

as specific elements of the theory. In this regard, they are not united by a single system necessary for their use in specific design problems. Accordingly, the paper highlights, concretizes and refines the parameters of the formulas used in the computational problem. In particular, the calculation of the heat transfer coefficient from the seawater side is performed according to the formula that gives the average value of the coefficient for the vessel. The heat transfer coefficients from the side of the coolant of the inner loop are calculated according to the well-known formulas recommended for calculating heat transfer in channels of any shape. Attention is drawn to the fact that heat transfer from the hold side goes to the finned wall. In this regard, the heat transfer coefficients determined by the indicated formulas should be considered convective. The transition to the given values of the heat transfer coefficients should be carried out considering the efficiency of the finned heat exchange surface, which considers the uneven temperature of various sections of the heat exchange surface. The calculation of heat transfer was carried out considering possible surface contamination. The procedure for performing the calculation steps is proposed, as a result of which the dimensions and heat engineering parameters of the heat exchanger can be determined. It was found that the use of the considered proposals leads to results close to those recommended by authoritative sources. The above proposals do not contradict the experience of creating and designing such structures. The recommendations can be used for educational and practical purposes by those who design heat exchangers of similar designs.

Key words: onboard heat exchanger; supercharged air cooler; cooling system; thermal resistance; internal circuit coolant; seawater.

УДК 621.431.74

DOI: 10.20998/0419-8719.2021.1.08

А.П. Марченко, Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, В.С. Вербовский, Н.Е. Рыбальченко

ВЛИЯНИЕ ГЕОМЕТРИИ ПРОТОЧНОЙ ЧАСТИ ГАЗОПОДАЮЩЕГО МОДУЛЯ НА ПРОЦЕСС ПОДАЧИ ГАЗОВОГО ТОПЛИВА В МАЛООБОРОТНОМ ГАЗОДИЗЕЛЬНОМ ДВИГАТЕЛЕ

Использование газовых топлив для судовых двухтактных малооборотных двигателей внутреннего сгорания рассматривается Международной морской организацией как основной инструмент реализации принятой в 2018 году программы по сокращению выбросов парниковых газов к 2050 году вдвое по сравнению с уровнем 2008 года. В этой связи ведущие мировые производители этого типа двигателей ведут активные научные и проектно-конструкторские работы, направленные на их разработку, проектирование, производство и внедрение в практику эксплуатации. В данном классе двигателей существует ряд ограничений, не позволяющих применить для них имеющийся опыт переоборудования на газовое топливо четырехтактных судовых двигателей. В этой связи каждый производитель разрабатывает свои подходы к решению данной проблемы. В результате наметились два принципиально отличающихся подхода – это подача газового топлива непосредственно в рабочий цилиндр в начале и в конце такта сжатия. Каждому из этих методов свойственны свои преимущества и недостатки. Ранее авторами было показано, что помимо уже реализованных технических решений могут быть использованы другие подходы, связанные с подачей газового топлива в рабочий цилиндр под давлением 4,0...6,0 МПа, которые позволяют сочетать в себе преимущества обоих реализованных на практике методов и существенно сократить свойственные им недостатки. В частности, как эффективный метод борьбы с детонационным сгоранием, имеющем место в двигателях низкого давления, является сокращение времени пребывания газозооной смеси в рабочем цилиндре двигателя на такте сжатия. В свою очередь, это время зависит от давления, под которым газовое топливо подводится к газоподдающему модулю и от особенностей его истечения через проточную часть этого устройства. Исследованию влияния конструктивных особенностей проточной части на формирование траекторий движения газового топлива и параметров его истечения из газового модуля в рабочий цилиндр в условиях меняющегося противодавления посвящена данная статья.

Ключевые слова: судовые малооборотные двухтопливные двигатели; газовое топливо.

