса втулки — 0,87 кг; диаметр питающих отверстий — 0,4 мм. Целью испытаний было определение эффективного КПД турбины и механического КПД, хотя попутно было получено и много других результатов. Испытания проводились как на воздухе, так и на горячем газе. Максимальная частота вращения ротора составляла 72 000 об/мин, абсолютное давление газа в подшипниках — 280–310 кПа. Расход воздуха составил менее 1,2 % расхода воздуха через двигатель. Эффективный КПД турбины благодаря повышению механического КПД при использовании газостатического подшипника увеличился на 6–9 %.

В патенте [9] описывается другая конструкция ТК с газостатическими подшипниками (рис. 5).

Турбокомпрессор включает осевую турбину и два центробежных компрессора, рабочие колеса которых установлены по обе стороны турбины на одном валу, расположенном в газостатических опорах. Опоры вала установлены по обе стороны от турбины. Диск турбины выполнен в виде пяты двустороннего кольцевого газостатического подпятника. На концах вала установлены подшипники качения с упругодемпферными обоймами.

Интересна конструкция ТК, представленная в патенте [10]. Особенность ТК в том, что газостатические опоры располагаются между рабочим колесом компрессора или турбины и соответствующим участком корпуса компрессора или турбины (рис. 6). Предполагается, что такая

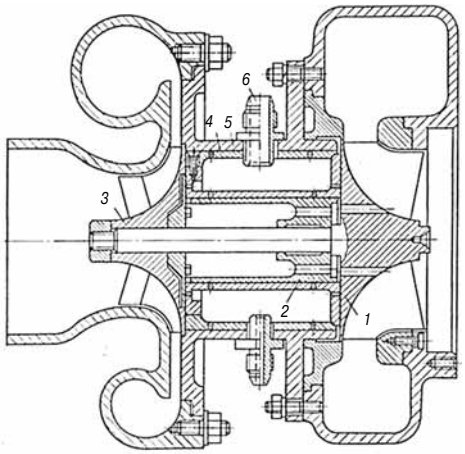

Рис. 4. Конструкция ТК с газостатическим подшипником, разработанная в НАМИ:
1 — колесо турбины плавающее; *2* — вал ротора; *3* — колесо компрессора; *4* — моновтулка; *5* — корпус подшипников; *6* — штуцер подвода воздуха

конструкция повысит надежность работы ТК и расширит область его применения.

В качестве магнитных опор в ТК применяются подшипники с постоянными магнитами и с электромагнитами, как радиальные, так и осевые. Работ, описывающих конкретные конструкции, крайне мало, а работ, описывающих результаты исследований ТК с магнитными опорами, в статистике не обнаружено.

Предлагаемый бесконтактный узел ТК [11] представляет собой совокупность постоянных магнитов, взаимодействие полей которых обеспечивает полное восприятие радиальных и осевых усилий. Первые из них воспринимаются двумя концентричными кольцевыми магнитами, один из которых запрессован в корпус ТК, а второй закреплен на его валу. Осевая фиксация вала обеспечивается тремя соосными дисковыми магнитами. Средний магнит закреплен на валу, а крайние магниты, отделенные от него небольшими зазорами, размещены в корпусе ТК. На торцах среднего диска выполнены спиральные канавки, обеспечивающие выполнение им функций крыльчатки воздушного насоса, подающего воздух из рабочей камеры компрессора в пространство, разделяющее средний и крайние диски. Подача воздуха приводит к образованию воздушной подушки, увеличивающей допустимую осевую нагрузку узла.

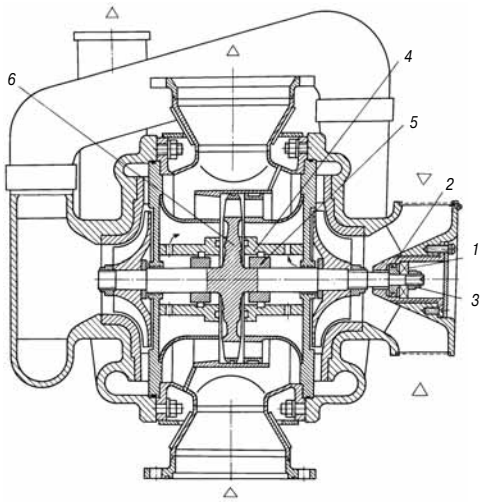

Рис. 5. Турбокомпрессор с осевой турбиной и двумя компрессорами:
1 — подшипники качения; *2* — уплотнение; *3* — гайка крепления; *4* — втулка газостатического подшипника; *5* — цапфа вала; *6* — пята двустороннего кольцевого газостатического подпятника

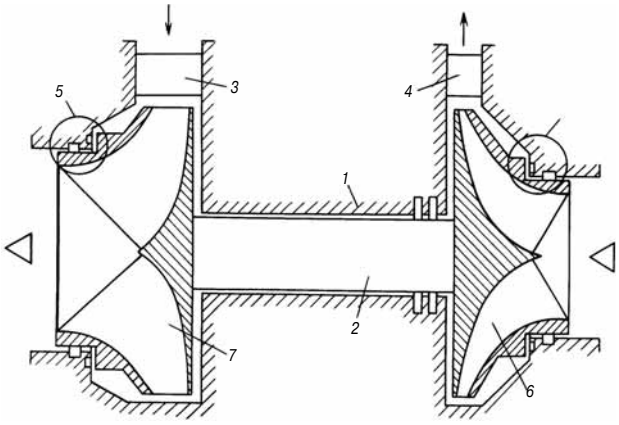

Рис. 6. Турбокомпрессор с газостатическими подшипниками в корпусах турбины и компрессора:
1 — корпус; *2* — вал; *3* — турбина; *4* — центробежный компрессор; *5* — газостатическая опора; *6* — центробежное рабочее колесо компрессора; *7* — рабочее колесо турбины

В конструкции турбомашины [12] для поддержания ротора используются радиальные и осевые активные магнитные подшипники (рис. 7).

Конструкция турбомашины включает в себя корпус с электрической частью, ротор с двумя радиальными крыльчатками и подшипниковые узлы, компенсирующие радиальные и осевые перемещения с помощью активных магнитов. Для страховки магнитных подшипников в конструкции предусмотрены вспомогательные подшипники качения.

Турбокомпрессоры с газовыми и магнитными подшипниками имеют ряд недостатков: относительно невысокую несущую способность и склонность к потере устойчивости при возникновении вибрации, что неизбежно на работающем двигателе. Магнитные подшипники часто страхуются подшипниками качения или скольжения на случай их отказа, что приводит к усложнению конструкции. Также в магнитном поле взвешенное тело находится в неустойчивом положении.

Тем не менее, применение в ТК бесконтактных опор с малыми потерями на трение имеет перспективу. Решением, позволяющим улучшить характеристики бесконтактных опор и частично устранить их недостатки, является применение

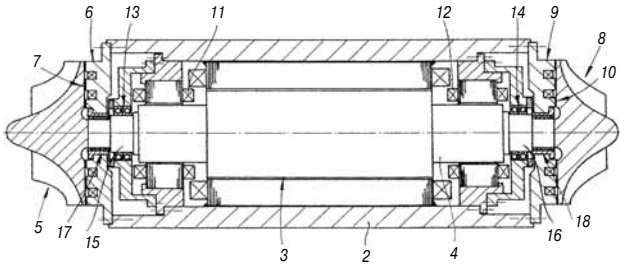

Рис. 7. Турбомашина с активными магнитными подшипниками:

2 — корпус; *3* — электрическая часть турбомашины; *4* — вал; *5*, *8* — радиальная крыльчатка; *6*, *9* — вкладыш осевого магнитного подшипника; *7*, *10* — торцевая часть крыльчатки; *5*, *11*, *12* — радиальные магнитные подшипники; *13*, *14* — вспомогательные (страховочные) подшипники; *15*, *16* — уступы для установки вспомогательных подшипников

комбинированных опор — газомагнитных подшипников. Такие подшипники имеют бо́льшую несущую способность, лучше демпфируют колебания и стабилизируют вращение ротора. При этом можно отказаться от страховочных подшипников, так как страховкой магнитному подшипнику будет газовая смазка, и наоборот.

Конструкция ТК с газомагнитной опорой, предложенная в патенте [13], представлена на рис. 8. Для привода компрессора используется электропривод. Ротор ТК состоит из рабочего колеса компрессора, конической опоры, обращенной меньшим диаметром в сторону компрессора, двух колес для нагнетания газовой смазки в рабочий зазор и отвода ее из зазора. Газомагнитный подвес ротора обеспечивается совместным действием подъемных сил слоя газовой смазки и электромагнитных сил притяжения ротора к статору. Здесь реализуется идея так называемого мотор-подшипника, когда приводом ротора выступает электродвигатель, а поддержание ротора обеспечивается создаваемыми при этом магнитными полями и нагнетанием воздуха в зазор между ротором и статором.

Особенностью предложенного ТК является то, что в конструкции отсутствует турбинное колесо, использующее энергию отработавших газов ДВС, а вал в середине имеет конический участок. Конический подшипник обеспечивает компенсацию осевых усилий только в одном направлении, в то время как в ТК, использующих энергию отработавших газов ДВС, возможно появление осевых усилий в двух направлениях в связи с пульсацией газового потока.

В результате проведенного анализа можно сделать следующие основные выводы:

1. Применение бесконтактных опор с малыми потерями на трение в ТК систем наддува ДВС по-прежнему актуальном.

2. Несмотря на представленные конструкции ТК с бесконтактными опорами, публикаций по

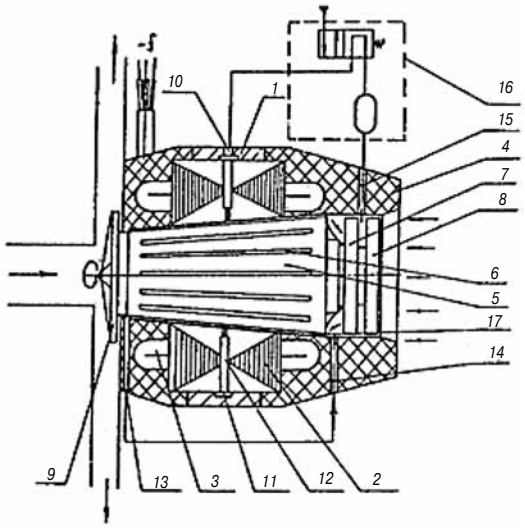

Рис. 8. Турбокомпрессор с газомагнитным коническим подшипником:

1 — корпус; *2* — статор; *3* — обмотка; *4* — нагнетающий аппарат; *5* — конический ротор; *6* — лыски; *7* — колесо для отвода газовой смазки; *8* — колесо для подачи газовой смазки; *9* — рабочее колесо компрессора; *10* — входное отверстие; *11* — кольцевая проточка; *12* — радиальные каналы; *13*, *14* — отверстия для отвода газовой смазки; *15* — отверстие для нагнетания газовой смазки; *16* — пневмопереключатель; *17* — антифрикционный слой

результатам исследований таких ТК, особенно в условиях эксплуатации, крайне мало. Существующие работы описывают результаты испытаний ТК с газодинамическими и газостатическими опорами.

3. Среди бесконтактных опор определенный интерес представляют газомагнитные подшипники, позволяющие улучшить эксплуатационные характеристики подшипниковых узлов. Такими характеристиками, в первую очередь, являются несущая способность и демпфирование колебаний. Несмотря на определенные перспективы газомагнитных опор, работ, выполненных в области их применения в ТК систем наддува ДВС, не найдено.

В настоящее время в Комсомольском-на-Амуре государственном техническом университете проводятся теоретические и экспериментальные исследования ТК с газомагнитными опорами для систем наддува ДВС. Разработана конструкция подшипникового узла ТК, позволяющая воспринимать радиальные и осевые усилия. Описание конструкции и результаты исследований будут приведены в последующих публикациях.

Литература

1. *Аболтин Э.В.* Развитие зарубежных автомобильных турбокомпрессоров: обзорная информация / Э.В. Аболтин, В.Е. Виняр, Л.К. Петров. — М. : НИИНАВТОПРОМ, 1986. — 41 с.

2. *Апанасенко А.И.* Тенденции развития турбокомпрессоров для нефтяной и газовой промышленности:

Обзорная информация / А.И. Апанасенко, Г.Н. Зиневич, Л.В. Черепов, В.С. Марциновский, В.А. Хорев. — М. : ЦИНТИХИМНЕФТЕМАШ, 1988. — 73 с.

3. *Аболтин Э.В.* Перспективные направления повышения технического уровня автомобильных турбокомпрессоров // Исслед., конструирование и расчет теплов. двигателей внутр. сгорания. — М., 1989. — С. 95—104.

4. *Ханк Г.* Турбодвигатели и компрессоры: справочное пособие / Г. Ханк, Лангкабель. — М. : Астрель, 2007. — 351 с. (первое издание в 1999 г.).

5. *Максимов Т.В.* Перспективы применения в турбокомпрессорах подшипников с газовой смазкой // Вестник Казанского технологического университета. — 2013. — Т. 16, № 5. — С. 171—175.

6. *Самсонов А.И.* Научные основы проектирования подшипников с газовой смазкой для судовых турбомашин: автореф. дис. ... докт. техн. наук / А.И. Самсонов. — Владивосток, 1997. — 31 с.

7. Турбокомпрессор на воздушных подшипниках: пат. 2948398 ФРГ: МПК F02C7/06 / Marx Anton; заявитель и патентообладатель SKF Kugellagerfabriken GmbH; заявл. 01.12.79; опубл. 04.06.81.

8. Автомобильные двигатели с турбонаддувом / Н.С. Ханин, Э.В. Аболтин, Б.Ф. Лямцев и др. — М. : Машиностроение, 1991. — 336 с.

9. Турбокомпрессор: пат. 2117772 Российская Федерация: МПК F01D25/24, F02C7/06 / Иванов В.А., Попов Л.А., Сухов А.И., Тепляшин В.А., Яковлев А.Я., Майбуров В.И.; заявитель и патентообладатель Государственное предприятие Конструкторское бюро химавтоматики, Предприятие по добыче, переработке и транспортировке газа «Севергазпром» (Российское акционерное общество «Газпром»). — № 96124557/06; заявл. 27.12.1996; опубл. 20.08.1998.

10. Турбокомпрессор с газостатической опорой: пат. 2118716 Российская Федерация МПК F04D29/04 / Иванов В.А., Попов Л.А., Сухов А.И., Тепляшин В.А., Яковлев А.Я., Майбуров В.И.; заявитель и патентообладатель Государственное предприятие Конструкторское бюро химавтоматики, Предприятие по добыче, переработке и транспортировке газа «Севергазпром» (Российское акционерное общество «Газпром»). — 97101708/06; заявл. 05.02.1997; опубл. 10.09.1998.

11. Подшипниковый узел турбокомпрессора: пат. 57-182644 Япония МКИ F16C32/04, F16C32/00 / Тамура Кан, Ниии Фуминао; заявитель и патентообладатель Айсин сэйки к.к. — 59-73624, заявл. 18.10.82, опубл. 25.04.84.

12. Турбомашина: пат. 2386048 Российская Федерация МПК F02C7/06 / Бозен Вернер (DE); заявитель и патентообладатель Атлас Копко Энергаз ГМБХ (DE). — 2008128375/06; заявл. 11.07.2008; опубл. 10.04.2010.

13. Турбокомпрессор: а. с. 1746069 СССР МПК F04D25/06 / Шнайдер А.Г., Пастернак В.Е., Фигман М.М., Кисель И.Г., Коченда Л.М.; заявитель и патентообладатель Научно-производственное объединение «Химтекстильмаш». — 4784019/06; заявл. 11.12.89; опубл. 07.07.92, бюл. № 25.

УДК 621.822.273

ЭКСПЕРИМЕНТАЛЬНАЯ ОЦЕНКА ХАРАКТЕРИСТИК УПОРНОГО ГИДРОДИНАМИЧЕСКОГО ПОДШИПНИКА С ПАРАЛЛЕЛЬНЫМИ ПОВЕРХНОСТЯМИ

С.В. Чернейко, асп.
Южно-Уральский государственный университет
А.М. Ципенюк, магистрант
Израильский Технологический Институт

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния лазерного текстурирования поверхности трения на коэффициент трения и толщину смазочного слоя упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями. Показан положительный эффект от текстурирования поверхности на примере сравнения характеристик упорных подшипников.

Обоснована необходимость создания адекватных математических моделей, методов, алгоритмов и программ расчета гидромеханических характеристик подшипников с лазерным текстурированием поверхностей. Это позволит обоснованно выбирать основные параметры текстурирования при проектировании конструкции упорных подшипников.





Развитие транспортного и энергетического машиностроения предполагает разработку роторных машин с большой производительностью и ресурсом работы. Основным узлом, определяющим надежность и эксплуатационные характеристики данного класса машин, является упорный узел, к которому предъявляются следующие требования: достаточная несущая способность, минимальное трение и изнашивание рабочих поверхностей в течение длительного ресурса.

Для повышения несущей способности упорных гидродинамических подшипников авторы работ [1–6] предлагают выполнять текстурирование поверхности подпятника. Известными видами текстурирования поверхности являются продольные и поперечные шероховатости, микроплощадки [1, 2], винтовые канавки [3] и микроямки [4, 5]. В работе [6] описаны преимущества применения лазера для выполнения текстурирования поверхности. В результате лазерного текстурирования на поверхности появляются микроямки с заданным диаметром, глубиной и плотностью их распределения. Фрагмент текстурированной поверхности трения представлен на рис. 1. Авторы выделяют основные преимущества данной технологии: высокая точность и скорость выполнения операций позволяют легко контролировать форму и размеры микроямок, а также реализовать заданную плотность их распределения на поверхности трибосопряжений.

Целью настоящей работы является экспериментальная оценка потенциальной возможности использования технологии лазерного текстурирования поверхности для повышения несущей способности упорных гидродинамических сегментных подшипников с параллельными поверхностями.

Экспериментальные исследования влияния лазерного текстурирования поверхности на статические характеристики упорного гидродинамического сегментного подшипника (УГСП) выполнена в лаборатории «Триботехника» из-

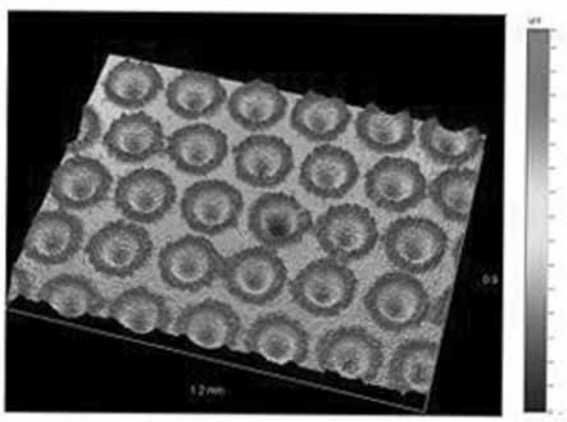

Рис. 1. Фрагмент поверхности с лазерным текстурированием

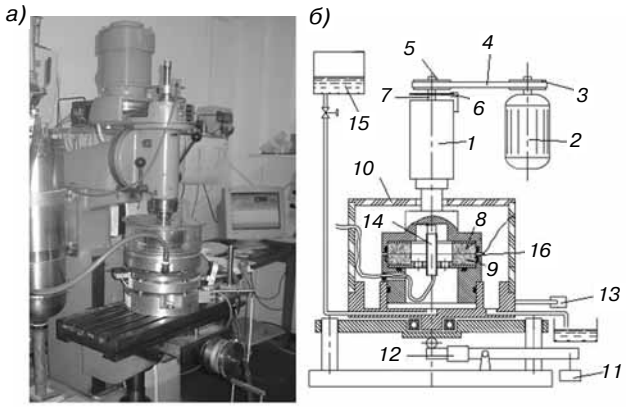

Рис. 2. Общий вид (*а*) и схема экспериментального комплекса (*б*)

раильского технологического института «Технион» (г. Хайфа). В работе в качестве смазочной жидкости использовалась вода.

Общий вид и схема экспериментального комплекса приведены на рис. 2, *а*, *б*. Основой установки является сверлильный станок (*1*). Вращение от электродвигателя (*2*) передается на вал (*7*) через клиноременную передачу (*3* — ведущий ролик, *4* — клиновой ремень, *5* — ведомый ролик). Подшипниковый узел состоит из пяты (*8*) и подпятника (*9*), поверхности которых параллельны. Пята вращается с заданной скоростью вместе с валом (*7*). Подпятник жестко зафиксирован в корпусе стенда. Для наблюдения за экспериментом стенки защитного корпуса (*10*) выполнены из оргстекла. Осевую нагрузку обеспечивает груз (*11*). На конце рычага с противоположной стороны от груза (*11*) установлен датчик для измерения усилия сжатия («Kraft Aufnehmer Typ C9B», HBM, Германия) (*12*), который позволяет контролировать прилагаемую нагрузку. Вода поступает в корпус упорного подшипника по трубопроводу из бака (*15*) и растекается по поверхности трения подпятника. Для измерения момента вязкого трения в эксперименте использовали датчик момента («Wagezelle Load Cell Typ Z8», HBM, Германия) (*14*). Датчик определения толщины смазочного слоя (воды) (*14*) и датчик определения скорости вращения ротора (*6*), установленные на стенде, выполнены по интеллектуальной вихретоковой системе (HBM, Германия). Основные преимущества данной системы: бесконтактный способ определения требуемых параметров; низкая погрешность измерений; на сигнал датчика практически не влияют влажность, давление и загрязненность окружающей газовой среды. Вихретоковая система (рис. 3) состоит из датчика и электронного блока. Датчик представляет собой металлический зонд с диэлектрическим наконечником (в который заключена катушка индуктивности). С помощью кабеля датчик подключается к электронному блоку. Электронный блок вырабатывает сигнал возбуждения катушки индуктивности датчика и осуществляет выделение информативного параметра. После обработки информации электронный блок создает электрический сигнал, прямо пропорциональный расстоянию от торца датчика до контролируемого объекта. Термопара ТХК (*16*), прилегающая к внешней кромке подпятника, позволяет контролировать температуру воды.

