

## ИССЛЕДОВАНИЕ РАБОЧЕГО ПРОЦЕССА ДВУХТАКТНЫХ ДВУХТОПЛИВНЫХ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ДЛЯ КРУПНОТОННАЖНЫХ МОРСКИХ СУДОВ

А.С. Пунда, к.т.н., профессор, Ю.Г. Гурьев, инженер  
Государственный университет морского и речного флота  
имени адмирала С.О. Макарова

Рассмотрен принцип действия двухтактных двухтопливных двигателей, обеспечивающих при работе по циклу Отто на природном газе низкого давления требование стандарта IMO Tier III по выбросу NO<sub>x</sub>. Выполнен сравнительный анализ рабочих процессов двигателя при работе на жидком углеводородном топливе и газе. Методом моделирования показано изменение энергоэкономических показателей двухтопливного двигателя 6X72DF фирмы «Winterthur Gas and Diesel Ltd.» при работе по винтовой характеристике.

В январе 2016 г. начали действовать нормы выброса оксидов азота (NO<sub>x</sub>) для дизелей новых судов по стандарту IMO Tier III в зонах контроля (NECA-побережье США и Карибский бассейн). С января 2021 г. эти же требования должны выполняться для Балтийского и Северного морей, включая проливы [1].

В настоящее время имеется три приемлемых технологии обеспечения IMO Tier III:

- селективная каталитическая очистка (SCR);
- рециркуляция отработавших газов (EGR);
- применение двухтопливных двигателей (жидкое углеводородное топливо/природный газ низкого давления).

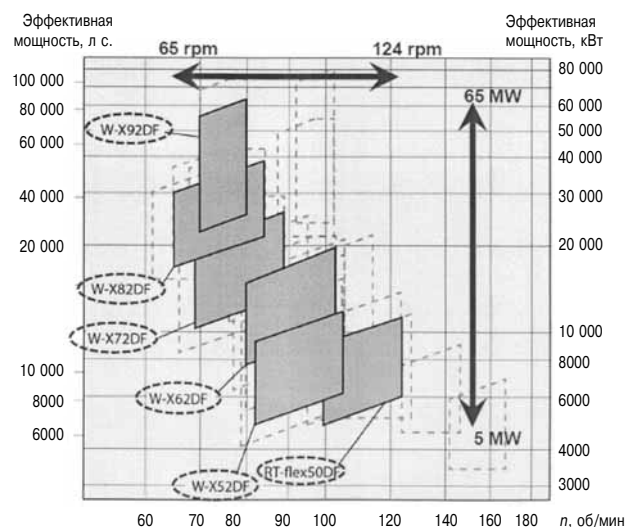


Рис. 1. Мощностной ряд двухтопливных дизелей X-DF



Двухтопливные четырехтактные двигатели получили широкое распространение не только на газовозах СПГ, но и на морских судах других типов. При работе на газе по циклу Отто обеспечивается выброс NO<sub>x</sub> по требованиям IMO Tier III, кроме того снижается на 99 % эмиссия оксидов серы (SO<sub>x</sub>) и твердых частиц.

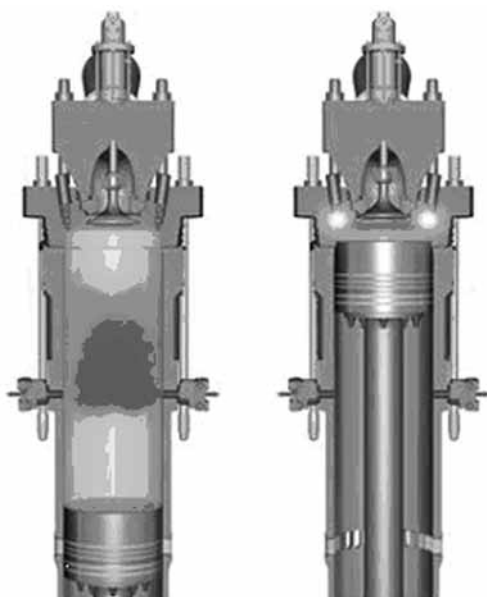
Отмеченное выше стало стимулом к созданию мощных малооборотных двухтопливных дизелей. В течении 2012–2016 гг. такие двигатели были созданы фирмой «Winterthur Gas and Diesel Ltd.» (WinGD) [2, 3]. Мощностной ряд двигателей охватывает диапазон 5–65 МВт при диаметре цилиндров 50–92 см (рис. 1).