Введение

Изменение подходов к вопросам функционирования интенсивно развивающегося мирового торгового флота все больше происходит под влиянием ужесточения экологических требований как к судам в целом, так и к их энергетическим установкам в частности [1]. Особенно актуальными являются вопросы сокращения выбросов парниковых газов от судоходства [2], которые выходят на первые позиции в повестке дня Международной Морской Организации (ИМО), принявшей отдельную стратегию сокращения их выбросов с судов в апреле 2018 г. [3]. Стратегия предусматривает, что общий годовой объем выбросов парниковых газов от международного судоходства к 2050 г. должен со-

кратиться как минимум на 50% от уровня 2008 г. Для решения этих задач потребуются радикально новые подходы в области двигателестроения и топливных технологий [4, 5]. К последним относятся тенденция перевода судовых малооборотных двигателей на газовые топлива [6]. При этом разные производители используют принципиально разные подходы к технической реализации систем подачи газового топлива в двигатели [7, 8, 9, 10, 11].

С 2016 года фирма WinGD, являющаяся правопреемницей компании Wärtsilä, выпустила первый коммерческий двухтопливный малооборотный двигатель 5RT-flex50DF, выполненный по технологии «низкого давления» [9, 12], впоследствии установленный на судне «Terntank Ternsund». К 2021

году модельный ряд двигателей, выпускаемых под индексом X-DF, был расширен до девяти типоразмеров с диаметрами рабочих цилиндров от 40 до 92 см [13]. Двигатели разработаны с учетом требований действующего международного законодательства по выбросам вредных веществ. Концепция X-DF доказала свою надежность, безопасность и экономичность, отвечая требованиям, предъявляемым к двигателям торговых судов [9, 12].

Актуальность исследования

В основе технологии «низкого давления» лежит сжигание обедненной смеси по циклу Отто, в котором топливо и воздух предварительно смешиваются на такте сжатия и сгорают при высоком коэффициенте избытка воздуха (α) [14]. Газ посту-

пает в рабочий цилиндр под относительно низким давлением в начальной стадии хода поршня на такте сжатия через два газоподающих модуля, установленных на втулке цилиндра (рис. 1а). Воспламенение обедненной газозвушной смеси осуществляется от двух запальных модулей форкамерного типа, установленных в крышке цилиндра (рис. 1б) [15]. Для двигателей с диаметром рабочего цилиндра то 40 до 62 см давление подводимого газа колеблется от 0,6 до 1,33 МПа в зависимости от режима работы. Для двигателей с диаметрами цилиндра более 62 см оптимальное давление сильно зависит от конкретных условий эксплуатации [12], а давления подачи газового топлива требуют дальнейшего уточнения.

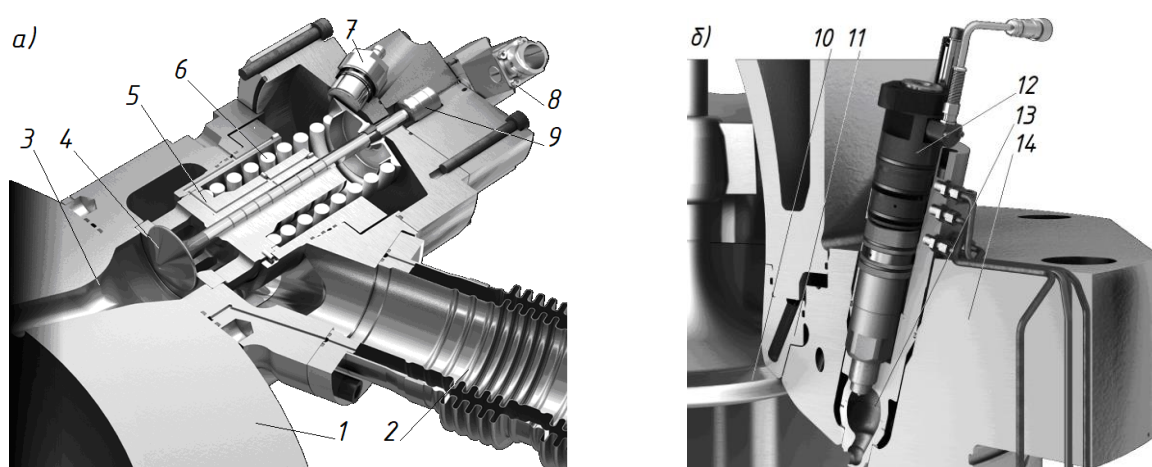


Рис. 1. Газоподающий модуль (а) и форкамерное запальное устройство (б) газодизельных малооборотных двигателей серии X-DF фирмы WinGD:

1 – втулка рабочего цилиндра; 2 – газоподводящая магистраль; 3 – сопловый канал; 4 – газовый клапан; 5 – направляющая клапана с седлом; 6 – возвратная пружина; 7 – датчик закрытия клапана; 8 – бистабильный электрогидравлический клапан управления; 9 – гидравлический поршень привода газового клапана; 10 – выпускной клапан; 11 – седло выпускного клапана; 12 – форсунка подачи запального топлива; 13 – форкамера; 14 – крышка цилиндра

Основным фактором, ограничивающим мощность двигателей, выполненных по технологии «низкого давления», является возникновение детонационных процессов (рис. 2) [12].

В качестве эффективных методов борьбы с детонационным сгоранием рассматриваются охлаждение заряда путем распыливания водяного аэрозоля на такте сжатия [16] и сокращение времени пребывания газозвушной смеси в рабочем цилиндре [17]. Таким образом, совершенствование процессов топливоподачи в цилиндры газодизельных двигателей, направленное на сокращение времени сжатия газозвушной смеси, позволит улучшить условия протекания рабочего процесса в них [17, 18].

Пути решения проблемы

В работах [19-21] были проанализированы и представлены результаты исследований, выполненных авторами, в которых путем моделирования процессов топливоподачи на такте сжатия исследовалось истечение газового топлива через сопловый канал газоподающего модуля в условиях меняющегося противодействия в рабочем цилиндре. При этом принимался ряд допущений, которые в определенной мере снижали объективность отображения реальных физических процессов. Так при моделировании влияния сечения соплового канала на процесс истечения газового топлива не учитывалась форма канала, которая рассматривалась как цилиндрическая, заданного сечения.

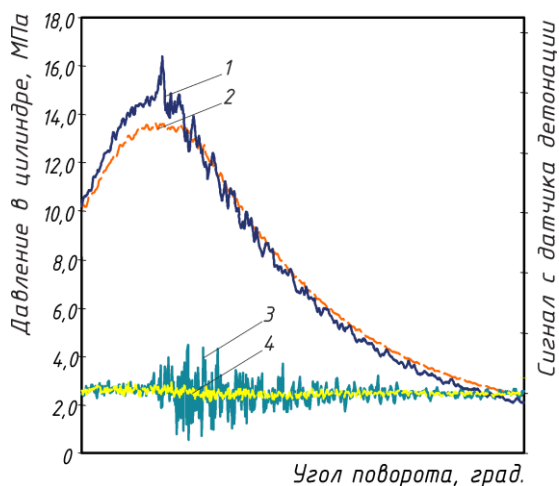


Рис. 2. Давление в рабочем цилиндре и сигнал с датчика детонации при нормальном (линии 2, 4) и детонационном (1, 3) сгорании в малооборотном газодизельном двигателе «низкого давления»

Как можно видеть на рис. 1а, канал сопловой вставки и прилегающая к нему камера с газовым клапаном обуславливают сложные траектории движения газового топлива на пути от газоподводящей магистрали к полости рабочего цилиндра, что, безусловно, влияет на характер формирования потока и его расходные характеристики.

Для исследования этого влияния была разработана трехмерная модель газоподающего модуля в среде SolidWorks, отдельные элементы которой, формирующие траекторию газовых потоков, представлены на рис. 3.

Использование трехмерного газодинамического моделирования позволяет, варьируя отдельными геометрическими параметрами проточной части газового модуля, получать параметры потока на выходе из соплового канала в рабочий цилиндр для любой точки на линии сжатия.