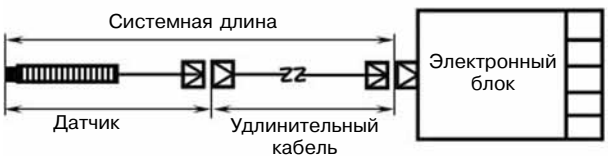

Рис. 3. Схема вихретоковой системы

Сигналы датчиков приходят на многоканальный контроллер BE 3200 (HBM, Германия), который позволяет усилить сигнал, получаемый от датчиков, и преобразовать его в цифровой. После обработки сигнал поступает на PCI-контроллер, установленный в ПК. PCI-контроллер вместе с многоканальным контроллером BE 3200 и датчиками образуют информационно-измерительную систему (ИИС) (рис. 4). Инструментом для автоматического сбора и обработки экспериментальных данных является программное обеспечение «Perception».

В табл. 1 представлены предел измерений и класс точности используемых в эксперименте датчиков. Все измеряемые величины изменяются по линейному закону $y = k \cdot x + b$. Для тарировки датчиков использовались измерительные приборы (микрометр настольный, тахометр, термометр, тарировочные грузы). Значение, измеренное на приборе, сравнивалось со значением, которое

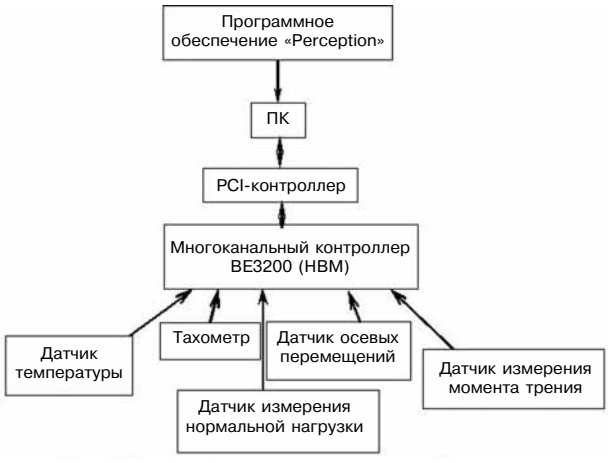

Рис. 4. Схема информационно-измерительной системы

определяет датчик, и если требовалась корректировка, изменялись коэффициенты k и b.

Таблица 1

Технические характеристики датчиков

Вид датчика/название	Предел измерений	Класс точности
Датчик измерения усилия сжатия / Kraft Aufnehmer Typ C9B	50Н–50 кН	0,5
Датчик измерения крутящего момента / Wagezelle Load Cell Typ Z8	5–1000 Нм	0,5
Датчик определения толщины смазочного слоя, HBM	0,1–2,1 мм	0,5
Датчик определения скорости вращения ротора, HBM	5–60 000 об/мин	0,5

Система смазки УГСП выполнена по замкнутой схеме и включает бак слива воды, электрический гидронасос, фильтр грубой очистки для предотвращения попадания мелкодисперсных инородных включений в смазочный слой подшипника, вентили, соединительные трубопроводы, бак подачи воды. Вода поступает в зону контакта из бака подачи воды, в котором установлен концевой выключатель. При заполнении бака поплавок замыкает концевой выключатель, и насос перестает перекачивать воду из бака «для слива воды».

Использованные в эксперименте пята и подпятники выполнены в виде дисков из карбида кремния (SiC), толщиной 10 мм, с наружным диаметром 85 мм и внутренним 40 мм. Подпятник разделен радиальными канавками на шесть сегментов, на поверхности которых нанесено лазерное текстурирование. Для определения влияния лазерного текстурирования поверхностей сегментов

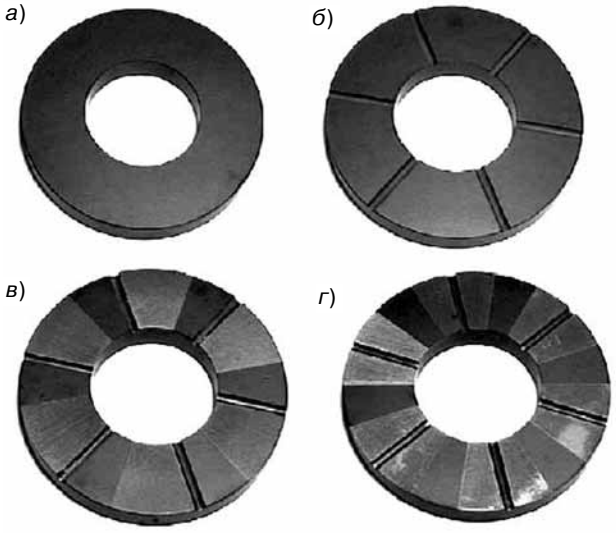

Рис. 5. Фотографии элементов УГСП:
а — пята; *б* — подпятник без лазерного текстурирования; *в* — подпятник с односторонним лазерным текстурированием; *г* — подпятник с двусторонним лазерным текстурированием

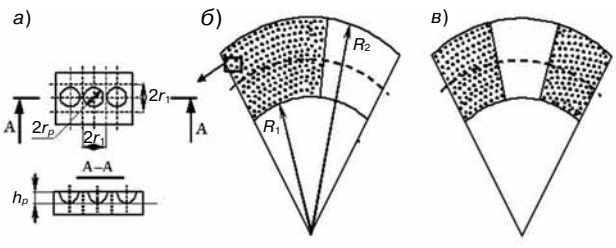

Рис. 6. Элемент и схема поверхности сегмента с лазерным текстурированием:
а — элемент поверхности с лазерным текстурированием; *б* — сегмент с «односторонним» лазерным текстурированием поверхности; *в* — сегмент с «двусторонним» лазерным текстурированием поверхности

подпятника на характеристики УГСП во всех испытаниях были использованы: одна пята (рис. 5, *а*) и три сегментных подпятника (без лазерного текстурирования поверхности (рис. 5, *б*); с «односторонним» текстурированием, когда обрабатывалась только одна часть поверхности сегментов со стороны входа в них по вращению пяты (рис. 5, *в*); с «двусторонним» текстурированием, при котором обрабатывались две части поверхности сегмента со стороны входа и выхода (рис. 5, *г*)). На фотографиях темная часть подпятника — необработанная, светлая — обработанная. Обрабатывали поверхности дисков с помощью пульсирующего лазера на алюмоиттриевом гранате, легированном неодимом, с частотой 5 кГц. Выбор параметров лазерного текстурирования в эксперименте основан на результатах параметрических исследований, представленных в работе [7].

После обработки параметры лазерного текстурирования подпятников (рис. 6, *а*) были измерены на электронном микроскопе Veeco «Wyko NT1100» и их значения приведены в табл. 2.

Таблица 2

Параметры обработки поверхности подпятника

Вид текстурирования	h_p, мкм	r_p, мкм	S_p	α, %
Одностороннее	6,3	34,5	0,68	74
Двустороннее	6,5	36,1	0,64	74

Здесь $S_p = \pi r_p^2 / 4kr_1^2$ — плотность распределения ямок, где $k = r_2/r_1$ — соотношение размеров ячейки (рис. 6, *а*), α — часть текстурированной поверхности одного сегмента.

Установлено, что в процессе лазерного текстурирования вокруг ямок образуются выпуклости высотой около 2 мкм (рис. 1). После полировки данные выпуклости были удалены, а замеренная на профилометре «Surftest» (Mitutoyo, Japan) шероховатость поверхности подпятников $R_a = 0{,}04$ мкм. Исходная шероховатость поверх-

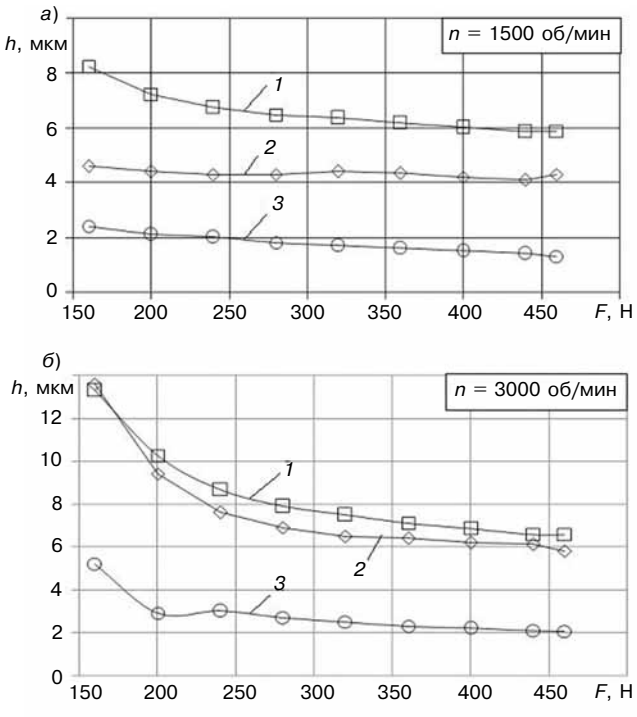

Рис. 7. Зависимость толщины смазочного слоя от нагрузки

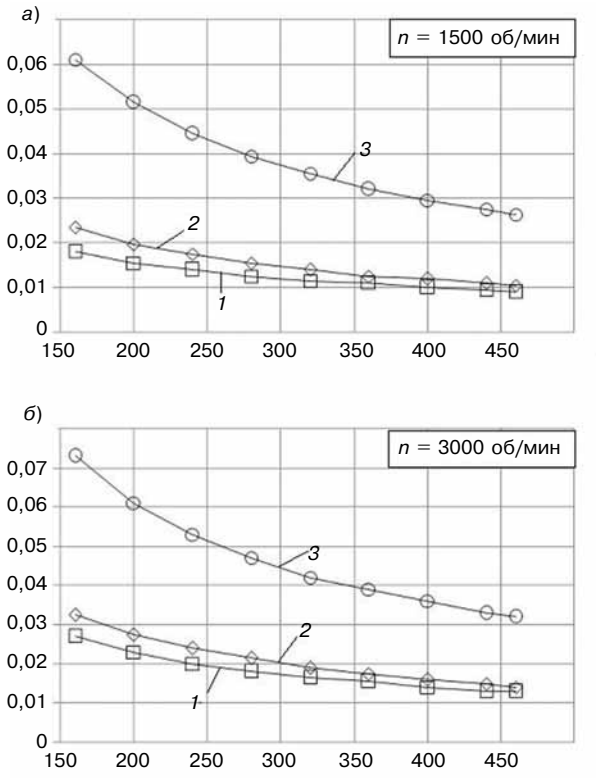

Рис. 8. Зависимость коэффициента вязкого трения от нагрузки

ностей пяты и нетекстурированного подпятника R_a = 0,03 мкм. Для корректности сравнения характеристик УГСП с текстурированными и нетекстурированными поверхностями подпятников шероховатость необработанного подпятника была доведена до значения R_a = 0,04 мкм.

Во время эксперимента осевая нагрузка F увеличивалась с шагом 40 Н от 160 Н до 460 Н, время одного шага 60 секунд. Нижний и верхний предел нагрузки ограничивался возможностями экспериментальной установки. На каждом шаге нагружения фиксировалась толщина смазочного слоя, мкм, момент вязкого трения $M_{тр}$, Н·м и температура воды, °С. Эксперимент проводился при двух скоростях вращения ротора: 1500 и 3000 об/мин.

На рис. 7 и 8 представлены зависимости толщины смазочного слоя h и коэффициент вязкого трения $f_{тр}$ от нагрузки F и скорости вращения ротора n для трех видов обработки поверхности подпятника. На этих рисунках обозначены:

1 — подпятник с «односторонним» лазерным текстурированием поверхностей сегментов (рис. 6, *б*);

2 — подпятник с «двусторонним» лазерным текстурированием поверхностей сегментов (рис. 6, *в*);

3 — подпятник без лазерного текстурирования поверхности.

Как видно из рис. 7, УГСП с текстурированными поверхностями подпятников работают во всем диапазоне нагрузок при больших толщинах смазочного слоя, чем УГСП с нетекстурированной поверхностью подпятника. При максимальной нагрузке 460 Н и скорости 1500 об/мин толщины смазочного слоя составляют для подпятников: *1* — 5,9 мкм; *2* — 4,3 мкм; *3* — 1,4 мкм. Таким образом, толщина смазочного слоя с «односторонним» текстурированием поверхности подпятника в 4 раза выше, чем у нетекстурированного. Это соотношение сохраняется для всего диапазона нагрузок. Подшипник с «двусторонним» текстурированием поверхности подпятника имеет меньшую толщину смазочного слоя, чем с «односторонним» текстурированием, при этом сохраняет значительное преимущество по сравнению с нетекстурированным подпятником. При скорости 3000 об/мин наблюдается повышение толщины смазочного слоя для всех испытанных подшипников. Значение толщины смазочного слоя подшипника с «двусторонним» текстурированием подпятника приближается к значениям h при «одностороннем» текстурировании поверхности, причем толщины смазочного слоя по-прежнему примерно в 3 раза выше, чем у нетекстурированного подпятника. Увеличение толщины смазочного слоя возникает из-за повышения несущей способности в упорных подшипниках вследствие нанесения на поверхности сегментов подпятника лазерного текстурирования [1—6].

Зависимость коэффициента вязкого трения для УГСП с «односторонним», «двусторонним» тек-

стурированием поверхности подпятников и нетекстурированным подпятником показаны на рис. 8. Коэффициенты трения у УГСП с текстурированными подпятниками (кривые *1* и *2*) отличаются незначительно, но при этом коэффициент трения для УГСП с «двусторонним» текстурированием подпятника (кривая *2*) выше. Коэффициент трения у нетекстурированного подпятника (кривая *3*) значительно выше по сравнению с текстурированными подпятниками. При 1500 об/мин и самой высокой нагрузке 460 Н, коэффициент трения для нетекстурированного подпятника равен 0,026, а для текстурированных подпятников коэффициент трения не превышает значение 0,01. Аналогичная ситуация наблюдается при нагрузке 160 Н: коэффициенты вязкого трения для УГСП с нетекстурированным подпятником равен 0,06, а для УГСП с текстурированными подпятниками не превышает значение 0,02. Таким образом, значения коэффициента трения нетекстурированного подпятника в 2,5–3 раз выше, чем соответствующие значения для УГСП с частичным текстурированием поверхности подпятника. Похожие результаты были получены при скорости 3000 об/мин. Коэффициент вязкого трения с увеличением скорости возрастает на 18 % для текстурированных подпятников и на 10 % — для нетекстурированного подпятника.

Проведенные экспериментальные исследования подтвердили перспективность использования технологии лазерного текстурирования поверхностей трибосопряжений для улучшения гидромеханических характеристик упорных подшипников.

Упорные подшипники с односторонней обработкой можно использовать в машинах с однонаправленным движением ротора, а в случае двухсторонней обработки — в реверсивных опорах и при этом несущая способность снижается не более чем на 10 %, в то время как при использовании в реверсивных опорах подпятников с известными типами сегментов (сегмент в виде наклонной поверхности, сегмент в виде ступеньки Релея) несущая способность упорных подшипников падает примерно в 2 раза [8].

Причиной повышения несущей способности упорного гидродинамического подшипника (рис. 7) является выполнение лазерного текстурирования в виде микроямок на поверхности сегментов подпятника. В результате созданного микрорельефа поверхности в смазочном слое образуются микроклинья [4–7], совместное действие последних дает положительный эффект по созданию несущей способности [7].

Важно отметить, что при одной и той же нагрузке у упорного подшипника с лазерным текстурированием поверхности сегментов подпятника по сравнению с упорным подшипником, у которого поверхности сегментов подпятника необработанны, кроме увеличения толщины смазочного слоя происходит снижение коэффициента вязкого трения (см. рис. 7, 8). Предположительно, снижение коэффициента вязкого трения происходит из-за уменьшения касательных напряжений в смазочном слое [9].

Результаты, полученные в данной работе, показали необходимость создания адекватных математических моделей, методов, алгоритмов и программ расчета гидромеханических характеристик УГСП с лазерным текстурированием поверхностей сегментов. Это позволит обоснованно выбирать основные параметры текстурирования при проектировании конструкции УГСП с параллельными поверхностями.

Представленная работа выполнялась при поддержке Федеральной целевой программы «Научные и научно-педагогические кадры инновационной России на 2009–2013 годы», Российского фонда фундаментальных исследований (проект НК-13-08-00875\13) и государственного задания Минобрнауки РФ (проект № 2012044 — ГЗ 05).

Литература

1. *Lo S.W.* Lubricant permeation from micro oil pits under intimate contact condition / S.W. Lo, T.C. Horng // Trans ASME, Journal of Tribology. — 1999. — Vol. 121(10). — P. 633–638.

2. *Woloszynski T.* Evaluation of numerical methods for the analysis of hydrodynamic bearings / T. Woloszynski, P. Podsiadlo, Gwidon W. Stachowiak // 5th World Tribology Congress 2013. — 8 — 13 sep. 2013. — Turin: 2013.

3. *Muijderman E. A.* Spiral Groove Bearing: Doc. thesis. — New York. — 1964.

4. *Kovalchenko A.* The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic/ A. Kovalchenko, O. Ajayi, A. Erdemir, G. Fenske, I. Etsion // Trib. Trans. — 2004. — Vol. 47. — P. 299–305.

5. *Oshima Y.* CFD investigation of hydrodynamic lubrication on textured surface — effects of interaction between dimples / Y. Oshima, R. Tsuboi, S. Sasaki // 40th Leeds-Lyon Symposium on Tribology and Tribochemistry Forum 2013. — 4–6 sep. 2013. — Lyon: 2013. — P. 35/203

6. *Wang X.* The lubrication effect of micro-pits on parallel sliding faces of SiC in water / X. Wang, K. Kato, K. Adachi// Trib. Trans. — 2002. — Vol. 45 (3). — P. 294–301.

7. *Brizmer V.* A Laser Surface Textured Parallel Thrust Bearing / V. Brizmer, Y. Kligerman, I. Etsion // Trib. Trans. — 2003. — Vol. 46 (3). — P. 397–403.

8. *Орлов П.И.* Основы конструирования: справочно-методическое пособие. В 3-х кн. / П.И. Орлов. — Кн. 2. — 2-е изд., перераб. и доп. — М . : Машиностроение, 1977. — 574 с.

9. *Shinkarenko A.* Theoretical analysis of surface-textured elastomer sleeve in lubricated rotary sliding / A. Shinkarenko, Y. Kligerman, I. Etsion // Trib. Trans. — 2010. — Vol. 53. — P. 376–385.

УДК 621.785

ОБРАБОТКА ПУЛЬСИРУЮЩИМ ГАЗОВЫМ ПОТОКОМ ВЫСОКОПРОЧНЫХ И ПРУЖИННЫХ СТАЛЕЙ

Д.А. Иванов, доц., О.Н. Засухин, зав. лаб.
Балтийский государственный технический университет ВОЕНМЕХ им. Д.Ф. Устинова

Рассматриваются вопросы повышения ударной вязкости высокопрочной конструкционной стали методом обработки дозвуковым низкочастотным пульсирующим газовым потоком с дополнительным ударным воздействием стальных пустотелых шариков.

Результаты механических испытаний показали, что обдув с ударным воздействием колеблющихся в газовом потоке пустотелых стальных шариков способствует развитию отпускных процессов в закаленном изделии и повышению его надежности.

Успешно апробирован метод для повышения упругих свойств стальных витых пружин. Сравнительные исследования показали, что в результате обработки увеличение релаксационной стойкости пружин сжатия составило 20 %, пружин растяжения — 50 %, торсионных пружин — в 2,6 раз.

В качестве высокопрочных нашли промышленное применение легированные конструкционные улучшаемые стали, в том числе такие как сталь 40Х.

Высокопрочное состояние достигается закалкой на мартенсит, а уменьшение хрупкости и частичное снятие остаточных закалочных напряжений — отпуском при температуре 200–250 °С продолжительностью 1,5–2 часа. В процессе эксплуатации изделия, подвергнутые термической обработке на высокопрочное состояние, испытывают не только статические, но и динамические нагрузки. Актуальной является задача повышения ударной вязкости высокопрочной конструкционной стали при сохранении высоких значений показателей твердости и прочности.

Для решения данной задачи представляется целесообразным использовать обработку дозвуковым низкочастотным пульсирующим газовым потоком (газоимпульсную обработку) как недорогое, экологически чистое средство воздействия на структуру, напряженное состояние и механические свойства металлических изделий [1–6].