Двигатели разработаны на основе предшествующей серии двухтактных дизелей «Вартсиля-Зульцер» RT-flex с аккумуляторной топливной системой (Common Rail) и электронным управлением.

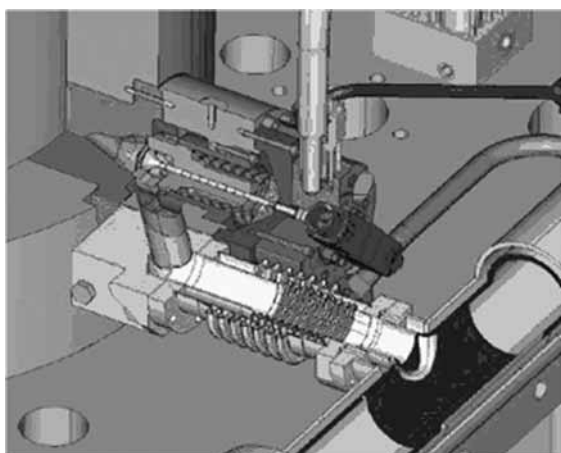
Российская судоходная компания «Совкомфлот» заказала строительство четырех танкеров «Афрамекс» (дедвейт 114 000 т) в Южной Корее. На этих судах в качестве главных двигателей будут устанавливаться дизели W-X62DF. В дальнейшем на российском судостроительном заводе «Звезда» будут построены еще шесть таких танкеров. Предполагается, что они будут работать в Балтийском и Северном морях, т. е. постоянно находиться в зоне контроля выбросов оксидов азота и серы.

### Принцип действия двигателей XDF

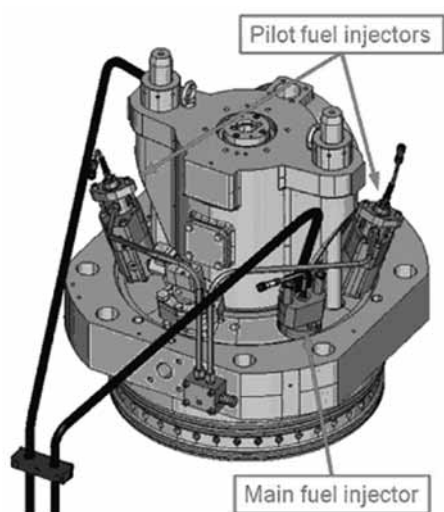
Работа на жидком топливе осуществляется по дизельному циклу. Топливо (мазут) подается двумя главными форсунками, установленными



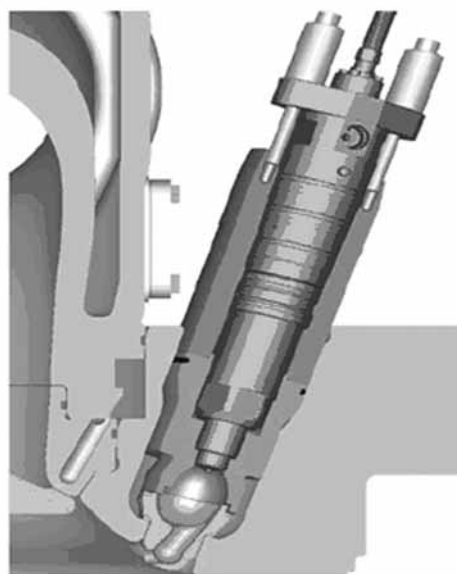
**Рис. 2. Принцип работы двухтактного двухтопливного двигателя на газе:**  
подача газа (слева);  
сгорание газозвушной смеси (справа)



