

РАСЧЕТНЫЕ ИССЛЕДОВАНИЯ ТОПЛИВНОЙ АППАРАТУРЫ
СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ

Л. Ю. Волкова, К. С. Дорош, С. Р. Закиров, О. Д. Мишин

CALCULATION STUDIES OF FUEL EQUIPMENT FOR MARINE DIESELS

L. Yu. Volkova, K. S. Dorosh, S. R. Zakirov, O. D. Mishin

Приведена методика и выполнен расчет цикловой подачи топлива, плунжерных пар насосов высокого давления и сопловых отверстий распылителей форсунок для малооборотных судовых двухтактных дизелей семейства MAN B&W с цилиндровой мощностью от 1310 до 4880 кВт. Показано, что для данного диапазона мощности судовых дизелей цикловая подача на номинальном режиме изменяется от 31 до 188 см³, диаметр плунжера – от 44 до 80 мм, диаметр сопловых отверстий – от 0,58 до 1,1 мм. Установлено, что для дизеля MAN B&W 6S50MC при постоянной цикловой подаче топлива одной форсункой (18500 мм³) и продолжительности впрыска (0,039 с) повышение среднего давления перед сопловыми отверстиями с 30 до 100 МПа позволяет уменьшить диаметры сопловых отверстий с 0,75 до 0,55 мм, при этом снизить средний диаметр распыленного топлива с 49 до 36 мкм. Выполнен расчет топливного факела, длина которого зависит от диаметра соплового отверстия, скорости и времени истечения топлива, критериев плотности и Вебера. Определен период задержки самовоспламенения факела, зависящий от давления и температуры воздуха в камере сгорания, средней скорости поршня и коэффициента избытка воздуха. Предложено, чтобы время пройденного пути топливного факела от соплового отверстия до стенки камеры сгорания было скоррелировано и примерно равнялось времени задержки самовоспламенения топлива. Такая методика расчета подачи топлива, плунжерной пары насоса высокого давления, диаметра сопловых отверстий распылителя форсунок, мелкости распыливания топлива, длины топливного факела, периода задержки самовоспламенения может быть полезна при совершенствовании и разработке новых конструкций топливной аппаратуры судовых дизелей.

насос высокого давления, форсунка, циклическая подача, диаметр сопла и распыленного топлива, факел, самовоспламенение

The paper presents a method and calculation of the cyclic fuel delivery, plunger pairs of high-pressure pumps and nozzle holes of fuel oil atomizers for low-speed marine two-stroke diesel MAN B&W engines with a cylinder capacity from 1310 to 4880 kW. It is shown that for the given power range of marine diesel engines, cyclic delivery at the nominal mode varies from 31 to 188 cm³, a plunger diameter – from 44 to 80 mm, and holes diameter- from 0.58 to 1.1 mm. It has been found that for MAN B&W 6S50MC diesel engine, with a constant cyclic fuel supply by one nozzle

(18500 mm³) at injection duration (0.039 s), an increase in the average pressure in front of the nozzle holes from 30 to 100 MPa makes it possible to reduce the nozzle holes diameter from 0.75 to 0.55 mm, while reducing the average diameter of the sprayed fuel from 49 to 36 microns. Calculations have been performed of the fuel flame, the length of which depends on the nozzle hole diameter; of the speed and time of the fuel expiration, of the density and Weber criteria. Its self-ignition delay period has been found. It depends on the pressure and temperature of the air in the combustion chamber, the average speed of the piston and the excess air coefficient. It is proposed that the time the fuel flame travels from the nozzle opening to the wall of the combustion chamber should be coordinated and approximately equal to the delay time of the fuel self-ignition. The proposed method of calculating fuel delivery, a plunger pair of the high-pressure pump, nozzle holes diameter of the nozzle sprayer, fuel atomization fineness, a fuel flame length, and a delay period of self-ignition can be useful in improving and developing new designs of the fuel equipment of marine diesel engines

high-pressure pump, nozzle, cyclic delivery, diameter of nozzle and atomized fuel, torch, self-ignition

ВВЕДЕНИЕ

В настоящее время двухтактные дизельные двигатели внутреннего сгорания занимают лидирующие позиции в качестве главных силовых установок крупнотоннажных судов мирового флота.

Повышение эффективности перевозок грузов судами связано в первую очередь с технологическим развитием кораблестроения и применяемых технологий в энергосистемах судов. По этой причине формируются важнейшие задачи корабельного двигателестроения – повышение экономичности, экологичности, ремонтпригодности и эффективности главных судовых двигательных установок. Одним из направлений повышения технико-экономических показателей судовых дизелей является совершенствование топливоподающей аппаратуры.