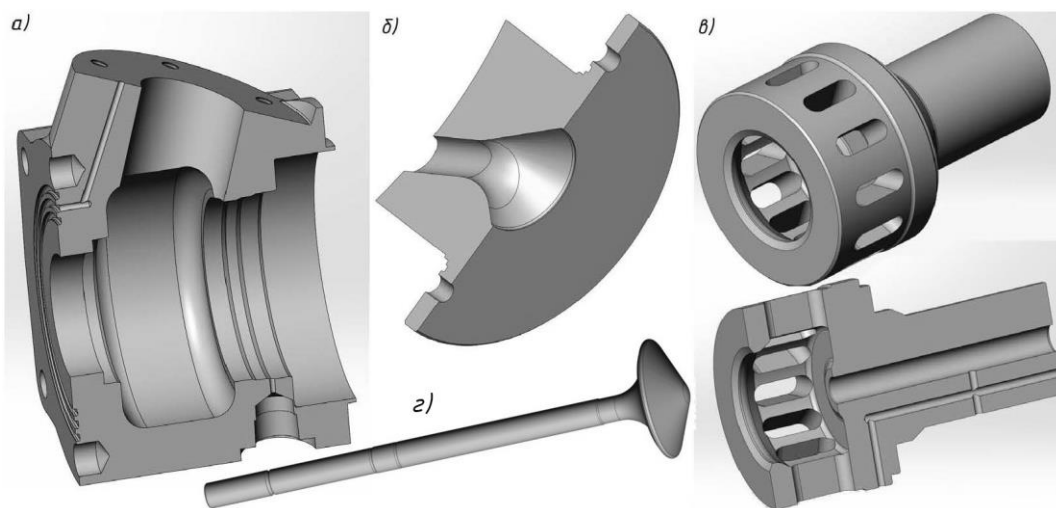


Рис. 3. Отдельные элементы газоподающего модуля, формирующие траекторию газовых потоков: а – корпус модуля; б – сопловая вставка; в – седло газового клапана с направляющей и газоподводящими окнами; г – газовый клапан

Пример моделирования формирования траекторий газовых потоков и распределение скоростей в газоподающем модуле представлено на рис. 4, где показано изменение числа Маха вдоль траектории движения газового топлива от газоподводящей магистрали и до выхода из соплового канала.

С использованием разработанной модели выполнено численное исследование влияния сечения соплового канала при прочих неизменных геометрических параметрах проточной части. Моделировались расходные характеристики и определялись формирующие их параметры газового потока в условиях истечения в рабочий цилиндр с меняющимся противодавлением. Для подачи газового топлива рассматривался участок процесса сжатия, лежащий в промежутке от 100 до 150° после НМТ.

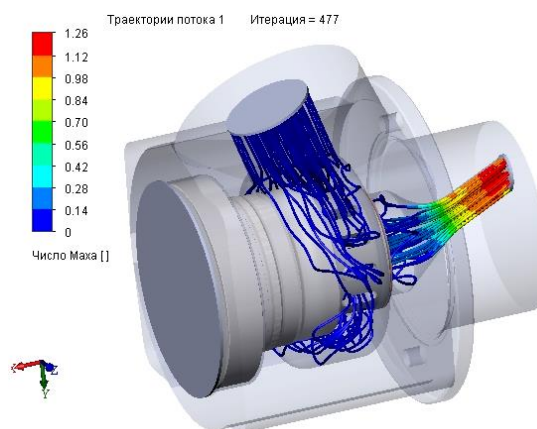


Рис. 4. Формирование траекторий газовых потоков и распределение скоростей в газоподающем модуле

На этом участке противодавление в рабочем цилиндре изменяется от 0,73 до 4,0 МПа.

Как показали предыдущие исследования авторов, именно на этом участке происходит смена режимов истечения из закритической области в докритическую.

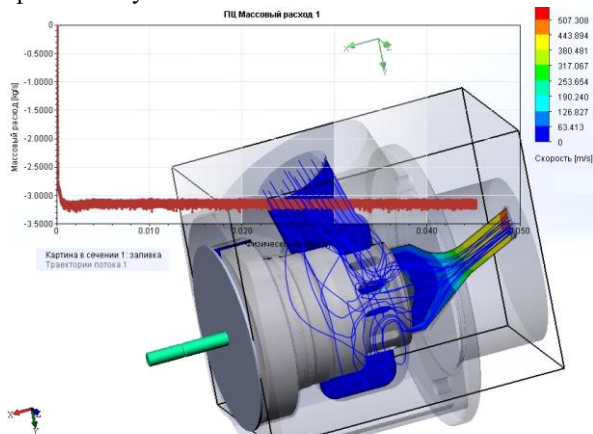


Рис. 5. Изменения расходных характеристик на срезе соплового канала газоподающего модуля, траектории и распределение скоростей вдоль газового тракта