**Рис. 3. Клапан подачи газа**



**Рис. 4. Установка форсунок на крышке цилиндра**



**Рис. 5. Форсунка пилотного топлива с предкамерой**

на крышке цилиндра (рис. 4) в конце сжатия. При переходе на газ необходимое его количество подается двумя клапанами (рис. 2 и 3), установленными в цилиндговую втулку выше продувочных окон. Момент подачи газа исключает его утечку в выпускной тракт. После закрытия выпускного клапана до ВМТ поршня происходит сжатие газозвушной смеси. «Бедная» смесь ( $\alpha \approx 2,5$ ) не самовоспламеняется. Для ее воспламенения

Таблица 1

**Основные параметры двигателя 6X72DF**

Параметры	Значение
Диаметр цилиндра, м	0,72
Ход поршня, м	3,086
Число цилиндров	6
Номинальная эффективная мощность, кВт	19 350
Номинальная частота вращения коленчатого вала, об/мин	89
Номинальное среднее эффективное давление, бар	17,3
Удельный эффективный расход топлива, г/кВт·ч	180,0
<ul style="list-style-type: none"> <li>&gt; при работе на жидком топливе (<math>Q_n = 39\ 720</math> кДж/кг)</li> <li>&gt; при работе на газе (<math>Q_n = 50\ 000</math> кДж/кг)</li> </ul>	148,0
Удельный расход запального топлива, г/кВт·ч	0,8
Удельный расход энергии, кДж/кВт·ч	7149
2 турбокомпрессора	ABB A270-L
Удельный средневзвешенный выброс NO <sub>x</sub> , г/кВт·ч (испытательный цикл E3):	
<ul style="list-style-type: none"> <li>&gt; при работе на жидком топливе</li> <li>&gt; при работе на газе</li> </ul>	12,0 0,8

в крышке цилиндра установлены две малые форсунки дизельного топлива с предкамерами (рис. 4 и 5). Запальное топливо (1 % от общей подачи) воспламеняется и поджигает смесь. Таким образом реализуется цикл Отто. Предкамера обеспечивает надежное воспламенение в широком диапазоне нагрузок.

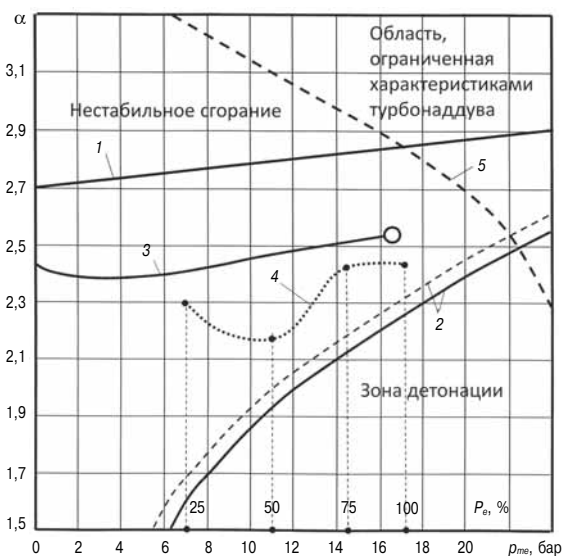
**Работа на различных нагрузочно-скоростных режимах**

Результаты стендовых испытаний рассматриваемого класса двигателей для шестицилиндрового дизеля 6X72DF приводятся в работе [3]. Основные параметры двигателя приведены в табл. 1.