Главные элементы в системе питания дизеля – это насос высокого давления и форсунки, от конструктивных особенностей и технического состояния которых зависят его экономичность, вредность отработавших газов, надежность и долговечность. Насос должен обеспечивать подачу порций топлива под высоким давлением с учетом нагрузочных и скоростных режимов дизеля.

Форсунки выполняют задачи распыливания топлива на мелкие капли определенного диаметра и движения факела с определенной скоростью, при которой дизель работает с минимальным расходом топлива.

Принцип работы топливных насосов высокого давления и форсунок судовых дизелей не отличается от работы дизелей автомобильных или тепловозных. Главное отличие заключается в том, что цилиндровая мощность малооборотного судового дизеля, например MAN B&W 6S50MC, при частоте вращения вала 127 мин⁻¹ равна 1580 кВт, а цилиндровая мощность тепловозного дизеля 8ЧН 26/26 при частоте вращения коленчатого вала 750 мин⁻¹ – 124 кВт. Цикловая подача топлива у данного судового дизеля в 28 раз больше, чем у тепловозного.

Наличие большой цикловой подачи топлива и цилиндровой мощности у малооборотных судовых двигателей обязывает по-новому подходить к конструи-

рованию топливной аппаратуры, например, размещать в головке цилиндра не одну, а две форсунки.

Технические данные судовых дизелей серии S-MC-C, выпускаемых Брянским машиностроительным заводом по лицензии фирмы MAN B&W, представлены в табл. 1 [1].

Целью данной работы является проведение расчетных исследований топливной аппаратуры судовых двухтактных дизелей с учетом конструктивных особенностей плунжерных пар, сопловых отверстий форсунок, распыливания и баллистики топливного факела.

ОСНОВНАЯ ЧАСТЬ

На рис. 1 показан общий вид насоса высокого давления фирмы MAN с золотниковым регулированием подачи топлива и изменением угла опережения впрыска. Топливо под низким давлением от насоса поступает (указано стрелкой) по горизонтальному каналу, а затем поднимается к всасывающему клапану.

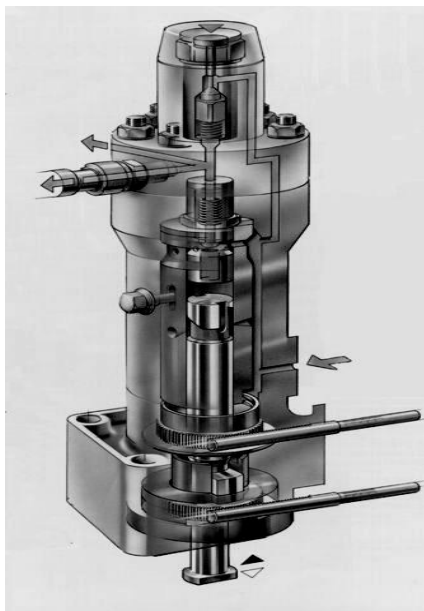


Рис. 1. Топливный насос высокого давления
Fig 1. A high-pressure pump with a VIT system

Величина цикловой подачи топлива регулируется поворотом плунжера, что изменяет его активный ход. Зубчатая рейка (нижняя) при поступательном движении вращает поворотную втулку, в пазы которой входит крестовина плунжера. Таким образом, вместе с вращением втулки плунжер поворачивается на определенный угол, изменяя подачу топлива (мазута).

Значение угла опережения впрыска топлива регулируется дополнительной (верхней) зубчатой рейкой. Применение зубчатого механизма с резьбой позволяет перемещать втулку плунжера вверх или вниз. Рейки управляются автоматически программой, заложенной в регулятор частоты вращения вала дизеля.

Таблица 1. Технические данные судовых дизелей серии S-MC-C
Table 1. Technical specification of two-stroke ship engines of MC-C series

Показатели	Типы малооборотных судовых дизелей					
	S46 MC-C	S50 MC-C	S60 MC-C	S70 MC-C	S80 MC-C	S90 MC-C
Мощность одного цилиндра, кВт	1310	1580	2250	3100	3880	4880
Частота вращения вала, мин ⁻¹	129	127	105	91	76	76
Полный ход поршня, мм	1932	2000	2400	2800	3200	3198
Диаметр цилиндра дизеля, мм	460	500	600	700	800	900
Средняя скорость поршня, м/с	8,3	8,5	8,4	8,5	8,1	8,1
Удельный расход топлива, г/(кВт·ч)	174	171	170	169	167	167

Расчетное определение диаметра и хода плунжера малооборотных судовых дизелей различной мощности

Расчетным путем определим диаметр плунжера и его ход для топливного насоса высокого давления судового двухтактного шестицилиндрового дизеля MAN B&W 6S50MC-C, с диаметром цилиндра 50 см и цилиндровой мощностью 1580 кВт.