Результаты моделирования основных параметров потока для четырех расчетных точек в сечениях от 200 до 500 мм² с шагом в 50 мм² представлены в табл. 1. Давление газового топлива перед клапаном во всех случаях принималось равным 4,13 МПа.

На рис. 6 представлено графическое отображение полученных результатов для сечений 200, 300, 400 и 500 мм, а именно, смена расходных характеристик газового модуля как функция хода поршня двигателя на линии сжатия.

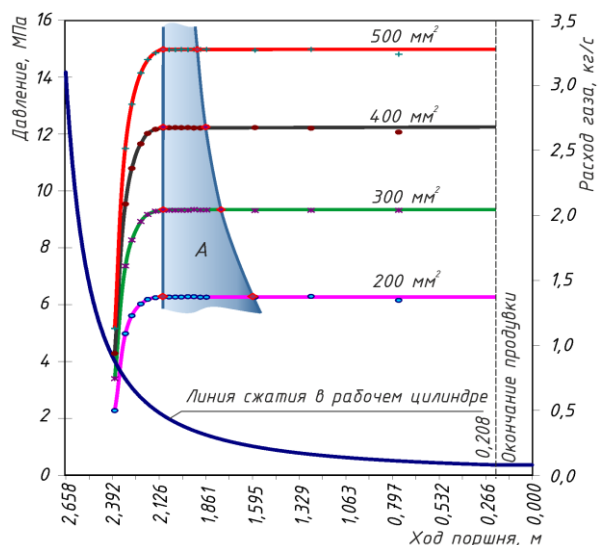


Рис. 6. Изменение расходных характеристик газового модуля как функция хода рабочего поршня на линии сжатия

Таблица 1. Основные параметры истечения

Противодавление, МПа	0,73	2,3	3,4	4,0
Сечение газового канала 200 мм²				
Число Маха, min	1,096	0,856	0,482	0,188
Число Маха, max	1,279	0,983	0,557	0,219
Число Маха, среднерасходное	1,168	0,976	0,541	0,212
Скорость, min, м/с	438,47	361,38	211,06	83,29
Скорость, max, м/с	509,82	408,71	242,21	97,20
Скорость, среднерасходная, м/с	473,24	399,32	235,51	94,19
Массовый расход, кг/с	1,367	1,366	1,089	0,497
Сечение газового канала 250 мм²				
Число Маха, min	1,06	0,62	0,33	0,15
Число Маха, max	1,22	0,96	0,53	0,20
Число Маха, среднерасходное	1,16	0,87	0,48	0,18
Скорость, min, м/с	443,82	272,25	147,78	67,99
Скорость, max, м/с	498,64	406,06	233,66	90,18
Скорость, среднерасходная, м/с	476,80	372,98	212,41	82,19
Массовый расход, кг/с	1,54	1,51	1,17	0,51
Сечение газового канала 300 мм²				
Число Маха, min	1,06	0,87	0,49	0,15
Число Маха, max	1,23	0,98	0,55	0,20
Число Маха, среднерасходное	1,12	0,95	0,53	0,18
Скорость, min, м/с	436,99	365,95	212,94	67,12
Скорость, max, м/с	433,90	406,24	239,18	90,25
Скорость, среднерасходная, м/с	456,29	396,99	232,12	81,89
Массовый расход, кг/с	2,039	2,031	1,61	0,62
Сечение газового канала 350 мм²				
Число Маха, min	0,89	0,66	0,38	0,15
Число Маха, max	1,21	0,95	0,53	0,20
Число Маха, среднерасходное	1,15	0,88	0,48	0,19
Скорость, min, м/с	377,01	287,91	170,76	69,13
Скорость, max, м/с	495,34	402,08	234,15	92,36
Скорость, среднерасходная, м/с	470,95	373,76	213,87	83,74
Массовый расход, кг/с	2,20	2,14	1,68	0,74
Сечение газового канала 400 мм²				
Число Маха, min	1,045	0,858	0,476	0,14
Число Маха, max	1,297	0,967	0,540	0,20
Число Маха, среднерасходное	1,118	0,937	0,520	0,18
Скорость, min, м/с	430,78	362,25	208,14	62,46
Скорость, max, м/с	515,92	402,92	235,12	90,98
Скорость, среднерасходная, м/с	456,13	391,80	226,73	82,97
Массовый расход, кг/с	2,672	2,66	2,086	0,84
Сечение газового канала 450 мм²				
Число Маха, min	0,97	0,66	0,34	0,13
Число Маха, max	1,22	0,94	0,53	0,20
Число Маха, среднерасходное	1,14	0,86	0,48	0,18
Скорость, min, м/с	406,84	289,51	152,08	59,62
Скорость, max, м/с	496,84	397,16	233,05	90,27
Скорость, среднерасходная, м/с	466,49	368,51	210,74	81,79
Массовый расход, кг/с	2,82	2,70	2,11	0,93
Сечение газового канала 500 мм²				
Число Маха, min	1,027	0,832	0,453	0,173
Число Маха, max	1,216	0,954	0,530	0,206
Число Маха, среднерасходное	1,120	0,918	0,504	0,195
Скорость, min, м/с	424,29	352,27	198,50	76,81
Скорость, max, м/с	489,14	398,39	230,98	91,46
Скорость, среднерасходная, м/с	456,94	384,87	220,15	86,48
Массовый расход, кг/с	3,276	3,250	2,515	1,130