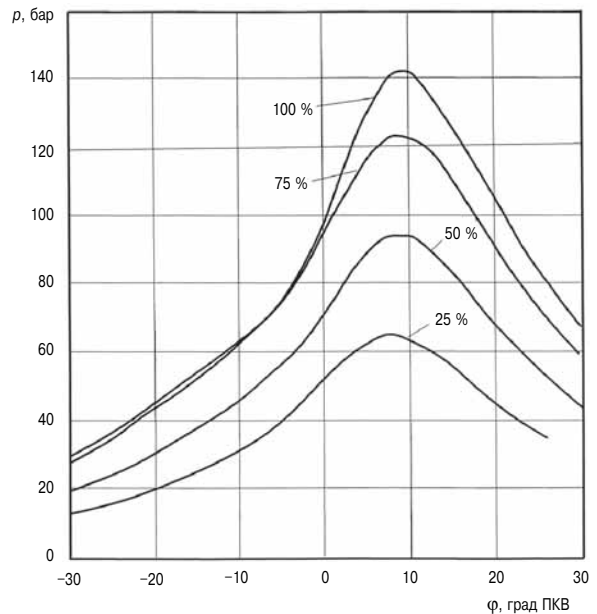
Двигатель 6X72DF дефорсирован по среднему эффективному давлению и мощности на 20 % по сравнению с 6X72-B (не двухтопливный). Это связано с тем, что максимальное давление сгорания при работе на газе существенно выше (см. далее). Кроме того, необходимо поддерживать высокий коэффициент избытка воздуха.

Для нормальной работы двигателя на газе необходимо поддерживать соотношение воздух/топливо (коэффициент избытка воздуха —  $\alpha$ ) в узком диапазоне (рис. 6). Диапазон значений  $\alpha$  между линиями 1 и 2 соответствует «рабочему окну», где сгорание гомогенной газозвушной смеси протекает нормально.

Большие  $\alpha$  приводят к нестабильному сгоранию и пропуску вспышек. При малых  $\alpha$  начинается детонационное сгорание. Положение линии 2 зависит от метанового числа топлива (МЧ), при его уменьшении рабочее окно сужается (линия 2 смещается вверх). При изменении нагрузки система автоматики поддерживает  $\alpha$  примерно постоянным (линия 3). Для этого на больших нагрузках осуществляется перепуск отработавших



**Рис. 6. Регулирование состава воздушно-газовой смеси при различных нагрузках**

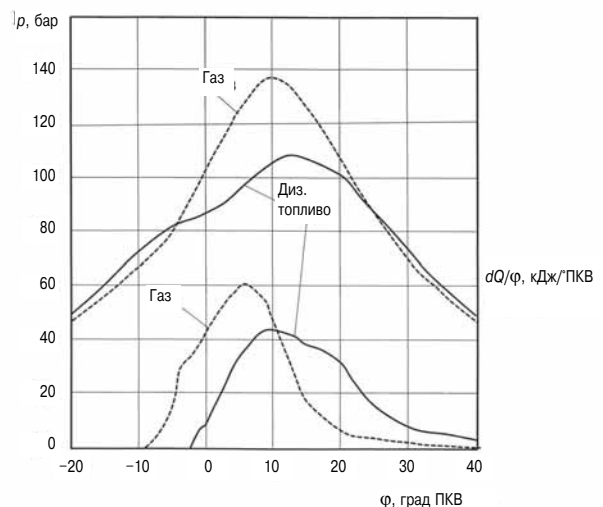


**Рис. 7. Индикаторные диаграммы дизеля 6X72DF при работе на режимах винтовой характеристики**

газов помимо турбин, а на малых — изменяется угол закрытия выпускного клапана. Расчеты показывают (см. табл. 2), что без регулирования  $\alpha$  на режимах малой мощности снижается и может приблизиться к зоне детонации (линия 4 на рис. 6).

На рис. 7 приведены экспериментальные индикаторные диаграммы при работе на газе для четырех режимов теоретической винтовой характеристики (здесь и далее экспериментальные данные из работ [2, 3]).