Цикловую подачу топлива на режиме номинальной мощности находим по формуле

$$q_u = \frac{N_u \cdot q_e}{n_u \cdot \rho_T \cdot 60} = \frac{1580 \cdot 171}{127 \cdot 0,95 \cdot 60} = 37 \text{ см}^3, \quad (1)$$

где N_u – эффективная мощность для одного цилиндра дизеля, 1580 кВт; q_e – расход топлива, n_u – частота вращения вала насоса высокого давления; ρ_T – плотность топлива (мазута).

На режиме пуска двигателя подача топлива возрастает в 1,4–1,8 раза:

$$q_{\text{пуск}} = (1,4\text{--}1,8) q_u. \quad (2)$$

Обозначим отношение геометрического (полного) хода плунжера h_n к диаметру плунжера d_n через величину x , которая может лежать в пределах 1,0–1,4 [2]:

$$x = h_n / d_n. \quad (3)$$

Диаметр плунжера насоса выбирается с учетом величины максимальной цикловой подачи топлива. Плунжерные пары должны обеспечивать необходимый объем топлива на всех режимах работы дизеля:

$$d_n = \sqrt[3]{4 \cdot q_u \cdot \varphi_n / (\pi \cdot x \cdot \eta_n)}, \quad (4)$$

где φ_n – коэффициент увеличения цикловой подачи топлива на режиме пуска, 1,4–1,8; η_n – коэффициент подачи насоса.

Для $q_u = 37 \text{ 000 мм}^3$; $\varphi_n = 1,7$; $\eta_n = 0,7$; $x = 1,1$ значение величины диаметра плунжера насоса $d_n = 47 \text{ мм}$. Диаметр плунжера соответствует данным насоса исполнения K [3]. Погрешность расчета не более 3–5 %.

Подача топлива за цикл зависит от площади поперечного сечения плунжера, его активного хода, коэффициента подачи и вычисляется из выражения

$$q_u = \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} \cdot h_{\text{акт}} \cdot \eta_n. \quad (5)$$

Для диаметра плунжера $d_n = 47 \text{ мм}$ активный ход плунжера равен

$$h_{акт} = \frac{4 \cdot 37000}{\pi \cdot 47 \cdot 47 \cdot 0,7} = 30,5 \text{ мм.} \quad (6)$$

С учетом процесса эксплуатации:

$$h_{\max} = 1,75 \cdot h_{акт} = 1,75 \cdot 30,5 = 53 \text{ мм.} \quad (7)$$

Полный ход плунжера принимаем равным 53 мм.

В табл. 2 сведены результаты расчета подачи топлива за цикл, размеры плунжера насосов высокого давления, распылителей форсунок дизелей типа MAN B&W 6MC.

Таблица 2. Расчетные данные насоса и форсунок судовых дизелей серии S-MC-C
Table 2. Calculations of a high-pressure pump and injectors for MC-C series engines

Основные показатели	Типы судовых дизелей					
	S46	S50	S60	S70	S80	S90
Общая подача топлива за впрыск двумя форсунками, см ³	31	37	64	101	150	188
Диаметр плунжера насоса, мм	44	47	57	67	75	80
Ход плунжера, мм	51	53	63	72	85	94
Число распыливающих (сопловых) отверстий	6	6	6	6	6	6
Число форсунок	2	2	2	2	2	2
Диаметр соплового отверстия распылителей форсунок, мм	0,58	0,64	0,76	0,88	0,98	1,10

Расчет распылителей форсунок

Для режима номинальной мощности общая подача топлива за цикл для дизеля MAN B&W 6S50MC-C равна 37 000 мм³/цикл. В головке цилиндров установлены две форсунки [4]. Рассмотрим одну из них. Цикловая подача топлива составит 18 500 мм³. Максимальное давление, создаваемое насосом, примем 100 МПа, а среднее – 60 МПа.

На рис. 2 показаны распылители форсунок дизелей MAN со сменными наконечниками и шестью сопловыми отверстиями, которые создают факел распыленного топлива, равномерно распределенный в КС. Отверстия первой форсунки располагают с одной стороны соплового наконечника (180°), смещая их по высоте на некоторый угол (рис. 2 а).