Было проведено исследование влияния газоимпульсной обработки с дополнительным ударным воздействием стальных пустотелых шариков на





структуру и свойства стандартно закаленных образцов из стали 40Х. Длина рабочей части образцов составляла 55 мм, ширина — 4 мм, толщина — 2 мм.

Вдоль плоской поверхности образца размещались пустотелые стальные шарики, в одном случае диаметром 2,4 мм, а в другом — 3,2 мм. Затем образцы устанавливались на выходе из резонатора газоимпульсной установки плоскостью с шариками навстречу газовому потоку. Обдув осуществлялся пульсирующим воздушным потоком частотой 1130 Гц и звуковым давлением 120 дБ в течение 15 минут, процесс сопровождался колебаниями стальных шариков возле поверхности образцов и упругим ударным взаимодействием с ней.

Общий принцип газоимпульсной обработки с дополнительным ударным воздействием стальных пустотелых шариков следующий: вблизи поверхности металлического изделия размещают пустотелые стальные шарики, которые, колеблясь в газовом потоке с частотой, сопоставимой с пульсациями давления самого потока, упруго взаимодействуют с поверхностью изделия, передавая последнему свою кинетическую энергию и вызывая в нем распространение (в дополнение к плоским) сферических механических волн, оказывающих дополнительное влияние на микроструктуру и свойства металла.

Принципиальным отличием метода от дробеструйной обработки является отсутствие макропластической деформации поверхности изделия, что делает данную технологию пригодной для обработки тонкостенных изделий и изделий с высокой чистотой поверхности.

Сферические волны возбуждаются точечным источником, представляющим собой колеблющееся тело, размеры которого малы по сравнению

с расстоянием до рассматриваемых точек среды и наиболее просто их возбудить с помощью небольшой пульсирующей сферы.

При распространении сферической волны ее волновые поверхности представляют собой систему концентрических сфер.

Интенсивность сферической волны убывает обратно пропорционально квадрату расстояния от источника. При этом наибольшему воздействию подвергаются поверхностные слои металлического изделия. На значительном расстоянии от источника сферическую волну можно рассматривать как плоскую.

Поскольку сферические волны в нашем случае генерируются большим количеством источников, происходит наложение волн, что усиливает их воздействие на дислокационную структуру металлического материала.

Результаты механических испытаний показали, что наибольшая ударная вязкость закаленных стальных образцов наблюдается в случае применения шариков диаметром 2,4 мм, несколько ниже — при использовании более крупных шариков диаметром 3,2 мм и еще несколько ниже в случае газоимпульсной обработки без использования шариков. У закаленного образца, не подвергавшегося газоимпульсной обработке, при динамическом воздействии наблюдалось хрупкое разрушение с фрагментацией на три части.

На фотографии (рис. 1) приведены изломы закаленных образцов из стали 40Х после испытания на динамический изгиб без газоимпульсной обработки, и после нее с дополнительным ударным воздействием колеблющимися в пульсирующем воздушном потоке стальными пустотелыми шариками диаметром 2,4 мм.

Во втором случае по структуре излома заметно, что разрушению предшествовала пластическая деформация, более значительная, чем обычно наблюдается у образцов, подвергнутых не только закалке, но и последующему низкому отпуску. Значение твердости исследуемых образцов составляло 54 единицы HRC. После газоимпульсной обработки с ударным воздействием стальными пустотелыми шариками диаметром 2,4 мм значение твердости снизилось до 51 единицы HRC. Потеря твердости в среднем на 3 единицы HRC означает протекание отпускных процессов, более интенсивное, чем при обычной газоимпульсной обработке закаленных стальных образцов [4, 6].



Рис. 1. Сталь 40Х. Изломы образцов после испытания на динамический изгиб:
а — закалка; *б* — закалка и последующая газоимпульсная обработка с дополнительным воздействием колеблющимися в пульсирующем воздушном потоке стальными пустотелыми шариками диаметром 2,4 мм

Таким образом, обдув с дополнительным ударным воздействием пустотелыми стальными шариками диаметром 2,4 мм в большей степени способствует развитию отпускных процессов в закаленном изделии и повышению его надежности, по сравнению с обдувом без использования шариков при одинаковой продолжительности процесса (около 15 мин).

В случае газоимпульсной обработки изделий, обладающих значительной поверхностью, шарики размещаются в несколько рядов.

Основываясь на приведенных данных можно сделать вывод о достаточной эффективности использования вышеописанной обработки как дополнения к стандартной закалке деталей машин из легированных среднеуглеродистых сталей, термообрабатываемых на высокопрочное состояние.

В технике широко применяются стальные пружины, изготовленные из патентированной холоднотянутой стальной проволоки (СТ 65, 65Г, 70, У8, У10) диаметром 0,15–6 мм. Пружины после холодной навивки подвергают отпуску 210–320 °С для снятия остаточных напряжений, повышения предела упругости и релаксационной стойкости. Пружины должны обладать высоким сопротивлением релаксации напряжений и стойкостью к остаточной деформации при длительном упругом нагружении.

Повышение упругих свойств стальных витых пружин также достигается обработкой пульсирующим газовым потоком по предложенному методу. Для этого готовую стальную витую пружину растяжения или сжатия в упруго нагруженном состоянии существенно ниже значения предела упругости размещают на выходе из резонатора установки, создающей дозвуковой пульсирующий воздушный поток с частотой 1130–2100 Гц и звуковым давлением 120–140 дБ при комнатной температуре.

Так, стальные витые пружины растяжения и сжатия из сталей 70 и 65Г для лучшей релаксации остаточных напряжений размещали на выходе из резонатора установки, поперек потока и подвергали их обработке продолжительностью 10–15 минут.

Затем пружины, подвергнутые воздействию пульсирующего дозвукового воздушного потока, и не подвергавшиеся подобной обработке в течение более чем трех недель находились в

упруго нагруженном состоянии. Сравнительные испытания показали, что в результате обработки по заявляемому способу увеличение релаксационной стойкости пружин сжатия составило около 20 %, а пружин растяжения — 50 %.

Аналогичные исследования были проведены для оценки влияния газоимпульсной обработки на релаксационную стойкость торсионных пружин.

Торсионные витые пружины из стали марки 70 имели первоначальный угол 49°. Обработка пульсирующим дозвуковым воздушным потоком частотой порядка 1700 Гц и звуковым давлением порядка 130 дБ осуществлялась в течение 15 мин. Направление обдува было перпендикулярно плоскости изгиба пружины в процессе ее эксплуатации. В результате воздействия последующей упругой деформации до угла 90° в течение 4 недель, после снятия нагрузки у необработанной торсионной пружины угол изгиба составил 72°, у обработанной — 58°, т. е. остаточная деформация необработанной пружины — 23°, а у обработанной — 9° (в 2,6 раза меньше). Влияние пульсирующего дозвукового воздушного потока на релаксационную стойкость стальных витых пружин представлена в таблице.

Влияние пульсирующего дозвукового воздушного потока на релаксационную стойкость витых пружин

Вид пружины	Материал пружины	Остаточная деформация пружины	
		необработанной	обработанной
Растяжение	Сталь 65Г	3 мм	2,5 мм
Сжатие	Сталь 70	1 мм	0,5 мм
Торсионная	Сталь 70	23°	9°

Процесс уменьшения остаточных растягивающих напряжений на поверхности металлических изделий можно интенсифицировать путем увеличения скорости натекающего на изделие газового потока без существенного изменения амплитудно-частотных характеристик. В ходе исследования было изменено расположение обдуваемой пружины растяжения, ранее размещавшейся на выходе из успокоительной камеры установки, с помещением ее на кольцевое щелевое сопло вблизи рассекателя веерной струи, получив не менее чем трехкратное увеличение скорости воздушного потока, натекающего на изделие. В результате продолжительность газоимпульсной обработки, необходимой для повышения упругих свойств пружинного изделия, уменьшилась с 10–15, до 5 мин.

Таким образом, воздействие пульсирующего дозвукового воздушного потока способствует релаксации остаточных напряжений в пружинах, а также оказывает благоприятное для упругих свойств воздействие на подвижность дислокаций, что в результате приводит к повышению упругих свойств стальных витых пружин.

Литература

1. *Иванов Д.А.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных сталей путем импульсного воздействия при отпускном охлаждении // Двигателестроение. — 2005. — № 4. — С. 30–32.

2. *Иванов Д.А.* Повышение конструктивной прочности материалов за счет воздействия пульсирующих дозвуковых низкочастотных газовых потоков. — СПбГУСЭ, 2008. — 123 с.

3. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Газоимпульсная обработка машиностроительных материалов без предварительного нагрева // Двигателестроение. — 2010. — № 2. — С. 20–22.

4. *Иванов Д.А., Засухин О.Н.* Повышение конструктивной прочности машиностроительных материалов в результате сочетания термической и газоимпульсной обработки // Двигателестроение. — 2012 — № 3. — С. 12–15.

5. *Булычев А.В., Иванов Д.А.* Воздействие газоимпульсной обработки на структуру, свойства и напряженное состояние металлических изделий // Технология металлов. — 2013. — № 11. — С. 30–33.

6. Пат. 2506320 С1 Российская Федерация, (51) МПК C21D 1/78. Способ термической обработки конструкционных сталей на высокопрочное состояние / Иванов Д.А., Засухин О.Н., заявитель и патентообладатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования Балтийский государственный технический университет «ВОЕНМЕХ» им. Д.Ф. Устинова. — №. 2012125788/02, заявл. 20.06.2012, опубл. 10.02.2014, Бюл. №4. — 3 с.

УДК 621.43.068

ОСОБЕННОСТИ ВОССТАНОВЛЕНИЯ ИЗНОШЕННЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ СЕРПЕНТИНОВЫМИ ТРИБОСОСТАВАМИ

А.В. Дунаев., к.т.н.,
ГНУ ГОСНИТИ Россельхозакадемии

Приводятся данные о механизме образования и структуре антифрикционных покрытий, образованных на поверхностях деталей ДВС, восстановленных при помощи серпентиновых трибосоставов. Отмечается повышенное водообразование и выброс с ОГ воды как фактор, сопровождающий РВС-процесс при восстановлении деталей сильно изношенных ДВС.

Более 30 лет в России, а позже в других промышленных странах Европы и Азии успешно развивается технология безразборного ремонта изношенных сопряжений трения самых различных агрегатов двигателей и технологического оборудования [1]. При этом наиболее широко используются высокодисперсные порошки разновидностей минерала серпентина: антигорит, хризотил, лизардит 1Т. Они описываются общей формулой $Mg_6[Si_4O_{10}](OH)_8$, но идентифицируются рентгенофазовым анализом различно, библиотека спектров ICDD показывает присутствие до 12 минералов. Однако наши исследования 19 образцов серпентиновых порошков изготовленных в Санкт-Петербурге, Пермской области и в Грузии на дифрактометре XRD 6000 Японской фирмы «Shimadsy» с библиотекой спектров ICDD минерала антигорита не выявили.

К 2010 г. в РФ с использованием технологии безразборного ремонта обработано до миллиона агрегатов, в основном ДВС легковых автомобилей, а также дизелей тепловозов, судов, в том числе разных агрегатов трансмиссии и гидрооборудования. Аналогичные технологии применяются в военной сфере США, странах НАТО. В Японии восстановительный ремонт проводят 30 автотехцентров, аналогично — в Финляндии, а в Китае имеется госпрограмма обслуживания железнодорожного транспорта с применением этой технологии. Минеральные ремонтно-восстановительные составы (РВС) или геомодификаторы трения (ГМТ), кроме 20 фирм России, производят на Украине, в Японии (2 вида: Fe-Do и Автоминерал), в Германии и Швеции. Имеются и другие трибосоставы, в том числе разработанные в США.

ГМТ, а в последние годы наноалмазные трибосоставы, создают на поверхностях трения антифрикционное противоизносное покрытие, изменяющее условия трения и являются эффективным средством снижения трения и износа, заметно повышают ресурс и работоспособность изношенной техники.

Некоторые производители масел подвергают технологию применения трибосоставов обструкции как недомыслие. Но эти составы, работая не с маслом, а с поверхностями трения, постепенно завоевывают доверие владельцев техники и работают как обособленные, так и в составе масел. Некоторые разработчики масел, например ВНИИ НП, уже признают полезность ГМТ. Концерн ХАДО с 2000 г. выпускал масло ХАДО с серпентиновой добавкой и возможно без рекламы это делают и другие зарубежные фирмы. После 10-летних испытаний Харбинская фирма закупила концентрат Красноярского наноалмазного трибосостава КАРАТ-5 на 5 тыс. т моторного масла.

ГМТ создают антифрикционное покрытие толщиной до 15 мкм. При высокой олеофильности даже такое тонкое покрытие существенно уменьшает силы трения, уплотняет сопряжения, снижает расход ГСМ, выброс вредных веществ в ОГ бензиновых и дизельных двигателей, продлевает ресурс моторного масла.

РВС-обработка, как можно предположить, создает на поверхностях трения аморфное углеводородное покрытие (рис. 1, 2). Его поверхность содержит до 90 % углерода, электросопротивление в трибосопряжении увеличивается до сотен кОм, на самом покрытии 10–300 Ом/см и оно сгорает от воздействия электрического тока. Эффект РВС-обработки проявляется через час после введения состава и продолжает наращиваться в эксплуатации даже после смены масла. Поверхность покрытия высокой чистоты и твердости прозрачно, под ним видны следы механической обработки. Цвета покрытия — желто-золотистый, золотисто-сиреневый, светло-серый.

Согласно рис. 1 на поверхности детали, т. е. в основании РВС-слоя преобладают химэлементы из состава стали, а ближе к поверхности слоя

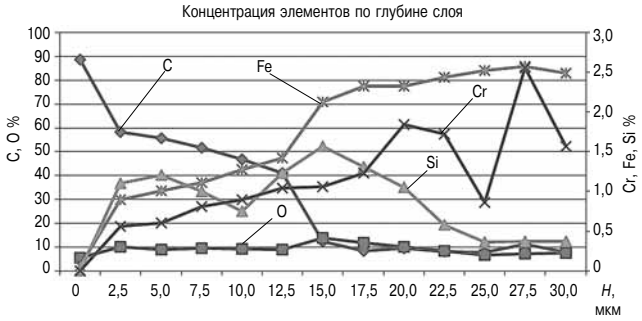

Рис. 1. Элементный состав РВС-слоя по глубине (данные НПТК СУПРОТЕК [2])

а)

б)

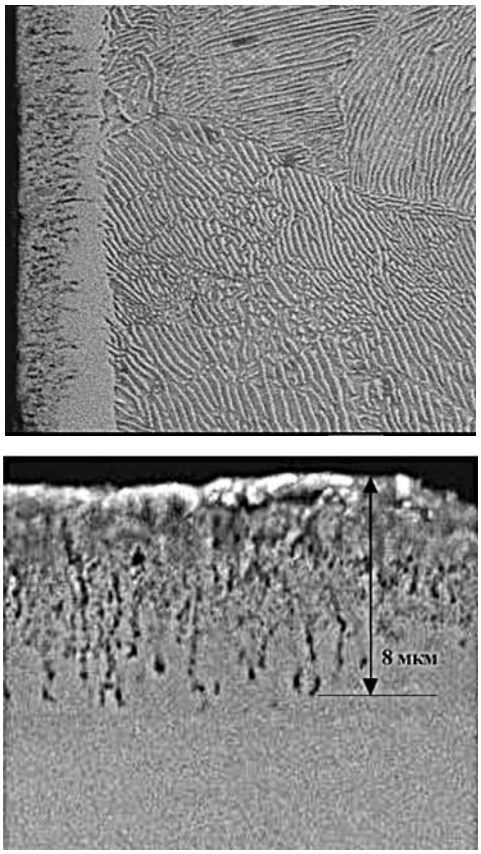

Рис. 2. Шлифы обработанных деталей РВС-составами;
а — гильзы цилиндра китайского тепловозного дизеля, после 150 тыс. км пробега и двукратной обработки АРТ-составами (РВС) (слева виден не металлокерамический слой) *б* — аналогичный шлиф детали, обработанной РВС от НПО «Руспромремонт»

состав меняется на элементы с преобладанием углерода. В рентгеновском растровом микроскопе «Camscan-4DV» РВС-слой резко отличается от основы, большая его часть пориста, имеются сглаженные участки. В спектре слоя микроанализатора «LINK» наблюдается повышенное содержание Ca, Al, поверхность слоя обогащена Si, Ca и Mg. РВС-слой обеспечивает повышение износостойкости сопряжений в 1,5–2 раза и снижение коррозионного изнашивания.

Исследования, результаты которых приведены в работе [2], подтверждают наличие пористой структуры РВС-слоя, содержащего цепочки сталагмитов, выросших «в областях рядом с границами зерен кристаллов», что обусловливает «ячеистое строение структуры начального участка первого смазочного слоя».

Авторы [2] полагают, что минеральный фундамент РВС-слоя имеет статистически регулярное ячеистое строение со стенками переменной высоты до 1 мкм, крайне высокую адгезию к поверхности. Испытания порошка серпентина в режиме практически сухого трения на ЧШМ-1 [2] показали значение коэффициента трения 0,6–0,8 без схватывания и задира трущихся поверхностей.

Исходя из строения пленки, исследованной ИК-спектрометром Cary-100 (Varian), и величины работы когезии авторы [2] окончательно идентифицируют РВС-покрытие как ячеистый минеральный скелет, прочно удерживающий сорбцией и капиллярными силами слой трибополимера, а «трибополимер перешит избытком радикальных фрагментов и заполнен смазочным материалом».

Авторы [2] утверждают также, что «тонкая прозрачная РВС-пленка, прочно связанная с дорожкой трения, олеофильна, полярнее минерального масла, не смывается растворителями, может быть удалена только механически и в смазочной среде обеспечивает коэффициент трения не более 0,10 (рис. 3).

РВС-процесс с серпентинами интенсивнее идет на поработавших маслах и целесообразен за

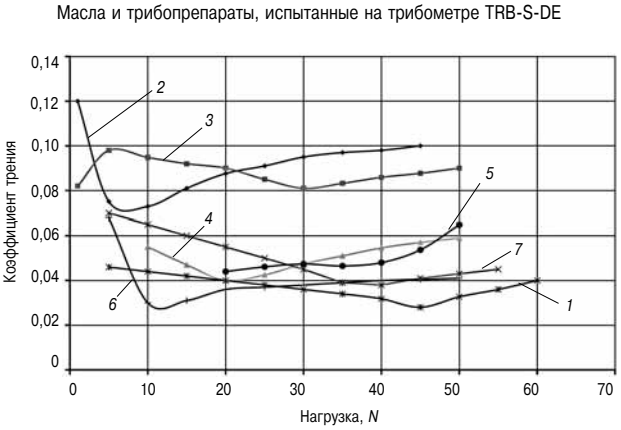

Рис. 3. Коэффициенты трения масла Мобил API SJ/SL SAE 5W-30 (*1*), масла М-10Г2К (ЗАО Роснефть) (*2*) и введенных в последнее трибопрепаратов:
3 — профилактического КАМП (ООО «Автостанкопром»); *4* — ремонтно-восстановительных серпентиновых ЦНТ (ООО «ЦНТ»); *5* — МС-20 (ГОСНИТИ и ООО «РИП»); *6* — «Сарановский» (ГНУ ГОСНИТИ и ГНУ ВИЭСХ); *7* — наноалмазного КАРАТ-5 (ООО «Реал-Дзержинск» и Красноярский НИИ химии и химической технологии)

50−100 моточасов до смены масла. Добавление в ГМТ сажи интенсифицирует процесс. Параметры низкого трения сохраняются и после смены масла до износа покрытия. Факторами интенсификации РВС-процесса являются высокое контактное давление и температура; в холодном масле процесс не интенсивен.

Установлено, что в начальный период РВС-обработки ДВС работает неустойчиво, из выпускной трубы может выделяться серо-грязный дым с паром, каплями и брызгами воды. Причины процесса повышенного водовыделения при РВС-обработке пока в деталях не изучены, хотя этот эффект наблюдается и в холод и в жару до 40 °С. Выявление причин повышенного водовыделения поможет понять физику РВС-процессов.

Известно, что при сгорании 1 кг бензина и дизельного топлива выделяется 1,3−1,35 кг воды, а при РВС-обработке водовыделение может достигнуть 1,5 кг воды/кг топлива.

Одна из возможных причин этого явления следует из представлений д.г.-м.н. В.В. Зуева о том, что «силикатные ММТ являются активными адсорбентами водорода, поэтому их использование в смазках является эффективным способом борьбы с водородным износом металлов в узлах трения» [3].

Подтверждением этой гипотезы являются следующие факторы:

➢ водовыделение отсутствует при использовании металлоплакирующих, органических и химически активных составов;

➢ водовыделение, как признак РВС-процесса, наблюдается при любой, даже очень жаркой погоде, в том числе на прогретом моторе, что отсутствует при обычном пуске ДВС, а после окончания обработки РВС — иногда продолжается несколько дней;

➢ вода интенсивно образуется, как правило, при первой РВС-обработке, при повторной (через неделю или месяц) РВС-обработке водовыделение отсутствует;

➢ вода интенсивно выделяется через 5−10 мин после начала обкатки и продолжается в течение 35−40 минут;

➢ в период активного водовыделения расход топлива снижается на 10−15 %, после него повышается, но остается меньше исходного на 5−8 %;

➢ наиболее интенсивный процесс водовыделения наблюдается у старого, изношенного ДВС;

➢ в бензиновых ДВС водовыделение активнее, чем в дизелях.