На всех режимах максимальное давление сгорания при работе на газе существенно выше, чем на жидком топливе. Последнее иллюстрируется рис. 8 (режим 75 % мощности). При работе на



**Рис. 8. Сравнение индикаторных диаграмм и кривых тепловыделения дизеля 6X72DF при 75 % мощности**

жидком топливе сгорание начинается вблизи ВМТ, его продолжительность определяется продолжительностью впрыска. При работе на газе воспламенение газовой смеси осуществляется за 9 градусов до ВМТ, и происходит «неконтролируемое» сгорание. Скорость тепловыделения выше примерно на 25 %, а продолжительность сгорания меньше. Оба фактора определяют увеличение максимального давления и КПД при переходе на газ.

Испытания показали, что при работе на газе колебания  $p_{\max}$  от цикла к циклу составляют 3–4 %, при работе на дизельном топливе — 1–1,5 %. Цикловая нестабильность по среднему индикаторному давлению для обоих сортов топлива практически одинакова — 1–1,5 %.

При испытаниях использовался природный газ с МЧ = 80, однако двигатель устойчиво работает при МЧ до 67 и при мощности менее 5 % от номинальной.

#### Расчетное исследование рабочих процессов

Для решения ряда задач по совершенствованию технических характеристик судовых дизелей в эксплуатации используются математические модели рабочих процессов. Разработанные авторами программы численного моделирования (ЧМ) двухтактных малооборотных дизелей [4] были успешно использованы для разработки методов контроля и диагностики рабочих процессов в цилиндрах, системах воздухообеспечения и ряда других задач. В связи с этим представляет интерес оценить возможность использования математических моделей для двухтопливных двигателей и, главным образом, возможность настройки математической модели сгорания топлива для ЧМ при работе на газе по циклу Отто.

С этой целью было выполнено расчетное исследование рабочих процессов двухтопливного двигателя 6X72DF, суть которого заключается в следующем.

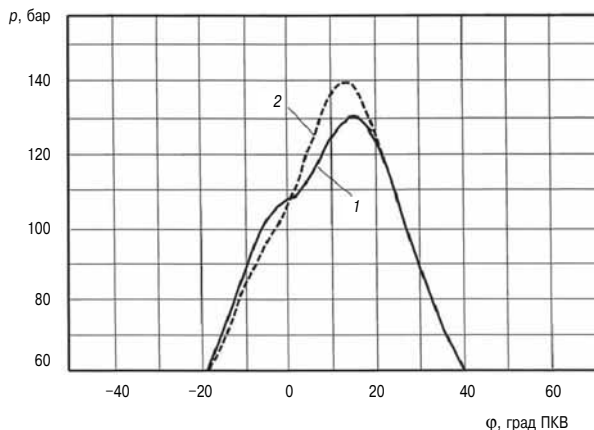


Рис. 9. Расчетные индикаторные диаграммы дизеля 6X72DF при 100 % мощности:

1 — дизельное топливо; 2 — метан

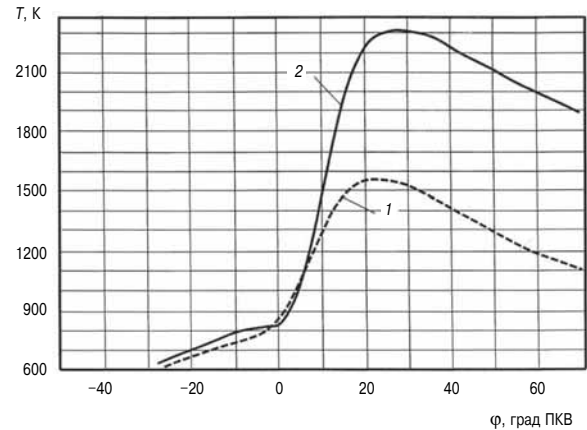


Рис. 10. Расчетная среднемассовая температура газов в цилиндре дизеля 6X72DF при 100 % мощности: 1 — метан; 2 — дизельное топливо (средняя условная температура в факеле при  $\alpha = 1,1$ )