В распылителе главным параметром является диаметр соплового отверстия. Для оценки величины эффективного сечения распылителя μF найдем теоретическую скорость истечения мазута через сопловые отверстия [2]:

$$g_T = \sqrt{2 \cdot \Delta P / \rho_T}, \quad (8)$$

где ΔP – средний перепад давления топлива перед сопловыми отверстиями, Па.

$$g_T = \sqrt{2 \cdot 600 \cdot 10^5 / 950} = 355 \text{ м/с или } 355 \text{ 000 мм/с.}$$

Объемный расход топлива Q в мм³/с равен

$$Q = \mu F \cdot g_T, \quad (9)$$

где μF – эффективное проходное сечение распылителя форсунки, мм².

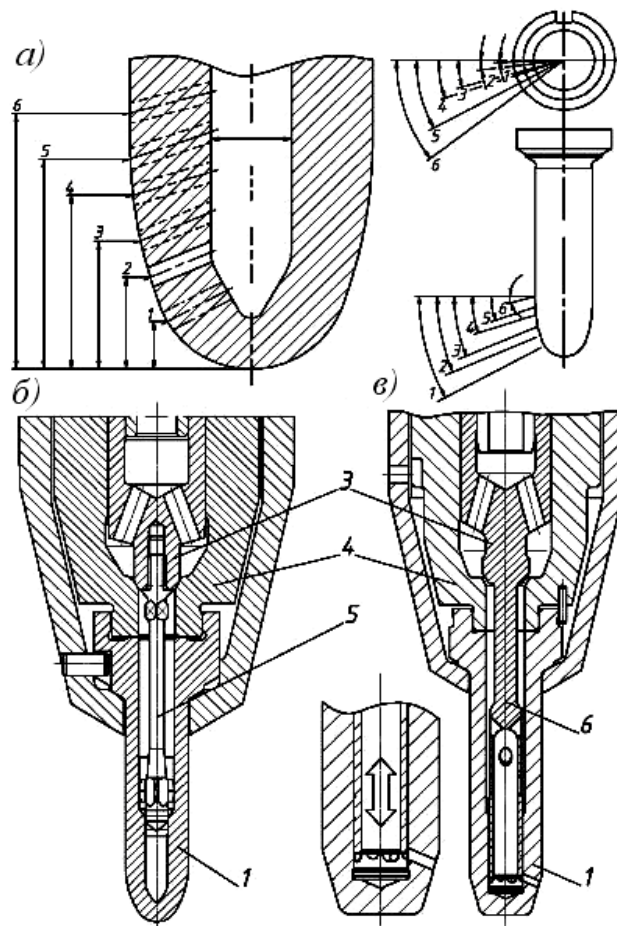


Рис. 2. Разрезы распылителей форсунок малооборотных дизелей:
a – положение сопловых отверстий в наконечнике распылителя;
б – с дополнительной иглой; *в* – с иглой золотникового типа; 1 – сменный сопловый наконечник; 3 – игла; 4 – корпус распылителя; 5 – подвесной клапан;
 6 – клапан соплового наконечника

Fig. 2. Nozzles of slow speed engine injectors:
a – position of the nozzle holes in the sprayer tip; *b* – with an additional needle;
c – with a spool-type needle.; 1 – a replaceable nozzle tip; 3 – a needle; 4 – atomizer frame; 5 – a hanging valve; 6 – a nozzle valve

Расход топлива за цикл в $\text{мм}^3/\text{с}$ определим по другой формуле:

$$Q = q_u / \tau. \quad (10)$$

Если известна продолжительность впрыска φ_B в градусах поворота коленчатого вала (30°), частота вращения вала насоса n_n в мин^{-1} , то время впрыска топлива можно найти из выражения [2]:

$$\tau = \frac{\varphi_B}{6 \cdot n_n} = \frac{30}{6 \cdot 127} = 0,039 \text{ с}. \quad (11)$$

Объемный расход топлива через распылитель составит

$$Q = 18500 / 0,039 = 474358 \text{ мм}^3/\text{с}, \text{ откуда} \\ \mu F = Q / g_T = 474358 / 355000 = 1,336 \text{ мм}^2. \quad (12)$$

При коэффициенте расхода μ , равном 0,7 [5], суммарная площадь сопловых отверстий составит 1,908 мм². При числе сопловых отверстий 6 площадь сечения одного сопла F_c будет равна 0,318 мм². Зная площадь соплового отверстия, вычислим его диаметр d_c по формуле [2]:

$$d_c = \sqrt{\frac{4 \cdot F_c}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,318}{3,14}} = 0,64 \text{ мм.} \quad (13)$$

Для остальных дизелей MAN B&W S6MC-C расчетные значения d_c приведены в табл. 2.