Повышенное водовыделение из выпускного тракта ДВС при РВС-обработке несомненно является качественным признаком работы серпентинов при первом их использовании. Интенсивность процесса снижается при наличии в выпускном тракте нейтрализаторов ОГ и турбокомпрессора.

Все же для более точного объяснения причин водовыделения, сопровождающего процесс образования РВС-покрытий необходимо проведение цикла специальных исследований с использованием не только серпентинов, но и других восстанавливающих составов. При этом в процесс испытаний ДВС необходимо учитывать их рабочий объем, объем масла, количество введенного минерала и диагностические параметры ЦПГ до и после обработки, расход топлива, состояние масла по капельной пробе, его расход на угар и другие доступные параметры.

Литература

1. *Дунаев А.В., Остриков В.В., Пустовой И.Ф.* Исследования ГОСНИТИ, ВНИИТиН и ООО «РИП» в области нетрадиционной триботехники. Труды ГОСНИТИ. Т.110. Ч. 1. — М., 2012. — С. 79−84.

2. *Любимов Д.Н., Долгополов К.Н. и др.* Структура смазочных слоев, формируемых при трении в присутствии присадок минеральных модификаторов трения // Трение и износ. — 2009. — № 5 (30). — С. 516−521.

3. *Зуев В.В.* Конституция, свойства минералов и строение земли (энергетические аспекты). — СПб. : Наука, 2005. — 400 с.

УДК 621.43.729.5; 621.43.036.17

СОВЕРШЕНСТВОВАНИЕ СИСТЕМЫ СМАЗКИ АВТОМОБИЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЕЙ

Г.И. Суранов, к.т.н., доц., А.А. Ворков, асп., В.С. Попов, инж.-механик, магистр
Ухтинский государственный технический университет

В целях оптимизации процессов подогрева–охлаждения моторного масла предлагается установка жидкостно-масляного радиатора в поддоне двигателя. Лабораторные и эксплуатационные испытания показали эффективность этого технического решения для предпускового разогрева и прогрева моторного масла после пуска зимой, и поддержания оптимальной температуры масла в процессе работы двигателя.

Температура моторных масел в процессе работы двигателей изменяется в широких пределах: от −40 °С и ниже в начале пуска-прогрева зимой до 120 °С и выше в летнее время. Отклонение температурного режима масла от оптимального (90–95 °С) приводит к его ускоренному окислению и снижению срока службы, интенсивному изнашиванию пар трения и отказам двигателя.

Моторное масло в поддоне двигателя охлаждается через стенки масляного поддона, а также в радиаторах, как правило, воздушно-масляных, которые лишь охлаждают масло, тогда как в зимнее время часто требуется его подогрев. Поскольку при пониженной температуре масла повышается его вязкость и потери мощности двигателя на трение, воздушно-масляные теплообменники отключают от системы смазки на зимний период эксплуатации двигателя (рис. 1).

Применяемые жидкостно-масляные радиаторы (ЖМР), в которых теплота отводится (или подводится) к маслу охлаждающей жидкостью из системы охлаждения двигателя, имеют следующие существенные преимущества по сравнению с воздушно-масляными радиаторами:

➢ обеспечивают ускоренный прогрев масла после пуска двигателя и поддерживают его оптимальную температуру, близкую к температуре охлаждающей жидкости без применения дополнительных терморегулирующих устройств;

➢ снижают аэродинамическое сопротивление жидкостного радиатора системы охлаждения двигателя вследствие снятия воздушно-масляного радиатора, обычно устанавливаемого перед жидкостным;

➢ снижают габариты и более компактную прокладку коммуникаций для подключения ЖМР на двигателе.

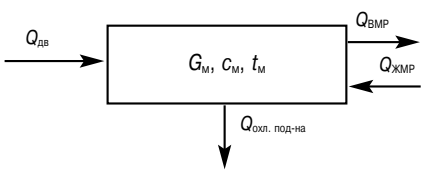

Рис. 1. Схема подвода и отвода теплоты *Q* к моторному маслу

Однако ЖМР являются довольно сложными по конструкции теплообменниками, выполненными в виде установленного в кожухе цилиндрического пучка гладких тонкостенных латунных трубок диаметром 6 мм в количестве 109–125 шт., спаянных с трубными досками. Охлаждающая жидкость движется по трубкам, наружная поверхность которых омывается охлаждаемым маслом, подаваемым в теплообменник под давлением. Поскольку ЖМР обычно устанавливается на блоке двигателя, то не обеспечивается предпусковой разогрев моторного масла в поддоне двигателя, что необходимо даже для маловязких загущенных масел в условиях экстремально низких температур зимой.

Эффективность ЖМР значительно повышается, если его конструктивно оформить в виде трубок большего диаметра, расположив их в масляном поддоне ниже уровня масла и подключив эту конструкцию к системе охлаждения двигателя [1]. Такая конструкция становится значительно проще и надежнее вследствие уменьшения количества трубок и их соединений, а при установке ЖМТ в поддоне освобождается поверхность двигателя. Интенсивное движение моторного масла в поддоне двигателя относительно трубок ЖМТ регулируют направление теплопередачи от охлаждающей жидкости маслу (или наоборот) и повышают эффективность теплообмена.

Размещение ЖМТ в поддоне повышает долговечность и безотказность двигателя в условиях холодного климата. Длительные лабораторные и производственные испытания трубчатых теплообменников, расположенных в поддоне двигателей СМД-14Б, А-41, А-01, ЯМЗ-238, ВАЗ, и предназначенных для предпускового разогрева масла, показали их высокую эффективность: давление масла в системе смазки появляется в

период прокручивания коленчатого вала и пуска двигателя при температуре воздуха до −40 °С, что предотвращает отказы подшипников коленчатого вала [1]. Скорость изнашивания двигателей, контролируемая спектральным анализом периодически отбираемых проб масла, снижается на 20−25 % [2].

Следует отметить, что установка ЖМТ в поддоне двигателя снижает скорость изнашивания деталей не только в период пуска-прогрева двигателя, но и в процессе последующей работы, охлаждая масло от максимально допускаемой температуры (120−130 °С) до оптимальной, равной температуре охлаждающей жидкости в процессе работы двигателя.

Размеры опытных теплообменников (поверхность теплообмена) обычно рассчитывали для обеспечения предпускового разогрева моторного масла в течение 0,5 ч от температуры −40 до +10 °С известными методами расчета теплообменных аппаратов.

На рис. 1 показано, что масло, нагреваемое в процессе работы двигателя, охлаждается в радиаторе $Q_р$ стенками масляного поддона $Q_п$ за счет обдува потоком воздуха при движении автомобиля или трактора, а также стенками блока двигателя, омываемыми охлаждающей жидкостью $Q_{ож}$

$$Q_м = Q_р + Q_п + Q_{ож}. \quad (1)$$

Наибольшее количество теплоты от масла отводится радиатором $Q_р$ и поддоном $Q_п$, поэтому у двигателей легковых автомобилей с малым объемом масла в поддоне часто масляные радиаторы отсутствуют. Величина $Q_п$ рассчитывается исходя из охлаждающей поверхности поддона, коэффициента теплопередачи от масла к воздуху и разности температур масла и наружного воздуха. Эффективность охлаждения масла через стенки поддона $Q_п$ значительно снижается, если поддон двигателя закрыт снизу защитными листами. Глубину охлаждения масла стенками блока двигателя и потоком воздуха, создаваемым вентилятором $Q_{ож}$, можно принять как незначительную.

Очевидно, для поддержания температуры масла в двигателе постоянной, жидкостно-масляный теплообменник должен отводить (подводить) столько теплоты $Q_р$, сколько теплоты $Q_м$ получает (теряет) масло при нагреве (охлаждении) на температуру Δt в процессе работы двигателя:

$$Q_м = Q_р, \text{ кДж/ч}. \quad (2)$$

Количество теплоты, переданное маслу, определяется скоростью нагрева:

$$Q_м = c \cdot G \cdot (t_м - t_в) / \tau, \text{ кДж/ч}, \quad (3)$$

где c — теплоемкость масла, кДж/(кГ·К); G — масса масла в системе смазки, кг; $\Delta t = t_м - t_в$ — изменение температуры масла от оптимальной, равной температуре охлаждающей жидкости $t_в$, до максимально допустимой $t_м$ на наиболее тяжелом режиме работы двигателя за время τ, ч; ($\Delta t/\tau$ — скорость нагрева масла при переходе на тяжелый режим работы двигателя).

Количество теплоты, отводимой от масла теплообменником,

$$Q_р = F \cdot k \cdot (t_м - t_в), \quad (4)$$

где $Q_р$ — количество отводимого от масла тепла, кДж/ч; F — площадь поверхности теплообменника, м^2; k — коэффициент теплопередачи от масла к охлаждающей жидкости, кДж/(м^2·ч·К); $t_м$, $t_в$ — максимальная температура масла и охлаждающей жидкости, К.

С учетом равенства (2), (3) и (4) и принимая изменение температуры масла Δt, равное изменению температуры между охлаждающей жидкостью и масла ($t_м - t_в$), поверхность водомасляного теплообменника можно определить из соотношения

$$F = \frac{c \cdot G}{k \cdot \tau}, \text{ м}^2. \quad (5)$$

Конструктивные особенности и размеры масляного поддона определяют диаметр трубок и размеры водомасляного теплообменника (ВМТ), установленного в поддоне двигателя.

Так, при c = 2,1 кДж/кГ·К; G = 5,52 кг; значении коэффициента теплопередачи от масла к охлаждающей жидкости, k = 836 кДж/м^2·ч·К, и изменении температуры масла от оптимальной до максимальной в течение 0,5 ч расчетная поверхность теплообменника для двигателя ГАЗ-69 составит 0,0277 м^2. Фактическая поверхность теплообменника с трубками диаметром 22 мм и длиной 493 мм составит 0,034 м^2.

Эффективность ВМТ двигателя ГАЗ-69 оценивали по изменению температуры воды в радиаторе, на входе и выходе из водомасляного теплообменника, температуры масла в поддоне и в фильтре грубой очистки масла (рис. 2).

Температуру воды и масла в процессе испытаний двигателя измеряли с помощью цифрового термометра ВМ1707 и датчиков DS18B20 с точностью до 0,125 °С.

Средняя скорость движения охлаждающей жидкости по водомасляному теплообменнику, измерялась счетчиком расхода воды марки СГВ и составила $\upsilon_{ср}$ = 3,4 л/мин.

После пуска двигатель прогревали на холостом ходу на различных режимах: без включения ВМТ, с включенным ВМТ (без термостата), а также с включенным ВМТ и установленным термостатом. Пример записи температуры при испытаниях двигателя показан на рис. 3. Полученные результаты сведены в табл. 1.

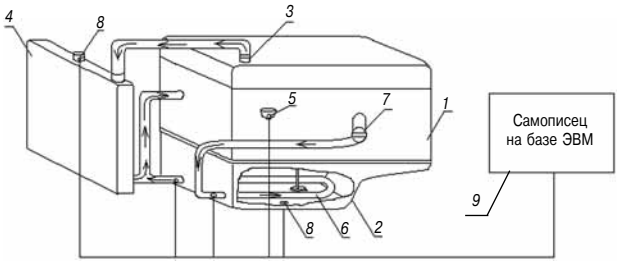

Рис. 2. Схема измерения температуры моторного масла и охлаждающей жидкости в процессе прогрева и работы двигателя:
1 — двигатель; *2* — картер двигателя; *3* — термостат; *4* — радиатор; *5* — фильтр грубой очистки масла; *6* — водомасляный теплообменник; *7* — счетчик воды; *8* — цифровые термометры; *9* — персональный компьютер и печатающее устройство

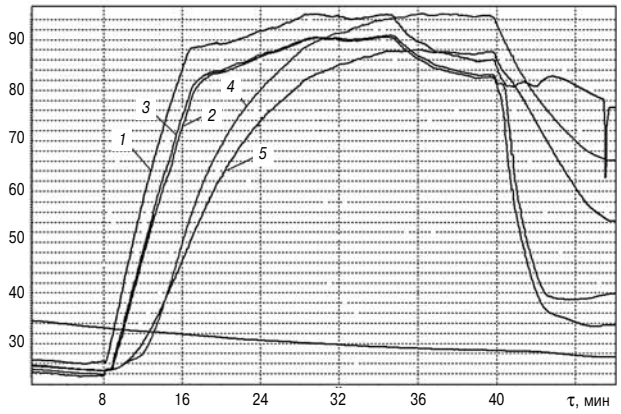

Рис. 3. Изменение температуры охлаждающей жидкости и моторного масла в процессе прогрева двигателя с водомасляным теплообменником:
1 — вода в радиаторе; *2* — вода на выходе ВМТ; *3* — вода на входе ВМТ; *4* — масло в фильтре; *5* — масло в поддоне

На графике видно, что в процессе работы двигателя температура масла в фильтре и поддоне поддерживается на уровне охлаждающей жидкости, что подтверждает эффективность применения водомасляного теплообменника.

Скорость прогрева масла значительно возрастает при использовании ВМТ, и до 24-й минуты работы двигателя температура воды на входе в ВМТ выше, чем на выходе, то есть теплообменник подогревает масло. После 24-й минуты температура воды на выходе из ВМТ больше чем на входе, то есть теплообменник охлаждает масло.

После остановки двигателя температуры воды и масла довольно быстро снижаются (даже при высокой температуре воздуха).

Эффективность жидкостно-масляного теплообменника в поддоне двигателя проверяли в условиях эксплуатации автомобиля ВАЗ, в стандартной комплектации которого масляный радиатор отсутствует (рис. 4). Температуру масла в поддоне измеряли переносным электронным термометром, датчик (термопара) которого установлен в сливной пробке поддона двигателя, а температуру охлаждающей жидкости (тосол) контролировали по показаниям штатного термометра на автомобиле.

Таблица 1

Температура охлаждающей жидкости и моторного масла (°С) в различных точках измерения

τ, мин	Моторное масло		Охлаждающая жидкость		
	в поддоне	в фильтре	ВМТ вход	ВМТ выход	в радиаторе
8	34,94/36,93	32,94/36,06	61,38	59,31	71,13
16	49,0/68,19	52,31/74,56	85,38	84,75	90
24	61,63/82,94	66,5/89,56	90,5	90,38	95
32	—/87,69	94,13	90,38	90,81	94,88
Числитель — без ВМТ, знаменатель — с ВМТ.					

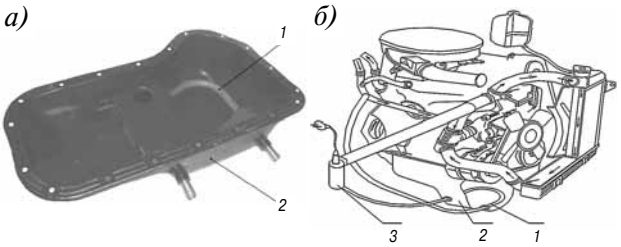

Рис. 4. Масляный поддон (*2*) с водомасляным теплообменником (*1*)(*а*) и схема включения его в систему охлаждения двигателя ВАЗ-2103 (*б*):
3 — электрический нагревательный элемент (ТЭН)

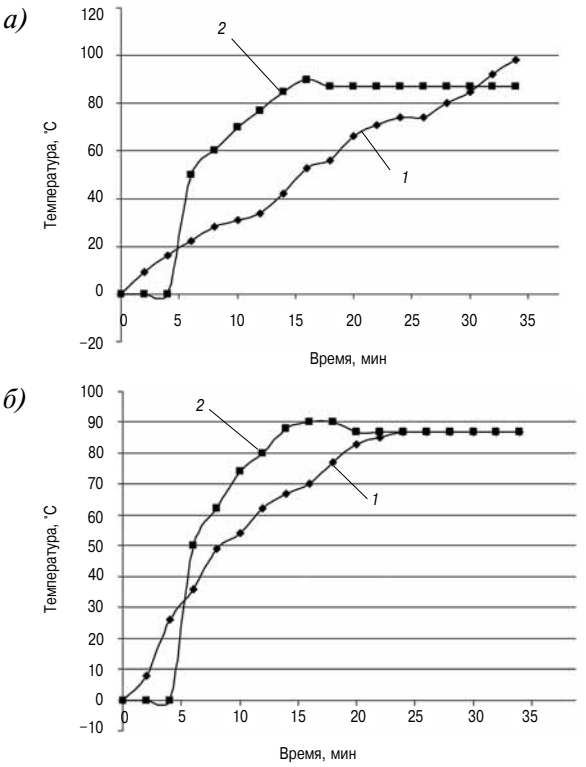

Рис. 5. Изменение температуры масла (*1*) и охлаждающей жидкости двигателя (*2*) без (*а*) и с жидкостно-масляным теплообменником в поддоне (*б*)

Таблица 2

Результаты спектрального анализа проб моторного масла, интенсивность излучения (имп./с, числитель), относительное содержание элементов (%, знаменатель)

Пробег до отбора пробы масла, км	Содержание элементов в пробе, имп./с						Фон / Σ
	Fe	Cr	Cu	Mn	Zn	Pb	
Свежее	421 1,014	60 0,144	9750 23,479	48 0,116	31247 75,247	—	4518 41526
Без ЖМТ, 7300	3288 5,908	56 0,101	10 206 18,337	76 0,137	40 398 72,582	1634 2,936	4370 55 658
ЖМТ включен, 7600	4358 7,977	38 0,070	9103 16,663	68 0,124	39 610 72,506	1454 2,661	3998 54631
ЖМТ включен, 9800	4780 8,493	67 0,119	9814 17,437	50 0,089	40 517 71,987	1056 1,876	4217 56284

На рис. 5 показано изменение температуры охлаждающей жидкости и моторного масла после пуска двигателя без теплообменника и с включенным теплообменником. Если после пуска двигателя при температуре воздуха (−1 °С) без теплообменника моторное масло прогревается до температуры охлаждающей жидкости за 30 минут и температура масла интенсивно увеличивается до 98 °С (рис. 5, *а*), то при более низкой температуре пуска двигателя (−5 °С) с теплообменником масло прогревается в течение 20 минут и его температура остается постоянной, равной температуре охлаждающей жидкости (87 °С) (рис. 5, *б*).

При движении автомобиля в городских условиях температура масла отличается от температуры охлаждающей жидкости всего на 1−2 °С.

В процессе испытаний из двигателя брали пробы моторного масла и контролировали рентгеноспектральным методом содержание основных элементов — индикаторов износа деталей. На первом этапе испытаний (7300 км пробега) двигатель работал без теплообменника, а затем с включенным теплообменником. Пробы масла брали до и после установки теплообменника.

Результаты анализа проб (табл. 2), показывают устойчивое снижение содержания свинца в пробах, взятых после включения теплообменника, что свидетельствует о благоприятном влиянии оптимальной температуры моторного масла на скорость изнашивания подшипников коленчатого вала.

Таким образом, проведенные испытания показали эффективность применения жидкостно-масляных радиаторов, установленных в поддоне двигателя.

Литература

1. *Суранов Г.И.* Водомасляные радиаторы в поддоне ДВС повышают эффективность системы смазки / Г.И. Суранов // Двигателестроение. — 1985. — № 3. — С. 19−20.

2. *Суранов Г.И.* Снижение износа деталей машин (монография) / Г.И. Суранов. УГТУ. — М., 1999. — 225 с.

3. *Суранов Г.И.* Методические вопросы рентгеноспектрального флуоресцентного определения микроэлементного состава масел и смазок / Г.И. Суранов, А.А. Латышев // Ремонт, восстановление, модернизация. — 2009. — № 8. — С. 30−34.

4. *Суранов Г.И.* Триботехника. Повышение долговечности транспортных двигателей: монография / Г.И. Суранов. — Ухта : УГТУ, 2011. — 335 с.

УДК 621.43

ПЕРСПЕКТИВНЫЕ СИСТЕМЫ ВПРЫСКА ТОПЛИВА ДЛЯ СНИЖЕНИЯ ВЫБРОСОВ NO_x СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ (материалы конгресса CIMAC 2013)

Для достижения перспективных экологических показателей дизелей необходима разработка комплексных технических решений. Важная роль при этом отводится системам впрыска топлива. Изучению влияния качества распыливания топлива на показатели рабочего процесса, в том числе на сажеобразование и выбросы NO_x, посвящен первый из докладов, представленных в настоящем обзоре. В докладе рассмотрена методика, позволяющая физически промоделировать влияние сверхвысокого давления впрыска на показатели вредных выбросов дизелей без реального воспроизведения такого давления. Проведенное исследование предусматривает также оптимизацию числа и диаметра сопловых отверстий при сверхвысоких давлениях впрыска.