Расчет индикаторных параметров осуществляется методом численного моделирования рабочего процесса в одном цилиндре [5]. По данным, приведенным в работе [3], была настроена модель сгорания для жидкого топлива и газа. В расчетах принималось МЧ = 100 % (чистый метан, С = 0,75 и Н = 0,25). Такое допущение возможно, так как содержание метана в природном газе, добываемом в России, составляет 98 % (МЧ = 92). Североморский газ — 90,5 (МЧ5 = 73) [7]. В качестве жидкого топлива принималось дизельное топливо среднего состава: С = 0,87; Н = 0,126; О = 0,004.

На рис. 9 и 10 показаны расчетные индикаторные диаграммы, полученные методом ЧМ и соответствующие среднемассовые температуры газов в цилиндре. Поскольку в дизельном цикле топливо горит в факеле при  $\alpha$ , близком к 1, температура в зоне горения значительно выше, чем среднемассовая (кривая 2 на рис. 10). Температура газов при работе на метане меньше на 750 К, что объясняет более чем десятикратное снижение образования  $\text{NO}_x$ .

Расчет удельного выброса  $\text{NO}_x$  при ЧМ производится по эмпирической формуле, полученной при обработке экспериментальных данных фирмой «Вяртсиля» [6]:

$$\frac{d(e_{\text{NO}_x})}{d\varphi} = A \text{NO}_x \cdot p \cdot \frac{1}{n} \cdot \frac{\alpha-1}{\alpha} \cdot \exp\left[-\frac{7550}{T}\right],$$

где  $e_{\text{NO}_x}$  — удельный выброс оксидов азота, г/(кВт·ч);  $\varphi$  — угол поворота коленчатого вала;  $p$ ,  $T$  — текущие давление и температура газов в цилиндре;  $n$  — частота вращения коленчатого вала;  $\alpha$  — коэффициент избытка воздуха при сгорании;  $A \text{NO}_x$  — эмпирический коэффициент.

Эмпирический коэффициент в формуле подбирается таким образом, чтобы расчетный удель-

ный средневзвешенный выброс  $\text{NO}_x$  соответствовал его экспериментальным значениям. Расчет скорости образования оксидов азота и ее интегрирование осуществляется от момента самовоспламенения топлива до окончания его сгорания.

Индикаторная мощность двигателя определяется умножением цилиндровой мощности на число цилиндров (6). Эффективные энергетические показатели определяются умножением соответствующих индикаторных показателей на механический КПД. Его значение принималось на основе подобия по данным для близких по параметрам малооборотных дизелей с изобарным