Параметры насоса высокого давления и форсунок должны обеспечивать минимальный расход топлива [не более 173 г/ (кВт·ч)] и допустимую токсичность отработавших газов. Давление открытия иглы распылителя форсунки принимаем равным 32 ± 1 МПа.

Результаты расчета распылителя дизеля S50MC-C в зависимости от величины перепада давления топлива ΔP представлены в табл. 3. Постоянными по величине были приняты цикловая подача (18 500 мм³), время впрыска топлива (0,039 с), продолжительность впрыска (30°), число сопловых отверстий (6), плотность топлива (950 кг/м³), коэффициент расхода топлива (0,7).

Расчет мелкости распыления топлива

К сопловым отверстиям распылителя топливо поступает под высоким давлением (до 100 МПа и более), обеспечивая необходимую мелкость распыливания.

Средний диаметр капель топлива найдем из выражения [6, 7]:

$$d_{cp} = d_c \cdot 2,68 \cdot (\rho_k \cdot We)^{-0,3} \cdot L_p^{-0,073}, \quad (14)$$

где d_c – диаметр отверстия сопла, м; ρ_k – критерий плотности; We – критерий Вебера; L_p – критерий Лапласа.

Оценим диаметр капель топлива для соплового отверстия диаметром 0,64 мм при среднем давлении перед сопловыми отверстиями за впрыск 60 ± 1 МПа. В качестве тяжелого судового топлива принят мазут марки RMA –10 по ГОСТ 32510-2013 с кинематической вязкостью 10 мм²/с при температуре 50 °С, плотностью 950 кг/м³ при температуре 15 °С.

Вычислим критерий Вебера, который влияет на мелкость распыливания топлива:

$$We = \frac{g_d^2 \cdot d_c \cdot \rho_T}{\sigma}, \quad (15)$$

где g_d – скорость (действительная) истечения топлива из соплового отверстия, м/с; ρ_T – плотность топлива, кг/м³; σ – коэффициент поверхностного натяжения топлива, Дж/м².

Действительную скорость g_d определяем путем умножения значения теоретической скорости $g_T = 355$ м/с (табл. 3, давление 60 МПа) на коэффициент скорости, равный 0,8.

Подставляя известные значения g_d , d_c , ρ_T , σ в формулу (15), получим:

$$We = 284^2 \cdot 0,00064 \cdot 950 / 0,029 = 1690994.$$

Критерий плотности найдем из выражения

$$\rho_k = \rho_v / \rho_T, \quad (16)$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность воздуха в цилиндре. При температуре воздуха в процессе впрыска топлива 700 K и давлении в КС 7,0 МПа плотность воздуха с учетом уравнения состояния газа будет равна 34,8 кг/м³. Критерий плотности найдем из выражения

$$\rho_{\text{к}} = 34,8 / 950 = 0,036.$$

На мелкость распыливания топлива влияет критерий Лапласа:

$$L_p = (d_c \cdot \rho_T \cdot \sigma) / \mu_T^2 \quad (17)$$

где μ_T – коэффициент динамической вязкости топлива, Н·с/м². Зная кинематическую вязкость, равную $10 \cdot 10^{-6}$ м²/с, и плотность топлива 950 кг/м³, путем их умножения получим значение $\mu_T = 0,0095$ Н·с/м².

По формуле (17) для $d_c = 0,64$ мм определим критерий Лапласа:

$$L_p = 0,00064 \cdot 950 \cdot 0,029 / (0,0095)^2 = 195.$$

По формуле (14) вычислим средний диаметр капель ($d_{\text{ср}}$) распыленного топлива:

$$d_{\text{ср}} = 0,00064 \cdot 2,68 \cdot (0,036 \cdot 1690994)^{-0,3} \cdot 195^{-0,073} = 0,000042 \text{ м или } 42 \text{ мкм.}$$

Для дизеля S50MC-C мощностью для одного цилиндра 1580 кВт в табл. 3 приведены значения среднего диаметра капель распыленного топлива в зависимости от диаметра сопловых отверстий распылителей и давления перед сопловыми отверстиями.