Продольные профили сопловых каналов, результаты моделирования истечения через которые представлено на рис. 6, приводятся на рис. 7.

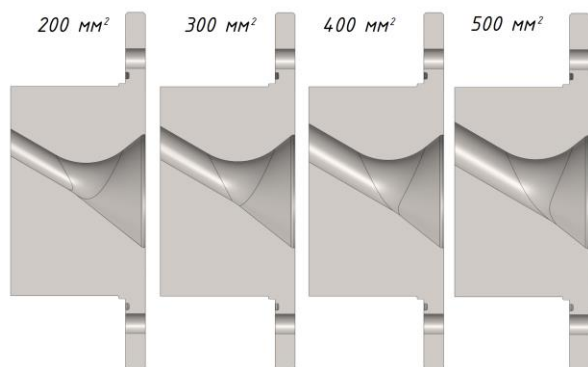


Рис. 7. Сечения сопловых каналов

На представленных расходных характеристиках нанесены точки, приведенные в табл. 1, и дополнительные точки определенные на границе смены режимов истечения. Хорошо видно, что точки, соответствующие давлениям перед газовым клапаном 0,73 и 2,3 МПа, лежат в закритической области и на этом участке расход газа остается постоянным. Увеличение противодействия приводит к переходу характера истечения в закритическую область и резкому уменьшению расхода газа. При этом увеличение сечения соплового канала прямо пропорционально влияет на расходные характеристики независимо от характера истечения, что хорошо видно на рис. 8.

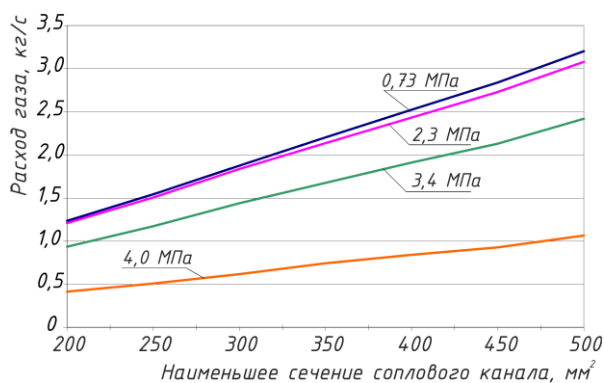


Рис. 8. Влияние наименьшего сечения профилированного соплового канала (рис. 7) на расходные характеристики газоподающего модуля

Увеличение сечения соплового канала в 2,5 раза приводит к трехкратному увеличению расхода на всех рассматриваемых режимах подачи.