Второй доклад посвящен результатам совместной работы фирм «Yanmar» и «Woodward» по созданию систем топливоподачи нового типа с электронным управлением. В отличие от известных систем «common rail», в предлагаемой системе используются обычная форсунка и обычный индивидуальный топливный насос высокого давления с электромагнитным управлением. Такое решение позволяет достаточно просто модернизировать существующие двигатели, не требует аккумулятора высокого давления (что является дополнительным фактором безопасности), и в значительной степени сохраняет преимущества, свойственные системам с электронным управлением.

Перевод докладов выполнен к.т.н. Г. Мельником

СОЗДАНИЕ СИСТЕМ ТОПЛИВОПОДАЧИ ДЛЯ ПЕРСПЕКТИВНЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Ryouta Minamino, Takao Kawabe, Hiroshi Omote, Shusuke Okada, YANMAR CO., LTD, Япония

Реферат

Последние достижения в области создания систем впрыска топлива высокого давления типа «common rail» создали предпосылки для значительного улучшения таких показателей двигателей как удельная мощность, расход топлива, содержание вредных выбросов в отработавших газах и т. п. В некоторых современных автомобильных дизелях и двигателях внедорожной техники давление впрыска достигает 3000 бар, но в основном подобные системы топливоподачи находятся пока в стадии проектирования и доводки. Особенности образования сажи и NO_x при столь высоких давлениях впрыска до сих пор являются предметом исследования. Одновременно изучаются вопросы оптимизации геометрических параметров (т. е. числа и диаметра отверстий) распылителя, предназначенного для столь высоких давлений впрыска. Для расчета выбросов применяются методы математического моделирования рабочего процесса, однако для этого необходим целый ряд констант, которые могут быть получены только в ходе натурных испытаний распылителей. В настоящем исследовании процессы образования сажи и NO_x при повышении давления впрыска оценивались с учетом результатов испытаний реальных двигателей. С повышением давления впрыска растет дальнобойность факела и повышается тонкость распыла топлива, причем эти процессы имеют нелинейный характер: чем больше растет давление, тем медленнее повышается тонкость распыла. Согласно большинству эмпирических моделей для оценки дальнобойности факела, последняя определяется, главным образом, разностью между давлением впрыска и текущим давлением в камере сгорания. Исходя из этого, в лабораторном эксперименте было решено поддерживать перепад давлений не за счет повышения давления впрыска, а за счет снижения давления в статической «бомбе». Для расчета дальнобойности факела использовалась формула Дента (1971) с вводом параметра «приведенного давления впрыска» («converted injection pressure»). Для экспериментальной проверки концепции приведенного давления впрыска применялись два различных двигателя. Один из них — дизель со свободным впуском, оборудованный системой топливоподачи common rail, использовался для построения расчетных моделей образования NO_x и сажи.

Для проверки разработанных моделей был использован двигатель с турбонаддувом, оборудованный системой common rail с давлением впрыска до 2000 бар. Испытания подтвердили адекватность разработанных моделей, что позволило выполнить расчет оптимальных параметров распылителя в зависимости от давления впрыска в области его высоких значений. Было установлено, что чем выше давление впрыска, тем больше должно быть число сопловых отверстий, и тем меньше должен быть их диаметр.

Введение

Внедрение топливных систем типа common rail позволило значительно улучшить основные показатели качества работы двигателя — удельную мощность, расход топлива, содержание вредных выбросов в отработавших газах и т. п.

Если говорить о показателях форсировки, то в среднеоборотных главных судовых двигателях среднее эффективное давление превышает 2,5 МПа, а максимальное давление в цилиндре порядка 23 МПа [1, 2].

В последнее десятилетие отмечается также быстрый рост максимального давления впрыска топлива (рис. 1). Уже сегодня этот показатель достиг таких значений, что появилась возможность выполнить требования IMO Tier 3 по выбросам NO_x только за счет применения метода рециркуляции отработавших газов (EGR) без увеличения при этом сажеобразования [3]. Максимальное давление впрыска в наиболее совершенных системах топливоподачи (СТП) может составить порядка 300 МПа. Данные, характеризующие влияние этого параметра на показатели выбросов автомобильных и внедорожных двигателей, можно найти, например, в [4]. Однако подобные системы впрыска пока еще находятся преимущественно в процессе создания.

Факел, формируемый при высоком давлении впрыска, позволяет существенно снизить скорость сажеобразования, что достигается, в основном, за счет двух факторов. Во-первых, более глубокое проникновение струи в полость камеры сгорания дает возможность использовать объем цилиндра более эффективно. Во-вторых, повышение качества распыла топлива способствует более интенсивному перемешиванию топлива и воздуха внутри самого факела. Исследования влияния обоих названных факторов ведутся, главным образом, на экспериментальных установках («бомбах») постоянного объема. Вместе с тем, давления и температуры в установках такого типа заметно отличаются от соответствующих условий в цилиндре двигателя.

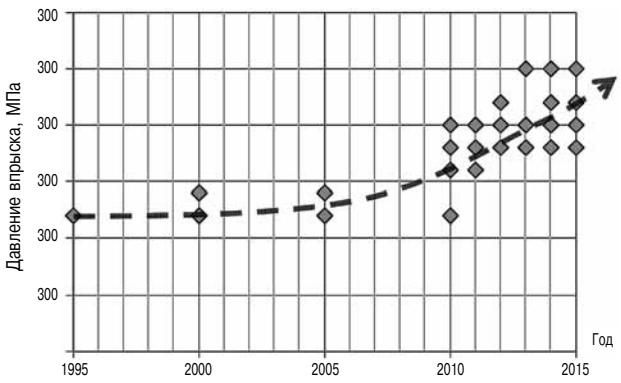

Рис. 1. Эволюция и прогноз изменения давления впрыска в состемах common rail

Одним из расчетных методов оценки образования сажи и NO_x является компьютерная имитация рабочего процесса с использованием гидродинамического моделирования (computational fluid dynamics — CFD) и моделей некоторых сопутствующих физических процессов. Однако для выполнения моделирования необходим целый ряд переменных, которые могут быть определены только по результатам натурного эксперимента.

Оценка влияния повышения давления в перспективных системах впрыска топлива

С повышением давления впрыска растет дальнобойность факела и повышается тонкость распыла топлива. Последняя зависимость имеет нелинейный характер: чем больше растет давление впрыска, тем медленнее повышается тонкость распыла. В настоящем исследовании дальнобойность факела принята в качестве основного критерия оптимизации процесса.

Дальнобойность факела определяется, главным образом, величиной избыточного давления впрыска, т. е. превышением давления впрыска над давлением в камере сгорания. Если предположить, что при одинаковом коэффициенте избытка воздуха дальнобойность факела зависит только от перепада давлений, то один и тот же уровень выбросов можно обеспечить как за счет повышения давления впрыска, так и за счет снижения давления газов в цилиндре.

Однако снижение давления в цилиндре при условии постоянства коэффициента избытка воздуха (λ) означает сокращение длительности впрыска. Одна из целей настоящей работы состоит в оценке минимального уровня высокого давления впрыска, при котором снижение давления в цилиндре для сохранения дальнобойности факела не требуется. Для этого вводится понятие «приведенного давления впрыска».

Для расчетов приведенного давления впрыска в настоящей работе использовалось уравнение Дента [5]. Согласно этому уравнению, в предположении, что газовая смесь обладает свойствами идеального газа, длина факела топлива в конце впрыска может быть выражена следующей простой формулой:

$$SP = C\left(\frac{p_{inj} - p_a}{p_a}\right)^{0,25}\left(d \cdot \frac{t_{deg}}{N}\right)^{0,5} = C \cdot (term1)^{0,25} \cdot (term2)^{0,5}, \quad (1)$$

где SP — длина факела топлива; C —постоянная; p_{inj} — давление впрыска; p_a —давление газов в цилиндре; d — диаметр соплового отверстия; t_{deg} — длительность впрыска; N —скорость двигателя.

В качестве параметра, характеризующего давление газов в цилиндре p_a, используется мак-

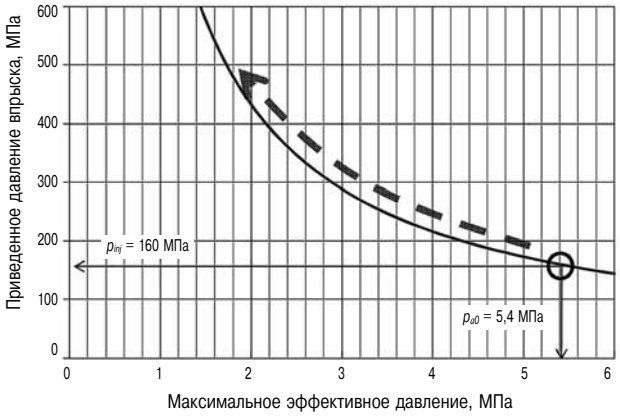

Рис. 2. Соотношение между максимальным эффективным давлением и приведенным давлением впрыска

симальное эффективное давление (эффективное давление в ВМТ), хотя фактически давление в цилиндре меняется по углу поворота коленчатого вала.

Рассматривая сочетание p_{inj} и p_a при одном и том же значении длины факела топлива, а также при одинаковых значениях d, t_{deg} и N, можно считать, что комплекс (*term* 1) в уравнении (1) в этом случае должен быть постоянным.

Если в качестве номинала принять давление p_{a0}, полученное при стандартных условиях работы двигателя, то с помощью p_{a0} текущее давление впрыска p_{inj} может быть преобразовано в приведенное давление впрыска p_c следующим образом:

$$\frac{p_{inj} - p_a}{p_a} = \frac{p_c - p_{a0}}{p_{a0}}; \qquad (2)$$

$$p_c = \frac{p_{inj} \cdot p_{a0}}{p_a}. \qquad (3)$$

Если принять p_{a0} равным 5,4 МПа, то приведенное давление впрыска (исходное значение 160 МПа) может быть вычислено как функция максимального эффективного давления p_a (рис. 2). Как следует из рисунка, для имитации давления впрыска свыше 300 МПа может использоваться система топливоподачи с максимальным давлением впрыска 160 МПа, если максимальное эффективное давление в цилиндре снижено и не превышает 3,0 МПа.

Технические характеристики двигателя и опытная установка

В данной работе использовались двигатели двух типов (табл. 1). Один из них — двигатель без наддува (далее обозначаемый как БНД) с системой common rail, развивающей максимальное давление впрыска 160 МПа; другой — двигатель с наддувом (далее обозначаемый как СНД) с системой common rail, развивающей максимальное давление

Таблица 1

Технические характеристики двигателя

	Двигатель 1	Двигатель 2
Тип двигателя	БНД	СНД
Число цилиндров	4	4
Диаметр цилиндра, мм	88	94
Ход поршня, мм	90	110
Максимальное давление впрыска, МПа	160	200
Скорость двигателя, об/мин	2000	2000
Максимальная мощность, кВт	35	80
Камера сгорания	С форкамерой	

впрыска 200 МПа. Камеры сгорания обоих двигателей одинаковы.

Двигатель БНД применяется только для получения исходных данных по динамике образования сажи и NO_x, которые затем используются для построения соответствующих моделей. Эксперимент продолжался на двигателе СНД для оценки корректности моделей образования сажи и NO_x при значениях рабочих параметров, не достижимых на двигателе БНД. Чтобы упростить оценку корректности моделей, измерения образования сажи и NO_x при различных значениях λ, давления впрыска и давления газа производились при фиксированном значении момента начала сгорания (рис. 3). Мониторинг и регистрация давления в цилиндре, а также расходов топлива и воздуха велись в режиме реального времени.

Схема экспериментальной установки показана на рис. 4. Расходы воздуха и топлива измеряются с помощью ламинарного и топливного расходомеров соответственно. В одном из цилиндров

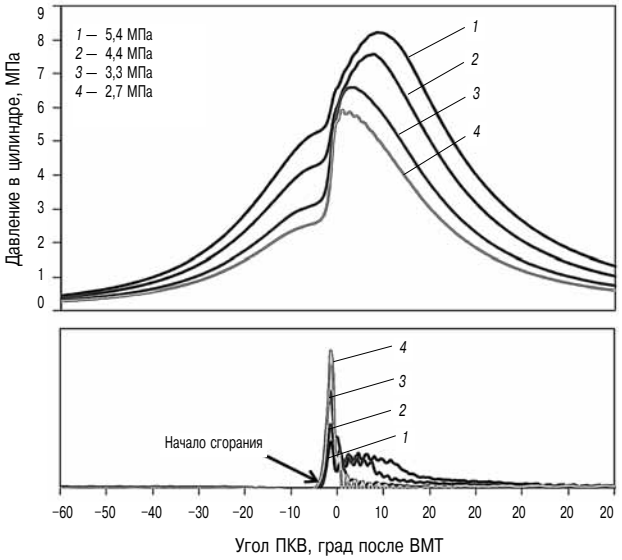

Рис. 3. Условия эксперимента (двигатель БНД, λ = 1,2; $p_{впр}$ = 80 МПа)

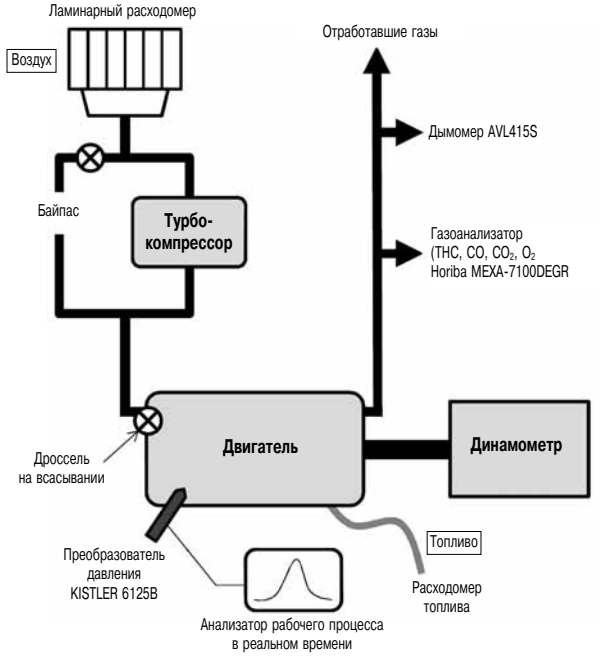

Рис. 4. Экспериментальная установка

установлен датчик KISTLER 6125B. Сигнал датчика поступает в анализатор рабочего процесса, где в режиме реального времени производится расчет и регистрация скорости тепловыделения.

Измерения дымности (сажеобразования) и выбросов NO_x производятся датчиками AVL 415S и MEXA-7100DEGR соответственно.

Подстройка максимального эффективного давления производилась с помощью дросселирования воздуха на впуске, перепускной заслонкой перед турбиной (в двигателе СНД) или настройкой турбокомпрессора. Подстройка расхода топлива производится с помощью органа управления динамометром. Эмулятор блока управления двигателем (ECU) используется для управления моментом начала впрыска, чтобы поддерживать постоянство момента начала сгорания.

Моделирование образования сажи и NO_x с помощью двигателя БНД

Измерение образования сажи и NO_x в двигателе БНД выполнялось при различных значениях перепада давления и величин коэффициента избытка воздуха (λ) для построения корректной модели сажеобразования и выделения NO_x. Значения варьируемых параметров приведены в табл. 2.

На рис. 5 приведены результаты измерения дымности (сажеобразования) в зависимости от давления впрыска топлива для каждого значения давления в цилиндре в конце такта сжатия (максимальное эффективное давление). Из приведенных данных следует, что чем ниже максимальное эффективное давление, тем меньше сажеобразование, и эта закономерность сохраняется при

Таблица 2

Условия эксперимента для построения моделей

λ	1,0 1,2 1,4 4,6 2,4 3,2
Максимальное эффективное давление, МПа	5,4 4,4 3,4 2,7
Давление впрыска, МПа	25 40 80 120 160

любом давлении впрыска топлива. В приведенном эксперименте увеличение перепада давления достигалось не за счет повышения давления впрыска, а за счет снижения максимального эффективного давления.

На рис. 6 показана зависимость дымности от приведенного давления впрыска топлива, для которого в качестве номинала выбрано максимальное эффективное давление при отсутствии дросселирования (5,4 МПа). Количество топлива и длительность впрыска не влияют на корреляцию между сажеобразованием и приведенным давлением впрыска.

Кроме того, было установлено, что при каждом значении λ имеет место явно выраженная корреляция между приведенным давлением впрыска и дымлением (рис. 7).

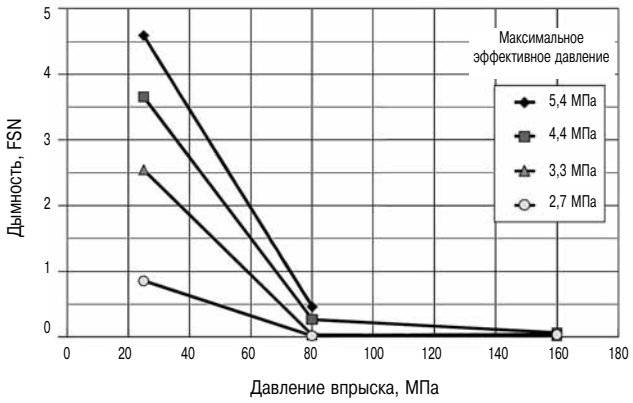

Рис. 5. Соотношение между давлением впрыска и сажеобразованием при λ = 1,6

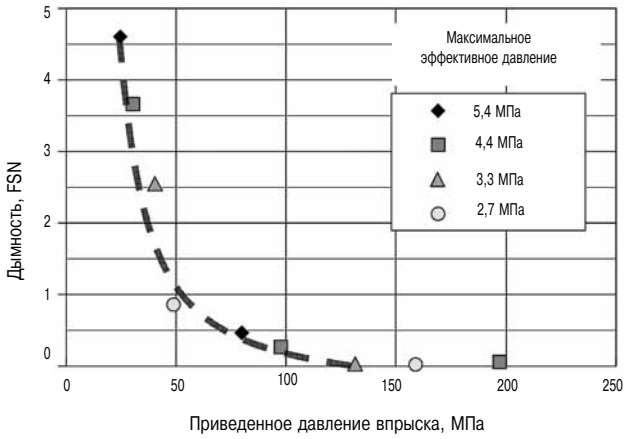

Рис. 6. Соотношение между приведенным давлением впрыска и сажеобразованием при λ = 1,6

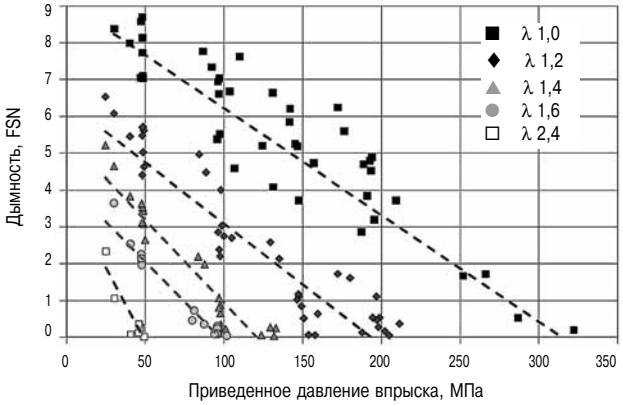

Рис. 7. Соотношение между приведенным давлением впрыска и сажеобразованием

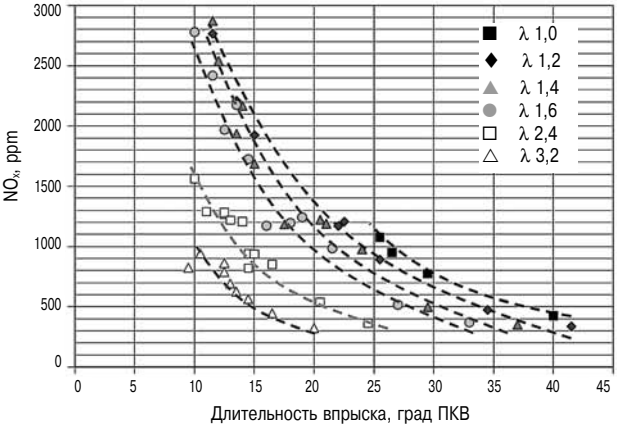

Рис. 9. Зависмость концентрации NO_x от длительности впрыска топлива при различных λ

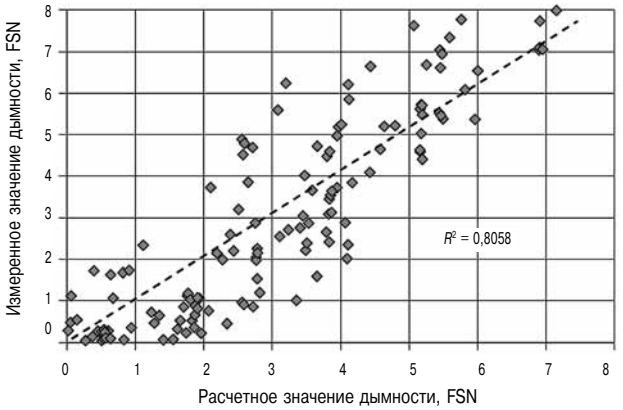

Рис. 8. Соотношение расчетных и измеренных значений дымности

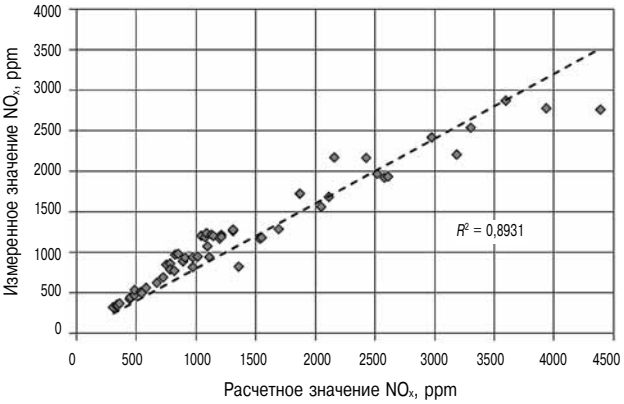

Рис. 10. Соотношение расчетных и измеренных значений выбросов NO_x

Из результатов эксперимента следует, что сажеобразование может быть рассчитано как функция λ и давления впрыска, при этом коэффициент смешанной корреляции между результатами измерений и расчетными величинами в рассматриваемой простой модели равен $R^2 = 0,81$ (рис. 8).