Таблица 3. Результаты расчетного исследования параметров распылителя судового дизеля S50MC-C

Table 3. Calculations of nozzles parameters for S50MC-C series engine

Параметры	Среднее давление топлива перед сопловыми отверстиями ΔP , МПа							
	30	40	50	60	70	80	90	100
Теоретическая скорость истечения топлива g_T , м/с	251	290	324	355	384	410	435	460
Эффективное проходное сечение распылителя μF , мм ²	1,89	1,63	1,46	1,33	1,23	1,15	1,09	1,03
Суммарная площадь отверстий F_{Σ} , мм ²	2,7	2,33	2,08	1,90	1,76	1,64	1,55	1,47
Площадь F_c соплового отверстия, мм ²	0,45	0,39	0,35	0,31	0,29	0,27	0,26	0,24
Диаметр соплового отверстия d_c , мм	0,75	0,7	0,66	0,64	0,6	0,58	0,57	0,55
Средний диаметр распыленного топлива $d_{\text{ср}}$, мкм	49	47	45	42	39	38	37	36

Следует отметить, что данные в табл. 3 получены для постоянного значения цикловой подачи топлива 18500 мм³ и продолжительности впрыска 0,039 с. Для среднего давления топлива перед сопловыми отверстиями, например 30 МПа, определяли по формуле (8) теоретическую скорость истечения топлива через сопловые отверстия, затем по формуле (12) находили эффективное проходное сечение распылителя и далее, по формуле (13), – диаметр сопловых отверстий. По-

вышение давления с 30 до 100 МПа позволило уменьшить диаметры сопловых отверстий с 0,75 до 0,55 мм, при этом снизить средний диаметр распыленного топлива с 49 до 36 мкм. В каналах форсунки топливо нагревается, его вязкость снижается, и диаметр капель будет меньше расчетного значения.

Расчеты показывают, что время пребывания распыленного мазута в камере сгорания малооборотного судового дизеля за период впрыска больше в 5–7 раз, чем в камере сгорания тепловозного дизеля. Поэтому даже более крупные капли топлива у судового дизеля успеют прогреться, испариться, смешаться с кислородом воздуха (21 %), окислиться и самовоспламениться.

Определение периода задержки самовоспламенения топлива в камере сгорания и дальнобойности топливного факела

Факел распыленного топлива, поступившего в КС, воспламеняется с определенным периодом задержки, который представляет собой время τ_i от начала поступления распыленного топлива в КС до момента его самовоспламенения. Основными параметрами, влияющими на τ_i , являются давление P и температура T воздуха в КС. В работе [8] определено влияние температуры в конце такта сжатия на период задержки самовоспламенения топлива.

При расчете периода задержки воспламенения желательно учитывать коэффициент избытка воздуха α и среднюю скорость движения поршня в цилиндре ($\vartheta_n = S \cdot n / 30$).

В работе [9] предложена формула для вычисления величины τ_i :

$$\tau_i = B \cdot \alpha \cdot \vartheta_n^{-x} \cdot P^{-y} \cdot T^{-z}, \quad (18)$$

где $B = 1$; α – коэффициент избытка воздуха; ϑ_n – средняя скорость поршня (см. табл. 1), м/с; P – давление в цилиндре в момент начала подачи топлива, Н/м²; T – температура воздуха в момент подачи распыленного топлива в КС, К; коэффициенты степени в уравнении (18) $x = 0,75$; $y = 0,24$; $z = 0,27$.

Для $P = 7 \cdot 10^6$ Н/м², $T = 700$ К, $\alpha = 1,6$, $\vartheta_n = 8,5$ м/с, $x = 0,75$, $y = 0,24$, $z = 0,27$ по формуле (18) была рассчитана величина $\tau_i = 0,0012$ с.

Формула (18) с достаточной для практики точностью определяет τ_i для заданных P и T . Более точные значения периода задержки воспламенения оцениваются экспериментальным путем.

Дальнобойность, или длина топливного факела от выхода из сопла распылителя до переднего фронта, вычисляется по формуле [6, 7]:

$$L_\phi = \frac{d_c}{1,2} \left(\frac{\vartheta_d \cdot \tau}{d_c} \right)^{0,5} \cdot \frac{We^{0,105} \cdot M_x^{0,08}}{1,7 \cdot \rho_k^{0,5}}, \quad (19)$$

где d_c – диаметр соплового отверстия, м; ϑ_d – действительная скорость истечения топлива из сопла, м/с; τ – время пройденного пути факела от распылителя, с; We – критерий Вебера; M_x – Маха; ρ_k – плотности.