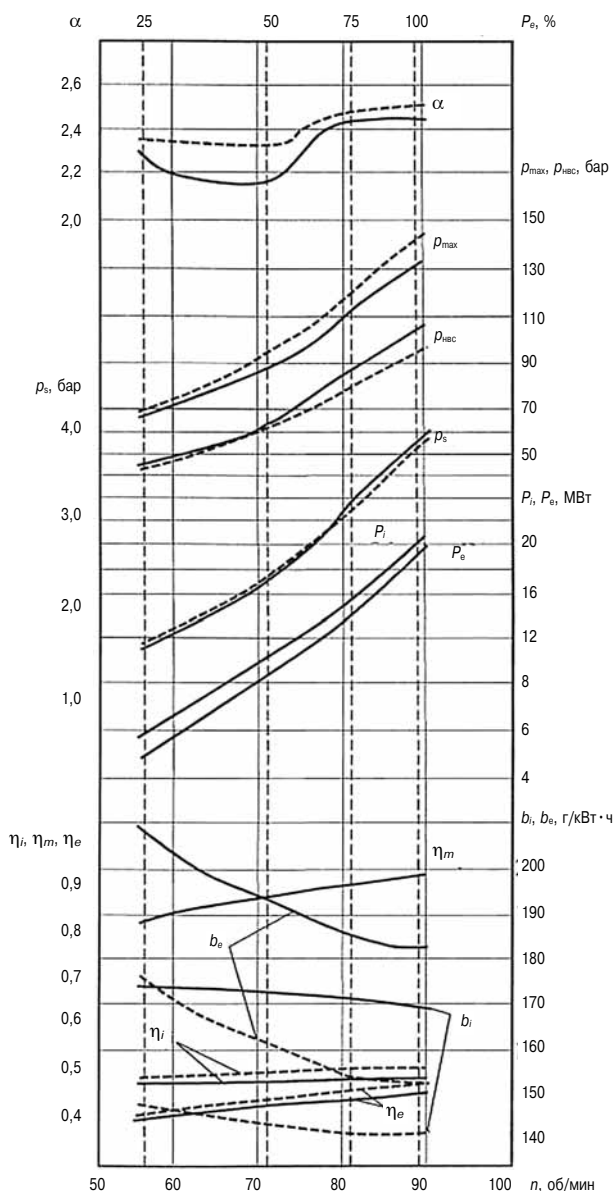
наддувом. Давление наддува, определяющее воздушный заряд и коэффициент избытка воздуха, определялось для режима 100 %-ной мощности из условия  $\alpha = 2,5$ . Величина  $p_s$  на остальных режимах для дизельного топлива принималась по данным других двигателей этого класса (нерегулируемый наддув). Для метана  $p_s$  корректировалось таким образом, чтобы получить примерно постоянное значение  $\alpha$  (см. рис. 6).

Изменение  $P_e$  и  $p_{me}$  определялось по законам кубической и квадратичной парабол соответственно. Величина цикловой подачи задавалась с учетом низшей теплоты сгорания топлива (дизельное 42 700, метан 50 000 кДж/кг) и обеспе-

Таблица 2

Изменение показателей двигателя 6X72DF при работе по теоретической винтовой характеристике

Наименование параметра, размерность	Обозначение	Режимы							
		100 %		75 %		50 %		25 %	
		ж. т.	газ	ж. т.	газ	ж. т.	газ	ж. т.	газ
Эффективная мощность, кВт	$P_e$	19 363	19 167	14 229	14 207	9800	9756	4873	4960
Частота вращения, об/мин	$n$	89		81		71		56	
Среднее эффективное давление, бар	$p_{me}$	17,32	17,15	14,0	14,0	11,0	10,95	6,93	7,05
Индикаторная мощность, кВт	$P_i$	20 820	20 610	15 534	15 510	11 010	10 962	5801	5904
Среднее индикаторное давление, бар	$p_{mi}$	18,62	18,44	15,27	15,25	12,34	12,3	8,25	8,39
Давление в прод. ресивере, бар	$p_s$	4,0	3,9	3,3	3,2	2,4	2,5	1,7	1,75
Цикловая подача топлива, г/цикл	$g_{цл}$	108	88,4	89	72,9	73	60	49	42
Механический КПД	$\eta_m$	0,93		0,916		0,89		0,84	
Давление в точке НВС, бар	$p_{НВС}$	105,3	95,0	86,9	80,0	63,2	62,5	44,8	42,7
Максимальное давление сгорания, бар	$p_{max}$	130,5	144,0	107,3	122,4	87,9	96,4	66,8	68,0
Максимальная температура цикла, К	$T_{max}$	1591	1563	1611	1600	1743	1743	1751	1656
Коэффициент избытка воздуха	$\alpha$	2,45	2,5245	2,46	2,5	2,18	2,34	2,3	2,38
Удельный индик. расх. топлива, г/кВт·ч	$b_i$	169,6	141,0	170,4	141,0	173	144,0	173,7	147,7
Индикаторный КПД	$\eta_i$	0,491	0,51	0,488	0,51	0,481	0,50	0,479	0,487
Удельный эфф. расх. топлива, г/кВт·ч	$b_e$	182,4	152	186	154	194,4	161,8	206,8	175,8
Эффективный КПД	$\eta_e$	0,457	0,474	0,447	0,467	0,428	0,445	0,402	0,41
Удельный выброс $\text{NO}_x$ , г/кВт·ч	$e_{\text{NO}_x}$	12,57	0,778	11,41	0,844	13,36	0,778	11,9	0,701
Удельный средневзвешенный выброс $\text{NO}_x$ по стандартному испытательному циклу ЕЗ, г/кВт·ч	$e^{\text{NO}_x}$	Жидкое топливо — 12,0				Газ — 0,8			