Как видно из рис. 9, образование NO_x хорошо коррелирует с длительностью впрыска топлива при различных значениях λ и не зависит от количества топлива и давления впрыска. Это значит, что образование NO_x может быть рассчитано как функция λ и давления впрыска. Значение коэффициента смешанной корреляции между измеренными и расчетными величинами NO_x в данном случае составляет $R^2 = 0,89$ (рис. 10).

Оценка корректности модели для расчета дымности и NO_x на двигателе СНД

Для оценки корректности моделей образования сажи и NO_x использовались результаты испытаний двигателя с наддувом (СНД).

Значения варьируемых параметров двигателя приведены в табл. 3. При этом диапазон рабочих режимов двигателя СНД для оценки моделей образования сажи и NO_x выходил за пределы диапазона режимов работы двигателя БНД.

Результаты эксперимента, приведенные на рис. 11 и 12 демонстрируют приемлемую сходимость с расчетными значениями вредных выбросов (FSN и NO_x). На рис. 11 показано также соотношение между значением дымности и приведенным давлением впрыска, где в качестве эталона использовано максимальное эффективное давление при номинальной мощности (10 МПа).

Можно убедиться в том, что реальное сажеобразование (дымность) соответствует расчетному, хотя в зоне малых (менее 1,0) значений дымового числа фильтра FSN имеет место известная вариативность. Измеренные значения NO_x более строго соответствуют расчетным значениям.

Таблица 3

Условия эксперимента для оценки моделей

λ	1,4
Максимальное эффективное давление, МПа	4,3 5,0 5,4 *6,0 7,0 8,0*
Давление впрыска, МПа	80 120 160 *200*

Примечание: подчеркнуты значения, выходящие за пределы диапазона двигателя БНД.

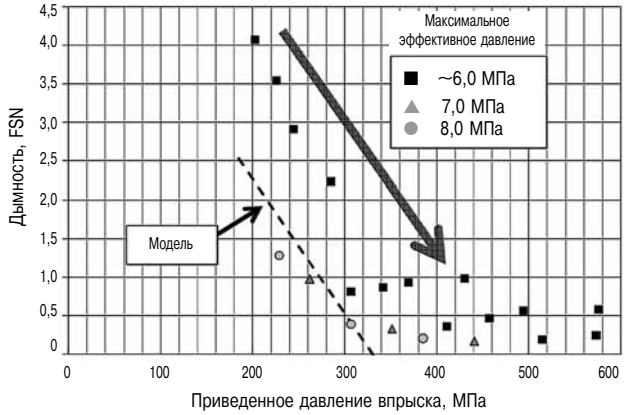

Рис. 11. Зависимость дымности от приведенного эффективного давления впрыска топлива при различных режимах, включая высокие нагрузки

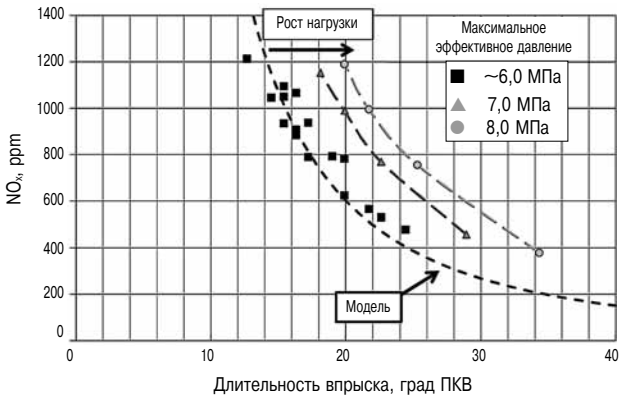

Рис. 12. Зависимость образования NO_x от длительности впрыска топлива при различных режимах, включая высокие нагрузки

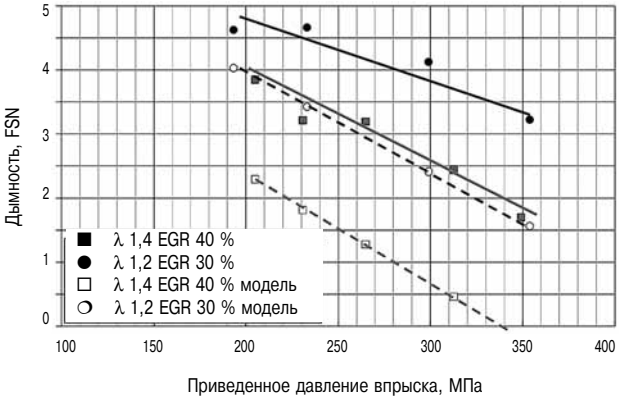

Рис. 13. Соотношение между приведенным эффективным давлением и сажеобразованием в судовом двигателе с EGR (скорость поршня − 9,2 м/с)

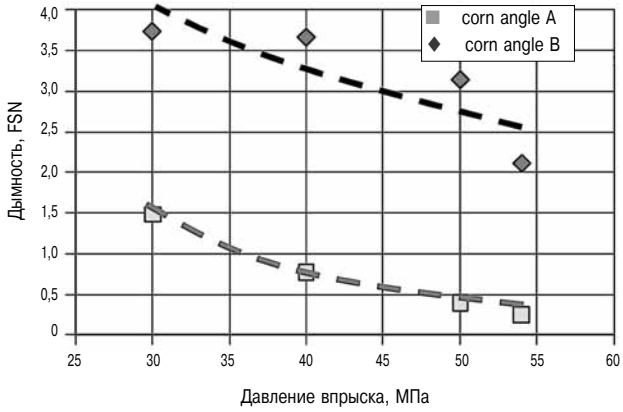

Рис. 14. Влияние параметра corn angle на сажеобразование

При повышении нагрузки выбросы NO_x остаются примерно на постоянном уровне, несмотря на увеличение длительности впрыска (рис. 12). Вероятная причина этого результата состоит в том, что повышение нагрузки сопровождается ростом температуры стенок цилиндра и, соответственно, температуры газов в камере сгорания, что увеличивает выбросы NO_x, тем самым компенсируя снижение NO_x, вызванное увеличением длительности впрыска. Тем не менее, относительные изменения выбросов NO_x при одной и той же нагрузке соответствуют расчетным значениям.

Что касается сажеобразования, то относительные изменения дымности соответствуют расчетным значениям даже при более высоких нагрузках.

Расчетная модель сажеобразования, разработанная для высокооборотного экспериментального дизеля была апробирована на среднеоборотном судовом двигателе с системой EGR, обеспечивающей снижение выбросов NO_x на 80−90 %, что необходимо для достижения требований IMO Tier 3. Как видно из результатов, приведенных на рис. 13, разработанная модель позволяет оценить только относительное изменение сажеобразования.

Во всех случаях имеется определенное расхождение между расчетными и экспериментально полученными значениями дымности в двигателе с EGR. Наиболее вероятной причиной такого расхождения является различие в углах отклонения осей отверстий распылителя от вертикали (так называемый «corn angle»). Влияние параметра «corn angle» на сажеобразование хорошо видно на рис. 14. Здесь «corn angle» А соответствует двигателю БНД, а «corn angle» В — двигателю СНД. Расхождение между абсолютными значениями дымности такое же, как и расхождение между реальными результатами в двигателе СНД с «corn angle» В и результатами моделирования с «corn angle» А. Учитывая идентичность геометрии камер сгорания в двигателях БНД и СНД, различие в значениях параметра «corn angle» следует считать, по крайней мере, одной из причин расхождения между измеренными значениями дымности в двигателях СНД и их расчетными значениями.

Оптимизация геометрии и размеров сопла распылителя для высоких давлений впрыска

Оптимизация размеров и геометрии сопла распылителя при увеличении давления впрыска осуществляется с учетом результатов эксперимента и расчета с использованием моделей образования сажи и NO_x.

Как следует из результатов моделирования выбросов NO_x, при увеличении давления впрыска при постоянном расходе топлива выбросы NO_x растут, поскольку длительность впрыска при этом уменьшается. Чтобы устранить влияние роста давления впрыска на выбросы NO_x, следует поддерживать длительность впрыска на постоянном уровне за счет снижения расхода топлива через сопловые отверстия. Для этого достаточно уменьшить суммарное проходное сечение этих отверстий.

Соотношение между давлением и длительностью впрыска и суммарным проходным сечением сопловых отверстий распылителя описывается уравнением Бернулли.

При этом расход топлива рассчитывается по уравнению:

$$Q = C' \cdot S \cdot \sqrt{p_{inj} - p_a} \cdot \frac{t_{deg}}{N}, \qquad (4)$$

где Q — расход топлива; C' — постоянная; S — суммарное эффективное проходное сечение сопловых отверстий.

Если длительность впрыска поддерживается постоянной при условии постоянства расхода топлива и скорости двигателя, то суммарное эффективное проходное сечение сопловых отверстий S при давлении p_{inj}, проходном сечении соплового отверстия S_0 и давлении впрыска p_{inj0} можно рассчитать по следующим уравнениям:

$$S \cdot \sqrt{p_{inj} - p_{a0}} = S_0 \cdot \sqrt{p_{inj0} - p_{a0}}, \qquad (5)$$

$$S = \sqrt{\frac{p_{inj0} - p_{a0}}{p_{inj} - p_{a0}}} \cdot S_0. \qquad (6)$$

С другой стороны, моделирование процесса сажеобразования показывает, что дымность может поддерживаться постоянной за счет поддержания постоянства длины топливного факела. Поэтому выбирать диаметр сопловых отверстий следует таким образом, чтобы длина факела топлива оставалась постоянной независимо от давления впрыска.

Для расчета диаметра сопловых отверстий при обеспечении постоянства длины факела топлива используется формула Дента (уравнение 1).

Если длина факела поддерживается постоянной за счет постоянства длительности впрыска и скорости двигателя, то суммарное проходное сечение сопловых отверстий d при давлении p_{inj} и известных значениях диаметра соплового отверстия d_0 и давления впрыска p_{inj0} можно рассчитать по следующим уравнениям:

$$\frac{p_{inj} - p_{a0}}{p_{a0}} \cdot d^2 = \frac{p_{inj0} - p_{a0}}{p_{a0}} \cdot d_0^2, \qquad (7)$$

$$d = \sqrt{\frac{p_{inj0} - p_{a0}}{p_{inj} - p_{a0}}} \cdot d_0. \qquad (8)$$

Отсюда находится оптимальное число сопловых отверстий:

$$n = \frac{S}{\frac{\pi d^2}{4}}. \qquad (9)$$

На рис. 15 показаны расчетные зависимости оптимальных параметров сопловых отверстий от давления впрыска применительно к существующему среднеоборотному дизелю с номинальной цилиндровой мощностью 420 кВт и максимальным эффективным давлением 12 МПа. В базовом варианте двигателя распылитель имеет девять отверстий диаметром 0,56 мм, при этом давление впрыска составляет 120 МПа.

Из приведенного расчетного анализа следует, что чем выше давление впрыска, тем больше должно быть число сопловых отверстий и тем меньше должен быть их диаметр. К тому же при повышении давления впрыска диапазон опти-

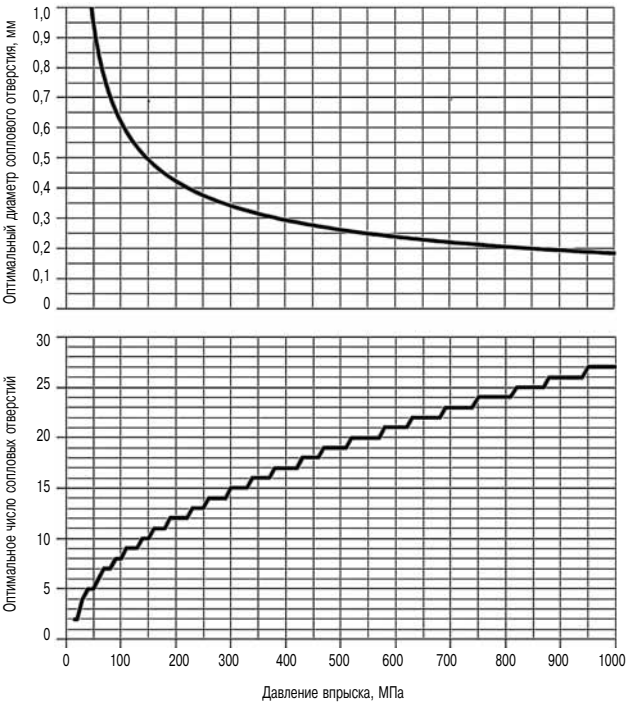

Рис. 15. Оптимальные размеры и число сопловых отверстий в зависимости от давления впрыска

мальных размеров сопловых отверстий уменьшается. Например, при давлении впрыска, равном 300 МПа, распылитель должен иметь 15 сопловых отверстий диаметром 0,35 мм.

При этом необходимо учитывать ограничения, налагаемые требованиями прочности и надежности системы топливоподачи. Например, число сопловых отверстий распылителя может быть ограничено минимально допустимой толщиной перемычки между отверстиями. Поэтому фактическое число сопловых отверстий может оказаться меньше оптимального.

Выводы

В рамках настоящей работы выполнена оценка влияния повышения давления впрыска топлива на выбросы сажи и NO_x на двигателе, оборудованном штатной системой впрыска.

Были получены следующие результаты:

➢ Разработана модель образования сажи и NO_x в двигателе со свободным впуском. Установлено, что сажеобразование является функцией приведенного давления впрыска, как это следует из уравнения для расчета дальнобойности факела топлива. Количество выбросов NO_x имеет надежную корреляцию с длительностью впрыска.

➢ На двигателе с наддувом выполнена оценка корректности модели выделения сажи и NO_x при рабочих параметрах, не достижимых на двигателе без наддува. Установлено, что выбросы NO_x соответствуют значениям, полученным при моделировании двигателя со свободным впуском. Однако за пределами исследованного диапазона рабочих режимов результаты моделирования демонстрируют лишь относительное изменение параметров FSN и NO_x. При этом на механизм сажеобразования значительно влияет параметр «corn angle».

➢ С использованием моделей сажеобразования и образования NO_x выполнен расчет оптимальных параметров распылителя в зависимости от давления впрыска в области высоких значений.

Литература

1. *Wolfgang B., Christian V., Guenter H., and Christian P.* The 32 bore engine program from MAN Diesel-SE The flexible adaption in terms of concept and layout in the propulsion and stationary market for Diesel- and Gas operations, CIMAC 2010, paper № 167.

2. *Georg T., Dirk T., Stephan S., Petar P., and Gunnar S.* Sailing towards IMO Tier 3 Exhaust Aftertreatment versus Engine-Internal Technologies for Medium Speed Diesel Engines, CIMAC 2010, paper № 274.

3. *Rom R., Maxim E., Horst H., Egon H., and Christian F.* Fuel injection strategies for heavy fuel medium speed engines to comply with future emission limits, CIMAC 2010, paper № 230.

4. *Yukihiro S., Katsuhiko T., Olaf Erik H., and Hermann Josef L.* 3000 bar common rail system, MTZ, Vol. 72, 01/2011, p. 4–8.

5. *J.C. Dent.* Here is an Easy way to Calculate Diesel Fuel Spray Penetration, Automotive Engineering, Vol. 79, № 5, 1971, p. 21–23.

СОЗДАНИЕ СРЕДНЕОБОРОТНЫХ ДИЗЕЛЕЙ С СИСТЕМОЙ ЭЛЕКТРОННОГО УПРАВЛЕНИЯ EUP

Keiichi Tsujimoto, Takashi Saeki, Kazuhiro Kitagawa, Yasuyuki Takahata, Yanmar CO.,LTD., Япония
Stefan Kiechle, Woodward GmbH, Германия

Реферат

Электронные системы управления широко используются на главных судовых двигателях японского гражданского флота для улучшения технико-экономических и экологических показателей. Фирма «Yanmar» разработала для четырехтактных среднеоборотных дизелей топливную систему, названную EUP (Electronic controlled Unit Pump), т. е. индивидуальный топливный насос с электронным управлением. Система EUP включает в себя плунжерный насос высокого давления, электромагнитный клапан, блок электронного управления (ECU) и датчики. В системе EUP давление впрыска определяется профилем топливного кулака, а регулирование углов начала и конца топливоподачи, а также объема циклового впрыска топлива осуществляется электромагнитным клапаном. Внедрение данной системы позволяет снизить расход топлива и выбросы NO_x (обеспечивая лучшее компромиссное соотношение), уменьшить дымление и повысить управляемость судна. Расход топлива удалось снизить за счет совершенствования рабочего процесса и оптимизации закона впрыска. Последнее, в сочетании с ограничением топливоподачи, позволило снизить дымность более чем на 50 % по сравнению с базовым двигателем.

Главный судовой двигатель должен отвечать одному из основных требований — надежности, особенно когда речь идет о единственном двигателе, работающем на единственный винт. В этом случае блок EUP и критически важные датчики дублируются. При отказе основного блока EUP или какого-либо из критически важных датчиков система переключается на соответствующие резервные компоненты. В разработанной системе форсунки и топливный насос высокого давления (ТНВД) обычного гидромеханического типа, поэтому модернизация системы топливоподачи путем установки внешних устройств EUP не представляет никаких проблем. Первый главный судовой двигатель с системой EUP был сдан в эксплуатацию в 2009 г. и проработал более 4000 часов. Следующим шагом фирмы «Yanmar» в этом направлении стала разработка EUP для вспомогательных судовых двигателей, работающих на тяжелом топливе.

В 2013 г. вступили в силу нормативы ИМО, устанавливающие предельно допустимые выбросы CO_2. На стадии проектирования судна стала обязательной оценка так называемого «кон-

структивного коэффициента энергоэффективности» EEDI (Energy Efficiency Design Index). Это способствует применению новых технологий в судостроении с разработкой новых форм обводов судна. Двигателестроение тоже вносит свой вклад в улучшение EEDI за счет применения систем утилизации тепла и снижения расхода топлива. Одним из наиболее перспективных направлений повышения EEDI фирма «Yanmar» считает использование системы EUP.

Введение

В последнее время вопросы экологии, в частности снижения выбросов NO_x, находятся в центре внимания специалистов и общественности. В 2011 г. вступили в силу нормативы IMO Tier 2 [1, 2]. Кроме того, выбросы CO_2 регулируются показателем EEDI (Energy Efficiency Design Index), введенным в действие в 2013 г. Показатель EEDI представляет собой количество выбросов CO_2 на одну тонно-милю работы судна. EEDI как один из обязательных технических показателей вновь проектируемых судов характеризует экономический потенциал судна. Значение EEDI, усредненное за последние 10 лет, планируется принять за линию отсчета. Эта линия определяется как функция дедвейта DWT (Dead Weight Tonnage) и зависит от типа судна.

Предусмотрено несколько уровней EEDI с последовательным ужесточением требований. На стадии «0» допустимый уровень выбросов совпадает с линией отсчета. На стадии «1» он устанавливается на 10 % ниже линии отсчета, и, наконец, на стадии «3» он должен быть снижен на 30 % относительно линии отсчета.

Для снижения выбросов NO_x и улучшение показателя EEDI «Yanmar» в 2003 г. приступила к испытаниям технологии EUP. В октябре 2009 г. данная система была установлена на главный двигатель цементовоза для опытной эксплуатации [3].

Всего в эксплуатации в настоящее время находятся четыре системы EUP.

Целевые характеристики разработки системы EUP

Помимо основных технических показателей, при разработке системы упор был сделан на ее надежность и удобство в обслуживании. Разработчики EUP поставили перед собой ряд задач, которые могут быть сгруппированы следующим образом:

Технико-экономические показатели:

➢ снижение расхода топлива на рабочих режимах, наиболее характерных для главных судовых двигателей;

➢ снижение выбросов NO_x (на 10–15 %);

➢ улучшение управляемости судна (включение муфты сцепления, экстренный реверс).

Повышение удобства эксплуатации:

➢ создание средств технического обслуживания;

➢ снижение эксплуатационных расходов.

Повышение надежности:

➢ упрощение системы;

➢ резервирование основных компонентов системы регулирования.

Функциональная гибкость системы:

➢ возможность установки в порядке модернизации двигателя;

➢ совместимость с тяжелыми топливами;

➢ возможность применения на вспомогательных дизелях.

Конфигурация системы

Основные компоненты системы EUP показаны на рис. 1. Для управления моментами начала и конца впрыска, а также цикловой подачей используется золотник электромагнитного клапана, встроенного в верхнюю часть ТНВД. При этом отпадает необходимость в таких элементах обычного топливного насоса, как регулирующий спиральный вырез плунжера, регулирующая втулка и рейка.