При $d_c = 0,64$ мм, $\vartheta_d = 284$ м/с, $\tau = 0,0012$ с, критерии Вебера 1690994, Маха 0,63, плотности $\rho_k = 0,025$ путь, пройденный факелом от сопла распылителя, составит

$$L_\phi = \frac{0,00064}{1,2} \left(\frac{284 \cdot 0,0012}{0,00064} \right)^{0,5} \cdot \frac{1690994^{0,105} \cdot 0,63^{0,08}}{1,7 \cdot 0,025^{0,5}} = 0,20 \text{ м.} \quad (20)$$

Расчеты показывают, что за время 0,0012 с топливо, поданное в КС, прогреется, испарится, смешается с кислородом воздуха, окислится и самовоспламенится. За данное время факел распыленного топлива пройдет путь 0,20 м, см. (20). Путь топливного факела следует согласовывать с размерами КС, при необходимости он может быть изменен величиной диаметра сопловых отверстий или давления топлива [8]. Время пройденного пути топливным факелом от сопловых отверстий до стенок КС должно быть примерно равно времени задержки самовоспламенения топлива.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

1. Приведена методика и выполнен расчет цикловой подачи топлива, плунжерных пар насосов высокого давления и сопловых отверстий распылителей форсунок для малооборотных судовых двухтактных дизелей семейства MAN B&W с цилиндровой мощностью от 1310 до 4880 кВт. На режиме номинальной мощности цикловая подача достигает значения от 31 до 188 см³, диаметр плунжера – от 44 до 80 мм, диаметр сопловых отверстий – от 0,58 до 1,1 мм.

2. Для судового дизеля MAN B&W 6S50MC с постоянной цикловой подачей топлива 18500 мм³ и продолжительностью впрыска, равной 0,039 с, повышение среднего давления перед сопловыми отверстиями с 30 до 100 МПа позволит уменьшить диаметры сопловых отверстий с 0,75 до 0,55 мм, при этом снизить средний диаметр распыленного топлива с 49 до 36 мкм.

3. Расчетным путем определены дальность факела при впрыске топлива и период задержки самовоспламенения факела. Время задержки самовоспламенения топливного факела должно быть примерно равно времени пройденного пути топливным факелом от соплового отверстия до стенки камеры сгорания.

4. Приведенная методика расчета подачи топлива, размеров плунжерной пары насоса высокого давления, диаметра сопловых отверстий распылителя форсунок, мелкости распыливания топлива, длины топливного факела, периода задержки самовоспламенения может быть полезна при совершенствовании и разработке новых конструкций топливной аппаратуры судовых дизелей.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ЛИТЕРАТУРНЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Конкс, Г. А. Мировое судовое дизелестроение. Концепции конструирования, анализ международного опыта: учеб. пособие / Г. А. Конкс, В. А. Лашко. – Москва: Машиностроение, 2005. – 512 с.

2. Макушев, Ю. П. Системы подачи топлива и воздуха дизелей: учеб. пособие / Ю. П. Макушев, А. П. Жигadlo, Л. Ю. Волкова. – Омск: СибАДИ, 2017. – 208 с.

3. Балакин, В. И. Топливная аппаратура быстроходных дизелей / В. И. Балакин, А. Ф. Еремеев, Б. Н. Семенов. – Ленинград: Машиностроение, 1967. – 299 с.

4. Макушев, Ю. П. Расчет основных параметров судового двухтактного крейцкопфного дизеля MAN B&W 6S60MC-C / Ю. П. Макушев, Л. Ю. Волкова // Архитектурно-строительный и дорожно-транспортный комплексы: проблемы,

перспективы, инновации. Сборник материалов IV Междунар. научно-практич. конф. (28–29 нояб. 2019 г.): тр. – Омск: СибАДИ, 2019. – С. 116–123.

5. Трусов, В. И. Форсунки автотракторных дизелей / В. И. Трусов, В. П. Дмитриенко, Г. Д. Масляный. – Москва: Машиностроение, 1977. – 167 с.

6. Макушев, Ю. П. Конструктивные особенности систем подачи топлива современных дизелей: учеб. пособие / Ю. П. Макушев, А. П. Жигadlo, Л. Ю. Волкова. – Омск : СибАДИ, 2020. – 202 с.

7. Лышевский, А. С. Распыливание топлива в судовых двигателях / А. С. Лышевский. – Ленинград: Судостроение, 1971. – 200 с.

8. Волкова, Л. Ю. Совершенствование диагностирования технического состояния форсунок тепловозных дизелей: автореф. дис. ... канд. техн. наук: 05.22. 07 / Волкова Лариса Юрьевна, Омск, 2014. – 19 с.

9. Гаврилов, А. А. Продолжительность задержки воспламенения топливовоздушной смеси в поршневых двигателях / А. А. Гаврилов, А. Н. Гоц // Фундаментальные исследования. – 2014. – № 6, ч. 4. – С. 703–708.