**Рис. 11. Изменение показателей двигателя 6X72DF при работе по теоретической винтовой характеристике**

чения одинаковых значений мощностей для разных топлив на каждом из режимов работы.

Изменение показателей дизеля 6X72DF при работе на четырех режимах винтовой характеристики приведено в табл. 2 и на рис. 11, из которых видно, что индикаторный и эффективный КПД при работе на газе на всех режимах больше, чем при работе на дизельном топливе. Это объясняется тем, что благодаря ранней подаче

запального топлива и более высокой скорости сгорания метана  $p_{\max}$  существенно больше чем в дизельном цикле.

Удельные расходы топлива отличаются весьма существенно: при работе на метане  $g_e$  на 30 г/кВт·ч меньше. Это объясняется более высокими КПД и  $Q_{\text{н}}$ . Следует также отметить, что дефорсировка по нагрузке и мощности двухтопливного варианта двигателя и настройка системы турбонаддува на обеспечение больших избытков воздуха привела к увеличению удельного эффективного расхода топлива до 180 г/кВт·ч. Аналогичный двигатель 6X72-B имеет мощность 23 520 кВт (6X72DF — 19 350 кВт) и  $g_e = 167$  г/кВт·ч.

В целом отклонения расчетных показателей рабочих процессов рассматриваемого дизеля от их экспериментальных значений на режимах теоретической винтовой характеристики не превышают 3 %, что подтверждает возможность использования математических моделей для моделирования двухтопливных двухтактных дизелей.

Более точная настройка математической модели будет выполнена по экспериментальным данным, полученным на головном судне «Афрамкс».

#### Литература

1. Международная Конвенция по предотвращению загрязнения с судов (МАРПОЛ 73/78). — СПб. : АО «ЦНИИМФ», 2017. — Кн. III. — 412 с.
2. Marcel Ott. X-DF low-pressure dual-fuel engine technology. WinGD low-speed engines. Licensees Conference 2015. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.wingd.com/en/media/papers/?page=2>.
3. Marcel Ott, Ingemar Nylund, Roland Alder, Takayuki Hirose, Yoshiyuki Umemoto Takeshi Yamada. The 2-stroke Low-Pressure Dual-Fuel Technology: From Concept to Reality. 2016 [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://www.wingd.com/en/media/papers/the-two-stroke-low-pressure-df-technology-from-concept-to-reality-cimac/>
4. Возницкий И. В., Пунда А. С. Судовые двигатели внутреннего сгорания: — 2-е изд., перераб. и доп. — М. : МОРКНИГА, 2010. Т. II — 382 с.
5. Пунда А. С. Численное моделирование индикаторного процесса судовых дизелей: учеб. пособие / СПб. : Изд-во ГУМРФ им. адм. С. О. Макарова, 2016. — 46 с.
6. Stefan Gros. Marine emission legislation./ Wartsila Diesel Group. Marine News. — № 1. — 1994. — Р. 37–43.
7. Расчет метанового числа газового топлива. [Электронный ресурс]. — Режим доступа: <https://studfiles.net/>