Управление началом и концом впрыска осуществляется по двумя параметрам: нагрузке и скорости двигателя с помощью соответствующих

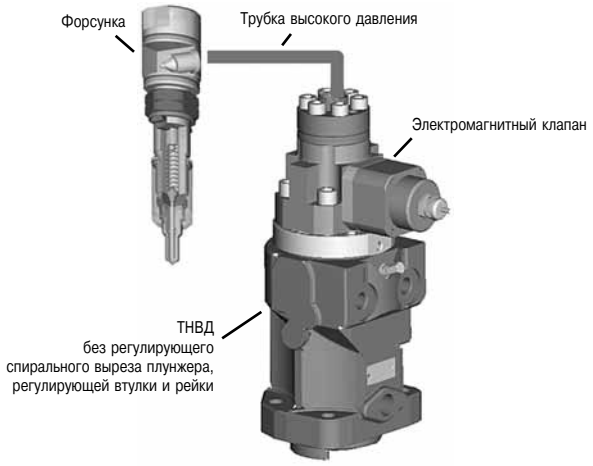

Рис. 1. Система топливоподачи с электронным управлением EUP

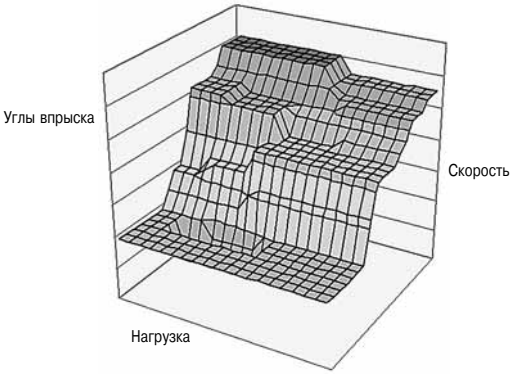

Рис. 2. Программирование углов впрыска

Таблица 1

Исходные технические характеристики двигателя

	EUP (ТНВД с электронным управлением)	CR (common rail)
Регулируемый параметр	Углы впрыска	Давление впрыска; углы впрыска; длительность впрыска
Давление впрыска	Создается плунжерным насосом каждого цилиндра. Зависит от профиля кулачка	Создается насосом высокого давления
Распылители, трубки высокого давления и общая компоновка	Многие элементы унаследованы от обычного двигателя ⇒Возможность установки в порядке модернизации двигателя	Только для CR

(программируемых) функциональных зависимостей (рис. 2). Поскольку привод электромагнитного клапана встроен в блок ECU (Engine Control Unit), клапан непосредственно управляется системой ECU. В рассматриваемой системе используются обычные трубки высокого давления. При этом система в отличие от common rail, не находится постоянно под высоким давлением. Все это способствует повышению надежности и ремонтопригодности системы. Основные отличия между системами EUP и CR (Common Rail) показаны в табл. 1.

Электронная система управления

На рис. 3 показана функциональная схема системы управления главного судового двигателя, работающего на единственный гребной винт. Расположение элементов системы управления на двигателе показано на рис. 4. Установка ECU непосредственно на двигателе позволяет максимально сократить длину коммуникаций и повысить помехоустойчивость. Кроме того, такая компоновка облегчает проведение заводской настройки, а также выполнение электрических соединений на месте установки. Резервирование

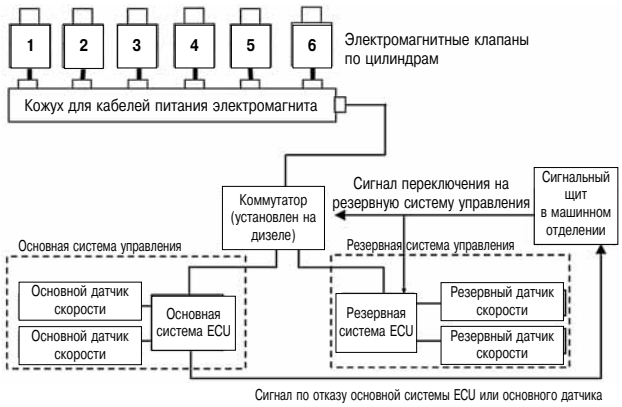

Рис. 3. Схема системы управления

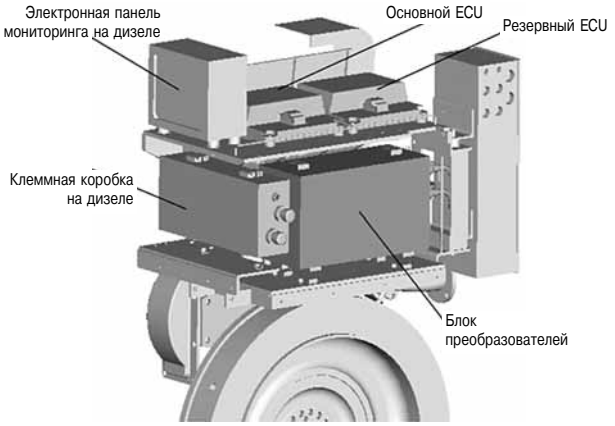

Рис. 4. Расположение элементов системы управления

основных элементов управления обеспечивает непрерывность работы двигателя даже в случае единичного отказа. Каждый цилиндр имеет свой индивидуальный топливный насос, поэтому даже при возникновении отказа в одном из цилиндров остальные цилиндры могут продолжать работать. В случае исчезновения электропитания система может работать около 20 часов от автономного аккумулятора. По своей надежности система управления не уступает аппаратуре топливоподачи. Система управления прошла испытания на климатические и внешние воздействия, а также электрические испытания, в том числе на помехоустойчивость. По результатам этих испытаний системе был присвоен класс NK (Nippon Kaiji Kyokai).

Электронная система мониторинга

Электронная система мониторинга, схема которой показана на рис. 5, предназначена для постоянного контроля рабочих параметров, таких как давление и температура отработавших газов, смазочного масла, охлаждающей воды и т. п. Эти параметры контролируются соответствующими датчиками и выводятся на дисплей. Система мониторинга контролирует также состояние ECU и может реагировать на разного рода сбои и отказы самостоятельно, так что подключение устройства техобслуживания или других внешних устройств для этого не потребуется. Электронная система контроля работает по протоколу CAN (Controller Area Network), который получает все больше распространение в судостроительной промышленности Европы,

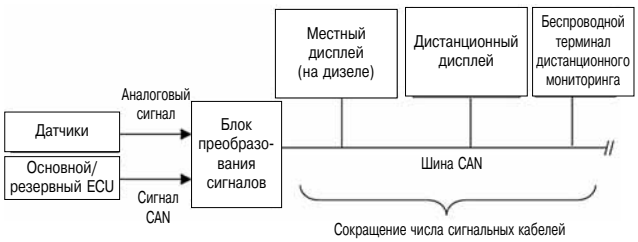

Рис. 5. Схема электронной системы мониторинга

так как позволяет резко сократить число используемых проводов и тем самым снизить трудозатраты, связанные с монтажными работами. Стандарт CAN позволяет без труда подключать новые устройства к системе. Система также обеспечивает возможность дистанционного беспроводного мониторинга с берега. Это позволяет прогнозировать отказы и оперативно реагировать на их возникновение, что, в свою очередь, снижает загрузку операторов пользователя.

Устройство техобслуживания

Устройство техобслуживания систем с электронным управлением облегчает работу персонала, занятого техническим обслуживанием и ремонтом систем. Достаточно широкое распространение дизелей с электронным управлением возможно только при наличии устройства техобслуживания, позволяющего быстро предпринимать необходимые действия при возникновении отказа. Устройство техобслуживания для главного судового двигателя настраивается с учетом особенностей конкретного применения и требований заказчика. Оно обеспечивает значительное количество тонких настроек, что является одним из основных преимуществ дизелей с электронным управлением. Функции устройства перечислены на рис. 6.



Рис. 6. Функции устройства техобслуживания

Система топливоподачи — совместный продукт подразделения систем топливоподачи «Yanmar» и подразделения топливных дизельных систем «Woodward Inc.».

«Yanmar» и «Woodward» объединили свой опыт и знания, что позволило им разработать систему, по своему уровню соответствующую требованиям не только существующего, но и перспективного рынка.

Система топливоподачи состоит из трех основных подсистем, объединенных в систему EUP (см. рис. 1).

Первая подсистема состоит из обычной форсунки и распылителя — таких же, как во всех существующих механических системах впрыска.

Вторая подсистема включает обычный ТНВД с кулачковым валом, используемый для создания давления впрыска. Основное отличие топливного

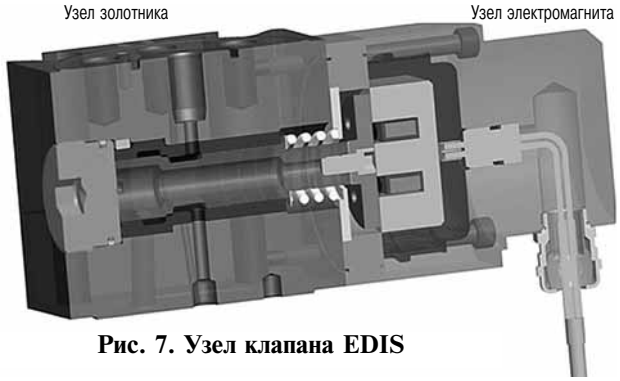

Рис. 7. Узел клапана EDIS

насоса от обычного состоит в отсутствии регулирующего спирального выреза плунжера, регулирующей втулки и рейки, предназначенных для управления цикловой подачей топлива.

В новой системе данная функция осуществляется третьей основной подсистемой, именуемой клапаном системы электронного впрыска дизельного топлива (Electronic Diesel Injection System — EDIS). Клапан EDIS представляет собой комбинацию мощного быстродействующего электромагнита и золотникового узла (рис. 7). Преимущество конструкции клапана состоит в том, что он позволяет управлять топливоподачей в функции от внешних возмущающих воздействий и допускает тонкую настройку соответствующих функциональных зависимостей (см. рис. 2). Тем самым обеспечивается большая гибкость системы с точки зрения возможностей комбинированного управления углами впрыска и цикловой подачей. Подобная гибкость, которая в принципе не может быть достигнута с помощью традиционных механических систем, является ключевым условием для достижения изложенных выше проектных требований.

Еще одним преимуществом технологии EUP, реализованной в системе «Yanmar»/«Woodward», является то, что она обеспечивает возможность работы двигателя на самых различных видах топлив, включая мазут. Конструкция обеспечивает возможность замены внутренних компонентов клапана EDIS, не меняя клапанный узел целиком. Тем самым повышается ремонтопригодность системы.

Результаты испытаний двигателя с системой EUP

Ниже приведены результаты испытаний двигателя с системой EUP, позволившей оптимизировать рабочий процесс за счет гибкого регулирования углов и объема цикловой подачи топлива. Основные технические характеристики двигателя, оборудованного системой EUP, приведены в табл. 2.

Расход топлива и NO_x

При установке системы EUP на двигатель уменьшается объем канала подачи топлива высокого давления. Благодаря этому при нагрузках

Таблица 2

Основные технические характеристики двигателя, оборудованного системой EUP

Обозначение двигателя	**6N18A**
Диаметр цилиндра, мм	180
Ход поршня, мм	280
Число цилиндров	6
Номинальная мощность, кВт	736
Номинальная скорость, об/мин	950

50 % и более давление впрыска оказывается выше, чем в обычных механических системах. В обычных системах углы топливоподачи фиксированные и выбираются из условия минимального расхода топлива на рабочем режиме, которому отдается приоритет перед остальными режимами. В системе EUP появляется возможность снизить расход топлива на частичных нагрузках за счет оптимизации углов топливоподачи в пределах, ограниченных нормативами IMO по предельно допустимым выбросам NO_x.

Как показано на рис. 8, за счет применения системы EUP расход топлива по сравнению с двигателями, оборудованными обычными системами топливоподачи, снижен на 2,5 %. Другой вариант настройки позволяет снизить выбросы NO_x на 10–15 % при том же расходе топлива, что и у базового двигателя с обычной системой топливоподачи.

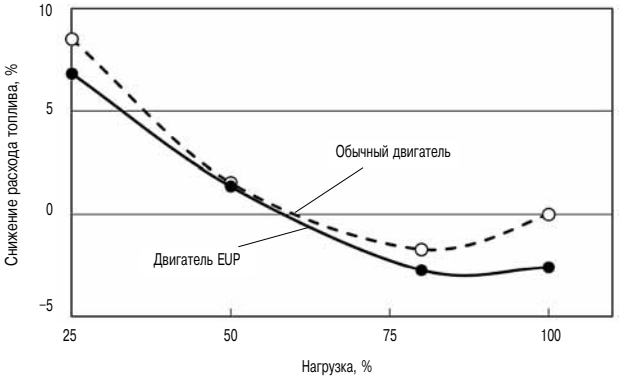

Рис. 8. Снижение расхода топлива

Черный дым

В системе ECU существует возможность ввода корректирующего воздействия по температуре охлаждающей жидкости. Это позволяет улучшить пусковые характеристики двигателя и снизить его дымление (черный дым) при запуске (рис. 9). Аналогичным образом можно снизить дымление на холостом ходу (при выключенном сцеплении) за счет более раннего начала впрыска топлива.

На рис. 10 показано снижение дымления при ускорении двигателя (по результатам стендовых испытаний). за счет увеличения угла опережения впрыска при ускорении обеспечивается улучшение смесеобразования и повышение крутящего момента, что ускоряет разгон двигателя и снижает дымление. Снижению дымления способствует также ограничение топливоподачи в зависимости от давления наддува.

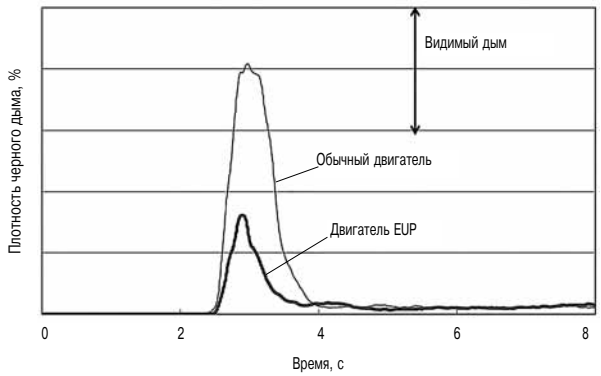

Рис. 9. Черный дым при пуске двигателя

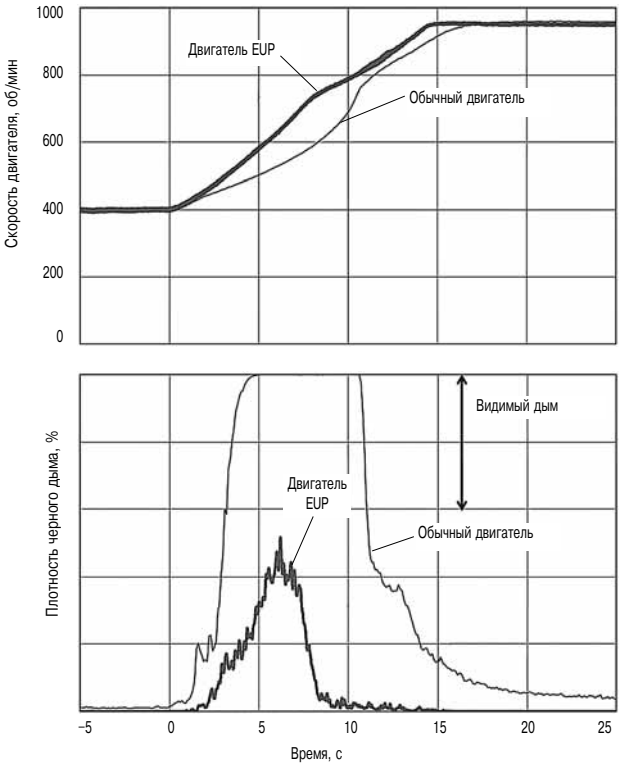

Рис. 10. Разгон двигателя на стенде

EUP для вспомогательных двигателей

Технология EUP для главных судовых двигателей уже в достаточной мере отработана, и в Японии накоплен определенный опыт эксплуатации таких двигателей. Следующим шагом фирмы «Yanmar» в этом направлении стала разработка EUP для вспомогательных судовых двигателей, работающих на тяжелом топливе.

На рис. 11 показан такой двигатель, установленный на испытательном стенде. Единственное отличие системы EUP от аналогичной системы для главных судовых двигателей — это количество блоков управления и датчиков.



Рис. 11. Система EUP на вспомогательном двигателе (на испытательном стенде)

Таблица 3

Основные технические характеристики вспомогательного дизеля с системой EUP (стендовый двигатель)

Обозначение двигателя	**6EY18ALW**
Диаметр цилиндра, мм	180
Ход поршня, мм	280
Число цилиндров	6
Номинальная мощность, кВт	660
Номинальная скорость, об/мин	900

Изменение расхода топлива двигателя с системой EUP показано на рис. 12. Для расчета показателя EEDI вспомогательного двигателя используется расход топлива при нагрузке 50 %, которая является типичной для вспомогательного двигателя, поэтому наиболее важна экономия топлива именно в этом режиме. В случае, изображенном на рисунке, уменьшение расхода топлива составляет 5 г/кВт·ч, выбросы NO_x и дымность при этом не изменяются.

В большинстве случаев судовые вспомогательные двигатели работают на мазуте. Перед подачей в цилиндры мазут нагревается до температуры порядка 150 °С. В нем нередко присутствуют посторонние примеси, такие как, например, продукты FCC (флюид-каталитического крекинга). Поэтому необходимо оценить такие характеристики системы топливоподачи, как тепло- и износоустойчивость.

При проведении стендовых испытаний двигателя контролировалась зависимость изменения

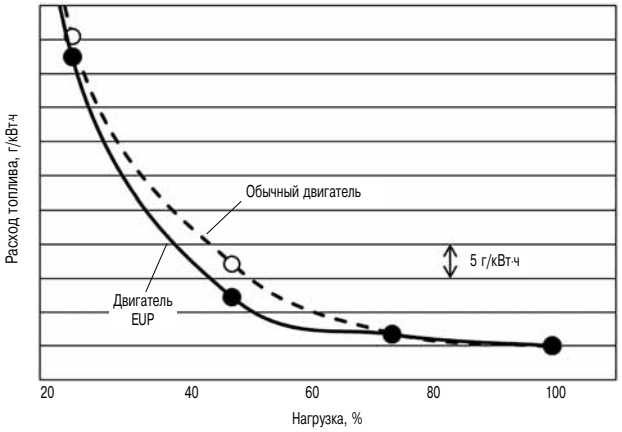

Рис. 12. Снижение расхода топлива на нагрузках порядка 50 %

давления впрыска от наработки (в пределах 500 моточасов) при работе на тяжелом топливе. Какого-либо изменения давления в системе со временем не наблюдалось, т. е. в пределах цикла ресурсных испытаний износ клапанного седла отсутствует. Одновременно была подтверждена возможность нормальной работы системы EUP в условиях высоких температур.

Заключение

В течение трех лет с момента ввода в эксплуатацию судна с опытным двигателем, оборудованным системой EUP, двигатель проработал свыше 4000 часов без сколько-нибудь серьезных отказов. Всего в эксплуатации в настоящее время находятся четыре двигателя с системой EUP. Завершив разработку EUP для морского дизельного топлива, фирма в настоящее время создает вариант системы для тяжелого топлива.

Переход на EUP повысил надежность двигателей по критерию «Life Cycle Value» (параметры работы за период эксплуатации). Фирма продолжает сбор данных по эксплуатационной надежности системы, ее экономичности и устойчивости к внешним воздействиям.

Литература

1. Takahata // Journal of The Japan Institute of Marine Engineering. — Vol. 43., № 6 (2008). — p. 27–29.

2. Hamaoka // Journal of The Japan Institute of Marine Engineering. — Vol. 45, № 1 (2010). — p. 18–21.

3. Takahata, ISME (International Symposium on Marine Engineering) 2011, № 532 (2011).

НОВОСТИ ТРАНСМАШХОЛДИНГА

На ОАО «Пензадизельмаш» завершены безмоторные испытания турбокомпрессоров новой серии ТК25

На ОАО «Пензадизельмаш» завершили безмоторные испытания двух экспериментальных образцов турбокомпрессоров новой серии ТК25, разработанных в рамках Федеральной целевой программы «Создание и организация производства в РФ дизельных двигателей и их компонентов нового поколения».

Серия турбокомпрессоров ТК25 предназначена для применения в системах наддува как среднеоборотных (ТК2502), так и высокооборотных (ТК2503) дизельных двигателей. По результатам испытаний выполнены оптимизационные газодинамические расчеты; откорректирована конструкторская документация.

Базовая модификация турбокомпрессора ТК2502 предназначена для установки на среднеоборотные тепловозные дизели 8ЧН26/26 Коломенского завода. взамен устаревших образцов (мод. 14ТК). Дизели с ТК25 планируется использовать на маневровых тепловозах, в том числе по прогамме ремоторизации. Главной отличительной особенностью ТК2502 является использование цельнолитого бандажированного турбинного колеса, что позволит повысить его КПД по сравнению с аналогами на 7–10 %.