REFERENCES

1. Konks G. A., Lashko V. A. *Mirovye sudovoe dizelestroenie. Kontseptsii konstruirovaniya, analiz mezhdunarodnogo opyta: uchebnoe posobie* [World marine diesel construction. Design concepts, analysis of international experience: textbook]. Moscow, Mashinostroenie, 2005, 512 p.

2. Makushev Yu. P., Zhigadlo A. P., Volkova L. Yu. *Sistemy podachi topliva i vozdukha dizeley: uchebnoe posobie* [Fuel and air supply systems for diesel engines: textbook]. Omsk, SibADI, 2017, 208 p.

3. Balakin V. I., Ereemeev A. F., Semenov B. N. *Toplivnaya apparatura bystrokhodnykh dizeley* [Fuel equipment of high-speed diesels]. Leningrad, Mashinostroenie, 1967, 299 p.

4. Makushev Yu. P., Volkova L. Yu. Raschet osnovnykh parametrov sudovogo dvukhtaktnogo kreyskopfnogo dizelya MAN B&W 6S60MC-C [Calculation of the main parameters of the ship two-stroke crosshead diesel engine MAN B&W 6S60MC-C]. *Trudy IV Mezhdunar. nauchno-praktich. konf. "Arkhiturno-stroitel'nyy i dorozhno-transportnyy komplekсы: problemy, perspektivy, innovatsii"* [Proceedings of the IV Intern. scientific and practical. conf. "Architectural and construction and road transport complexes: problems, prospects, innovations"]. Omsk, SibADI, 2019, pp. 116–123.

5. Trusov V. I., Dmitrienko V. P., Maslyanny G. D. *Forsunki avtotraktornykh dizeley* [Injectors of automotive diesel engines]. Moscow, Mashinostroenie, 1977, 167 p.

6. Makushev Yu. P., Zhigadlo A. P., Volkova L. Yu. *Konstruktivnye osobennosti sistem podachi topliva sovremennykh dizeley: uchebnoe posobie* [Design features of fuel supply systems of modern diesel engines: textbook]. Omsk, SibADI, 2020, 202 p.

7. Lyshevskiy A. S. *Raspylivanie topliva v sudovykh dvigatelyakh* [Fuel atomization in ship engines]. Leningrad, Sudostroenie, 1971, 200 p.

8. Volkova L. Yu. *Sovershenstvovanie diagnostirovaniya tekhnicheskogo sostoyaniya forsunok teplovoznnykh dizeley. Avtoreferat. diss. kand. tekhn. nauk* [Improving

the diagnosis of the technical condition of diesel locomotives engines injectors. Abstract of dis. cand. sci.]. Omsk, 2014, 19 p.

9. Gavrilov A. A., Gots A. N. Prodolzhitel'nost' zaderzhki vosplamneniya toplivo-vozdushnoy smesi v porshnevykh dvigatelyakh [Duration of the ignition delay of the fuel-air mixture in piston engines]. *Fundamental'nye issledovaniya*, 2014, no. 6, part 4, pp. 703–708.

ИНФОРМАЦИЯ ОБ АВТОРАХ

Волкова Лариса Юрьевна – Калининградский государственный технический университет; кандидат технических наук, доцент кафедры судовых энергетических установок и теплоэнергетики;
E-mail: volkova0969@mail.ru

Volkova Larisa Yurievna – Kaliningrad State Technical University; PhD in Engineering, Associate Professor of the Department of Ship power plants and heat power engineering; E-mail: volkova0969@mail.ru

Дорош Кирилл Сергеевич – Калининградский государственный технический университет; аспирант кафедры судовых энергетических установок и теплоэнергетики; E-mail: kirill.dorosh@klgtu.ru

Dorosh Kirill Sergeevich – Kaliningrad State Technical University; post-graduate student; Department of Ship power plants and heat power engineering;
E-mail: kirill.dorosh@klgtu.ru

Закиров Сарвар Рифатович – Калининградский государственный технический университет; аспирант кафедры судовых энергетических установок и теплоэнергетики; E-mail: kirill.dorosh@klgtu.ru

Zakirov Sarvar Rifatovich – Kaliningrad State Technical University; post-graduate student; Department of Ship power plants and heat power engineering;
E-mail: kirill.dorosh@klgtu.ru

Мишин Олег Дмитриевич – АО «Прибалтийский судостроительный завод “Янтарь”»; кандидат педагогических наук, доцент;
E-mail: odm61@yandex.ru

Mishin Oleg Dmitrievich – “YANTAR shipyard” joint-stock company; PhD in Pedagogical Sciences, Associate Professor; E-mail: odm61@yandex