Базовая модификация турбокомпрессора ТК2503 предназначена для комплектации высокооборотных дизелей различного назначения типа ЧН21/21, в том числе по программе замены турбокомпрессоров импортного производства. В сравнении с аналогами ожидаемый КПД ТК2503 выше на 3–4 %.

Проведение эксплуатационных испытаний турбокомпрессоров серии ТК25 запланировано на 2015 год.

18.09.2014

Новый гибридный маневровый тепловоз ТЭМ35 успешно завершил первый этап эксплуатационных испытаний

Первый российский гибридный маневровый тепловоз ТЭМ35, созданный на Брянском машиностроительном заводе, успешно завершил первый 300-часовой этап эксплуатационных испытаний.

В ходе завершенного этапа испытаний маневровый тепловоз ТЭМ35 с комбинированной (гибридной) силовой установкой (дизель + конденсаторные накопители энергии) показал рекордный в своем классе результат — возможность ведения состава весом 7000 т на сортировочной горке локомотивного депо Брянск-2. Предыдущая модификация тепловоза обеспечивала ведение состава весом не более 6000 т.

Тепловоз направлен в г. Новочеркасск для проведения сертификационных испытаний.

Гибридный маневровый тепловоз ТЭМ35 с асинхронными тяговыми двигателями обладает существенными преимуществами. При одинаковой с серийными тепловозами мощности расходует топлива на 20–30 % меньше и требует значительно меньших затрат на техническое обслуживание, обеспечивает существенное сокращение выброса вредных веществ в атмосферу. Работа локомотива с гибридной силовой установкой наиболее эффективна на неустановившихся режимах торможения, остановки и разгона тепловоза.

За счет конденсаторных накопителей энергии увеличивается мощность, передаваемая на тяговые двигатели и, соответственно, КПД силовой установки в целом.

04.08.2014

Подводные лодки проекта 636.3, оснащенные коломенскими дизельными двигателями, будут служить на Черноморском флоте

22 августа на Адмиралтейских верфях в Санкт-Петербурге был поднят Военно-морской флаг на дизель-электрической подводной лодке «Новороссийск» проекта 636.3, а 28 августа спущена на воду лодка этой же серии «Старый Оскол». Главная силовая установка подводных лодок проекта 636.3 выполнена на базе дизель-генераторов 30ДГ (6ЧН30/38) мощностью 1500 кВт производства ОАО «Коломенский завод». Дизель-генераторы обеспечивают жизнедеятельность лодки в надводном положении и при погружении до 6 метров, а также зарядку аккумуляторных батарей.

Подводная лодка проекта 636.3 «Новороссийск» — первая в серии, построенная на ОАО «Адмиралтейские верфи» для ВМФ РФ, что стало началом реализации долгосрочного плана Министерства обороны России по усилению боеготовности Черноморского флота и программы модернизации дизель-электрического подводного флота в целом.

Дизель-электрические подводные лодки проекта 636.3 разработки Центрального конструкторского бюро морской техники «Рубин» имеют более высокую (по сравнению с предыдущими модификациями) боевую эффективность, что обеспечивается оптимальным сочетанием акустической скрытности, применением современной автоматизированной информационно-управляющей системы и мощным быстродействующим торпедно-ракетным вооружением. За свою скрытность лодки этого проекта получили в НАТО неофициальное название «черная дыра».

02.09.2014

УДК 621.43

Путинцев С.В., Кулешов А.С., Агеев А.Г. Эмпирическая зависимость для исследования механических потерь в четырехтактных дизелях // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 3–7.

Ключевые слова: дизели, механические потери, давление механических потерь, температура моторного масла, регрессионный анализ, эмпирическая зависимость.

Выполнен анализ и обоснована необходимость уточнения расчетных зависимостей для исследования механических потерь в ДВС. Предложено регрессионное уравнение, учитывающее нелинейный характер влияния температуры моторного масла на давление трения. Представлено сопоставление расчетных и экспериментальных данных при испытаниях различных двигателей. Табл. 5. Ил. 4. Библ. 7.

УДК 621.43.03

Плотников Л.В., Мажейко Н.А., Бусов К.А. Совершенствование процесса распыливания топлива в поршневых ДВС // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 8–11.

Ключевые слова: поршневой двигатель, впрыск топлива, взрывное вскипание, форма струи, степень перегрева топлива, сопло распылителя.

Представлены результаты экспериментальных исследований процесса распыливания вскипающих жидкостей при истечении через короткое сопло. Предлагается способ впрыска топлива в цилиндр поршневых ДВС на основе эффекта взрывного вскипания с корректировкой формы струи за счет степени перегрева топлива и длины канала распылителя форсунки. Ил. 3. Библ. 9.

УДК 621.431.74-44

Юр Г.С. Технология интенсификации процесса сгорания тяжелого топлива в дизелях // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 12–15.

Ключевые слова: дизели, тяжелое топливо, вредные выбросы, кавитационное разрушение капли, газификация распыленного топлива.

Предложена и исследована новая технология интенсификации процесса сгорания тяжелых топлив с использованием процесса кавитации. Экспериментально подтверждена возможность в газификации распыленного тяжелого топлива посредством кавитации с образованием этилена как промотора процесса горения. Приведены результаты стендовых испытаний быстроходного дизеля при работе на тяжелом топливе. Ил. 4. Библ. 12.

УДК 621.43.052

Ципленкин Г.Е., Иовлев В.И. Улучшение топливной экономичности двигателей за счет оптимизации систем наддува // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 16–22.

Ключевые слова: турбокомпрессор, системы регистрового наддува, топливная экономичность, частичные нагрузки.

Выполнен обзор и анализ развития систем регистрового наддува фирм MTU, «Mitsubishi», MAN, «Honeywell». Показаны возможности оптимизации параметров наддува за счет отключения/подключения одного или нескольких ТК при работе двигателей на частичных нагрузках с целью улучшения топливной экономичности. Ил. 22. Библ. 17.

УДК 621.43.052

Смирнов А.В. Бесконтактные опоры турбокомпрессоров ДВС // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 23–28.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, турбокомпрессор, газовые, магнитные и газомагнитные опоры ротора.

Выполнен обзор и анализ запатентованных конструкций бесконтактных опор ротора турбокомпрессора с малыми потерями на трение: газовых, магнитных и их комбинации. Приведены сведения о результатах экспериментального исследования различных конструкции ТК с бесконтактными опорами.
Ил. 8. Библ. 12.

УДК 621.822.273

Чернейко С.В., Ципенюк А.М. Экспериментальная оценка характеристик упорного гидродинамического подшипника с параллельными поверхностями // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 29–33.

Ключевые слова: упорный подшипник, поверхность трения, лазерное текстурирование, измерения, коэффициент трения.

Представлены результаты экспериментальных исследований влияния лазерного текстурирования поверхности трения на коэффициент трения и толщину смазочного слоя упорного гидродинамического подшипника. Выполнены сравнительные экспериментальные исследования характеристик упорных подшипников с лазерным текстурированием поверхности и традиционной конструкции. Обоснованна необходимость создания математических моделей, алгоритмов и программ расчета гидромеханических характеристик подшипников с лазерным текстурированием поверхностей трения. Табл. 2. Ил. 8. Библ. 9.

УДК 621.785

Иванов Д.А., Засухин О.Н. Обработка пульсирующим газовым потоком высокопрочных и пружинных сталей // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 34–36.

Ключевые слова: конструкционные стали; конструктивная прочность; упругие свойства; газоимпульсная обработка.

Рассмотрены вопросы повышения ударной вязкости высокопрочной конструкционной стали методом обработки дозвуковым низкочастотным газовым потоком с дополнительным ударным воздействием стальных пустотелых шариков. Показано, что этот метод способствует развитию отпускных процессов в закаленном изделии и повышению его надежности. Газоимпульсная обработка стальных витых пружин обеспечивает увеличение релаксационной стойкости пружин сжатия на 20 %, пружин растяжения на 50 %, торсионных пружин — в 2,6 раз. Табл. 1. Ил. 1. Библ. 6.

УДК 621.43.068

Дунаев А.В. Особенности восстановления изношенных двигателей внутреннего сгорания серпентиновыми трибосоставами // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 37–39.

Ключевые слова: двигатель внутреннего сгорания, безразборный ремонт, серпентиновые трибосоставы, ремонтно-восстановительное покрытие, продление ресурса.

Приводятся данные о механизме образования и структуре антифрикционных покрытий на поверхностях деталей ДВС, восстановленных при помощи серпентиновых трибосоставов (РВС-процесс). Отмечается повышенный выброс с ОГ воды как фактор, сопровождающий РВС-процесс при восстановлении деталей сильно изношенных ДВС. Ил. 3. Библ. 3.

УДК 621.43.729.5; 621.43.036.17

Суранов Г.И., Ворков А.А., Попов В.С. Совершенствование систем смазки автомобильных двигателей // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 40–43.

Ключевые слова: автомобильные двигатели, жидкостно-масляный радиатор, масляный поддон, процессы нагрева–охлаждения, оптимизация температуры масла.

Для оптимизации процессов подогрева–охлаждения моторного масла предложена конструкция жидкостно-масляного радиатора, расположенного в поддоне двигателя. Эффективность работы радиатора и оптимизация температуры масла в поддоне подтверждена лабораторными и эксплуатационными испытаниями при пуске двигателя в зимних условиях и в процессе штатной работы. Табл. 2. Ил. 5. Библ. 4.

УДК 621.43

Перспективные системы впрыска топлива для снижения выбросов NO_x судовых двигателей (материалы конгресса CIMAC 2013) // Двигателестроение. — 2014. — № 3. — С. 44–56.

Ключевые слова: дизели, выбросы NO_x, дымность, системы впрыска топлива.

Рассмотрены комплексные технические решения развития систем впрыска топлива для достижения перспективных экологических показателей дизелей. Предложена методика, физического моделирования оценки влияния сверхвысокого давления впрыска топлива на показатели вредных выбросов дизелей с оптимизацией числа и диаметра сопловых отверстий при сверхвысоких давлениях впрыска. Предлагается совместная разработка фирм «Yanmar» и «Woodward» системы топливоподачи нового типа с электронным управлением, отличающейся от систем типа «common rail». В новой системе используются обычная форсунка и индивидуальный топливный насос высокого давления с электронно-управляемым электромагнитным клапаном. Отсутствие аккумулятора высокого давления рассматривается как фактор повышенной надежности и безопасности.
Табл. 6 Ил. 27. Библ. 8.

UDC 621.43

Putintsev S.V., Kuleshov A.S. and Agheev A.G. Empirical Dependence for Mechanical Losses Analysis in Four-Stroke Diesel Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 3—7.

Keywords: diesel engines, mechanical losses, mechanical losses pressure, lube oil temperature, regression analysis, empirical dependence.

According to our analysis, calculated trends for mechanical losses in diesel engines need certain refinement. This may be achieved through the use of regression equation taking account of friction pressure as a function of lube oil temperature. Calculated values vs. test results for various engine types are presented. 5 tables, 4 ill., 7 ref.

UDC 621.43.03

Plotnikov L.V., Mazheiko N.A. and Bussov K.A. Improvement of Fuel Atomization in Reciprocating Internal Combustion Engines // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 8—11.

Keywords: reciprocating engine, fuel injection, boil-off, flame shape, fuel superheat degree, spray valve.

The research in question concerns atomization of boiling liquid jet discharged from a short nozzle. The authors offer a fuel injection method for diesel engines based on boil-off effect, when fuel flame shape may be tuned up through varying fuel superheat degree and length of injector axial channel. 3 ill., 9 ref.

UDC 621.431.74-44

Yur G.S. Boosting Combustion of Heavy Fuel in Diesel Engine // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 12—15.

Keywords: diesel engines, heavy fuel, noxious emissions, cavitation fracture of a drop, gasification of sprayed fuel.

A new technology of enhancement of heavy fuel combustion is offered, that draws on cavitation phenomenon.

Experiments demonstrated that sprayed heavy fuel may be gasified through the use of cavitation phenomenon, which involves evolution of ethylene that acts as a combustion promoter. The effect in question is supported by the results of tests carried out on a high-speed diesel engine.

4 ill., 12 ref.

UDC 621.43.052

Tsyplenkin G.E. and Iovlev V.I. Turbocharging System Optimization as a Means to Improve Engine Fuel Efficiency // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 16—22.

Keywords: turbocharger, switchable turbochargers, fuel efficiency, partial loads.

The article describes layouts and historical development of MTU, «Mitsubishi», MAN and «Honeywell» supercharge systems featuring switchable turbochargers. The sources reviewed demonstrate the potential of supercharge parameters improvement due to the use of switchable turbochargers at partial loads, which results in higher overall fuel efficiency. 22 ill., 17 ref.

UDC 621.43.052

Smirnov A.V. Noncontact Supports for Engine Turbocharger Rotors // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 23—28.

Keywords: reciprocating engine, turbocharger, gas, magnetic and combined gas/magnetic rotor bearings.

The authors overviewed a number of patented noncontact (low-friction) supports for engine turbocharger rotors, such as gas, magnetic and combined gas/magnetic rotor bearings. The test result are presented for various turbocharger designs featuring noncontact supports. 8 ill., 12 ref.

UDC 621.822.273

Cherneiko S.V. and Tsipenyuk A.M. Testing Hydrodynamic Thrust Bearings with Parallel Surfaces for Performance // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 29—33.

Keywords: thrust bearing, friction surface, laser texturing, measurements, friction coefficient.

Experiments have been carried out to evaluate the effects of friction surface laser texturing on friction coefficient and lubricant layer thickness in hydrodynamic thrust bearing. The test results were compared to those on bearings with conventionally-treated surfaces. The authors came to the conclusion that there is an urgent need for the development of mathematical models, algorithms and simulation codes to identify hydromechanical characteristics of bearings with laser-treated surfaces. 2 tables, 8 ill., 9 ref.

UDC 621.785

Ivanov DA. and Zasukhin O.N. Treatment of High-Strength and Spring Steels with Pulsating Gas Stream // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 34—36.

Keywords: structural steel, design strength, elastic properties, gas-impulsive treatment.

Impact resistance of high-strength structural steel may be enhanced through the treatment with low-frequency gas stream, added with percussive action of hollow steel balls. The technology is shown as contributing into hardened steel better tempering and higher reliability of steel parts thus treated. Gas-impulsive treatment of steel wound springs results in increase in their relaxation resistance: compression spring — by 20 %, tension spring — by 50 %, torsion spring — by 2,6 times. 1 table, 1 ill., 6 ref.

UDC 621.43.068

Dunaev A.V. Serpentine Trybo-Compounds in Reworking of Outworn Engine Parts // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 37—39.

Keywords: reciprocating engine, no-dismantle repair, serpentine trybo-compounds, repair coating, service life extension.

The author analyses evolution and structure of antifriction coating of engine parts remanufactured with serpentine trybo-compounds (PBC-process). Higher water content in engine exhaust gas is mentioned as one of consequences involved in PBC-process. 3 ill., 3 ref.

UDC 621.43.729.5; 621.43.036.17

Suranov G.I., Vorkov A.A. and Popov V.S. Improvement in Motorcar Engine Lubrication System // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 40—43.

Keywords: motorcar engines, water/oil cooler, lower crankcase, cooling/heating, oil temperature optimization.

An water/oil cooler located in engine lower crankcase is proposed as a means of oil temperature optimization. Cooler effectiveness and optimization of oil temperature in a lower crankcase are confirmed with laboratory and field tests, including cold start in winter season. 2 tables, 5 ill., 4 ref.

UDC 621.43

Fuel Injection Concept for the Future Clean Diesel Engines (CIMAC-2013 Papers) // Dvigatelestroyeniye. — 2014. —№ 3. — P. 44—56.

Keywords: diesel engines, NO_x emission, smoke, fuel injection systems.

One paper in question considers integrated solutions for fuel injection systems targeted at the improvement of engine environmental performance. A physical simulation technology was developed to evaluate the effect of ultrahigh fuel injection pressure on emission performance, including optimization of number of holes and nozzle hole diameter for higher injection pressure. Another paper presents a new fuel injection system developed by «Yanmar CO., LTD.», Japan in cooperation with «Woodward GmbH», Germany. Their «electronically-controlled fuel injection device», however, differs from widely-known common rail systems. A new system features conventional type injector and high-pressure injection pump with electronically-controlled solenoid valve. Such a solution involves no high-pressure accumulator, which contributes into higher reliability and safety level.

6 tables, 27 ill., 8 ref.

Вниманию авторов

Редакция обращает внимание авторов на тематическую направленность принимаемых к рассмотрению рукописей и необходимость выполнения требований по их оформлению.

Журнал «Двигателестроение» является ежеквартальным научно-техническим изданием, посвященным проблемам развития, проектирования, изготовления и эксплуатации поршневых двигателей.

Тематика публикаций определила следующие основные рубрики журнала:

- расчеты, конструирование, исследования двигателей;
- системы и агрегаты двигателей;
- конструкционные материалы;
- топливо и смазочные материалы, присадки;
- ресурсосбережение;
- эксплуатация и ремонт двигателей;
- автоматизация и диагностирование;
- проблемы экологии;
- гипотезы и дискуссии;
- история развития конструкций (проектов), предприятий и науки о двигателях;
- обзорная и справочная информация.

Текст рукописи должен быть представлен в двух экземплярах на бумаге формата А4, гарнитура Times New Roman 12, через полтора интервала, с обязательным приложением электронной версии на CD (в формате Microsoft Word 2000/2003), полностью соответствующей оригиналу на бумаге. Формулы в электронной версии должны быть набраны с использованием редактора формул Microsoft Equation 3.0. За достоверность набора формул несет ответственность автор. При использовании в наборе специальных шрифтов последние прилагаются в электронном виде. Электронные копии иллюстраций представляются отдельными файлами в форматах: TIF, JPG (не менее 300 dpi, черно-белые полутоновые изображения).

Представляя рукопись статьи в редакцию, автор должен сообщить о ее предыдущих публикациях.

Рукопись статьи должна иметь рекомендацию к публикации в журнале (направление) от организации, где выполнялась работа, а также акт экспертной комиссии с указанием того, что рукопись не содержит сведений, запрещенных к публикации в открытой печати.

Заглавие статьи должно быть кратким (не более 120 знаков), точно отражающим ее содержание.

Для оперативного решения вопросов, связанных с подготовкой рукописи к публикации, а также для размещения электронной версии журнала в НЭБ должны быть представлены сведения об авторах:

- фамилия, имя, отчество (полностью);
- ученая степень и звание;
- полное наименование места работы;
- полный почтовый адрес;
- действующие контактные телефоны, e-mail).

Для представления авторов читателям желательно присылать цветные или черно-белые фотографии авторов размером не менее чем 3×4 см. Допускаются электронные копии в форматах TIF или JPG.

Обязательными приложениями к рукописи являются: реферат, в котором четко и сжато изложены основные цели и результаты работы объемом от 700 до 1200 знаков; код УДК; ключевые слова.

Заглавие статьи, название организаций, ФИО авторов, ключевые слова и реферат необходимо присылать на русском и английском языках.

Объем статьи не должен превышать 25 тыс. знаков, включая таблицы и список литературы. Иллюстрации в виде графиков, диаграмм, схем и фотографий оформляются в виде приложений к тексту рукописи. Все приложения к тексту рукописи представляются на отдельных листах, а в электронной копии — в виде отдельных файлов. Формулы, иллюстрации и таблицы должны быть пронумерованы в порядке упоминания и снабжены поясняющими (подрисуночными) подписями. Все обозначения на иллюстрациях должны быть объяснены (расшифрованы) в тексте или в подрисуночных подписях и соответствовать обозначениям в тексте.

Даже если все иллюстрации заверстаны автором в текст электронной копии рукописи, то их представление в виде отдельных файлов и распечаток на отдельном листе обязательно.

В статьях желательно приводить только те математические формулы, которые необходимы для понимания существа вопроса, исключая их подробные выводы.

Все обозначения, встречающиеся в формулах, должны быть объяснены.

При написании формул необходимо использовать общепринятые обозначения физических величин по Международной системе единиц (ГОСТ 8.417–2002. Государственная система обеспечения единства измерений. Единицы величин). Ссылки на цитируемые источники необходимо оформлять в соответствии с ГОСТ Р 7.0.5 05–2008.

Если представленные в редакцию рукописи не удовлетворяют перечисленным требованиям, то они могут быть доработаны по согласованию с автором сотрудниками редакции. Услуги редакции по доработке рукописей статей платные.

Рукописи статей, поступившие в редакцию, рецензируются специалистами. Если у рецензента имеются обоснованные критические замечания, статья возвращается автору на доработку.

Редакция оставляет за собой право внесения в текст редакторских изменений, не искажающих смысла авторского текста. При поступлении в редакцию обоснованных критических замечаний, касающихся размещенного в журнале материала, редакция оставляет за собой право на их публикацию в порядке дискуссии.

Авторское право на конкретную статью принадлежит авторам. Ответственность за содержание статьи несет также автор. При перепечатке статьи или ее части ссылка на журнал обязательна.

Публикация в журнале учитывается ВАК в качестве печатного научного труда.

Рукописи, направленные в редакцию, авторам не возвращаются.

Редакция журнала