В целом исследования режимов истечения газового топлива с помощью 3D-моделирования подтвердило полученные ранее авторами результаты

[12, 13] относительно основных закономерностей процессов подачи топлива в рабочий цилиндр в условиях изменяющегося противодействия. Имеющиеся отличия могут быть объяснены тем, что в данном исследовании учитывались не только сечение соплового канала, но и траектория входа газового потока в этот канал, а также особенности движения газового потока в проточной части газоподающего модуля.

В ходе предыдущих исследований расчетная среднерасходная [12] скорость газового потока на выходе в рабочий цилиндр была определена как 397 м/с. Для случая с 3D-моделированием с учетом продольного сечения канала эта скорость составила 464...475 м/с, что на 17% больше.

В результате профилирования соплового канала, представленного на рис. 7, расход газа через него увеличивается. Например, без учета продольного профиля соплового канала расход газа через сечение в 500 мм² в закритической области составлял 2,19 кг/с, в то время как с учетом профилирования это значение лежит в пределах 3,27 кг/с.

Таким образом профилирование входной части канала позволяет 1,5 раза увеличить его пропускную способность и сдвинуть область подачи (область А на рис. 7) полной цикловой порции ближе к ВМТ, сократив время подачи с 0,03 до 0,0167 с, то есть в 1,8 раза (для сечения 500 мм²). При этом точка перехода характера истечения сдвигается от ВМТ. Смена режима происходит, когда поршень проходит 2,10 м, в то время как для цилиндрического канала это происходит при ходе 2,157 м. В то же время момент начала подачи сдвигается с 1,796 до 1,91 м. В результате чего участок сжатия газозвдушной смеси сокращается на 47%.

Выводы

По результатам исследований можно сделать вывод, что продольный профиль канала существенно влияет на характеристики истечения через него газового топлива. Для рассмотренного случая профилирование соплового канала позволяет увеличить скорость истечения на 17% и в 1,5 раза увеличить расход газа через него.

В результате этого время, необходимое на смесеобразование, может быть сокращено в 1,8 раза, а сам процесс подачи газа максимально приближен к ВМТ.

Оптимизация профиля соплового канала является существенным резервом сокращения времени подачи газового топлива в рабочий цилиндр, а вопросы оптимизации требуют дополнительного исследования.

Список литературы:

1. Third IMO Greenhouse Gas Study 2014. // International Maritime Organization 2015, Suffolk. – 327 p. 2. Weisser G. Greenhouse Gas (GHG) Emissions from LNG Engines. Review of the Two-Stroke Engine Emission Footprint. / G. Weisser, D. Schneider, I. Nylund // CIMAC Congress, Paper №. 426, Vancouver, 2019 – 15 p. 3. Обзор морского транспорта, 2020 год. // United Nations Publications, New York, 2020. – 23 p. 4. Okubo, M. New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines. / M. Okubo, T. Kuwahara. – Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc. 2020. – 284 p. 5. Future ship powering options. Exploring alternative methods of ship propulsion. Royal Academy of Engineering. London, 2013. – 51 p. 6. Bilousov, I. Modern Marine Internal Combustion Engines. / I. Bilousov, M. Bulgakov, V. Savchuk. – Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping, Springer, Cham, 2020. – 385 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1> 7. Juliussen L.R. MAN B&W ME-GI Engines. Recent research and results. / L.R. Juliussen, M.J. Kryger, A. Andreasen // MAN Diesel & Turbo, Copenhagen, 2012. – 6 p. 8. Белоусов Е.В. Топливные системы современных судовых дизелей. – изд. 4-е стереотипное. / Е.В. Белоусов. – СПб.: Издательство «Лань», 2019. – 256 с. 9. Wettstein R. The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. / R. Wettstein // AJOUR Conference, Odense, 2014. – 31 p. 10. Белоусов, Е.В. Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2016. – № 1. – С. 81-88. 11. Takaishi, T. Approach to High Efficiency Diesel and Gas Engines. / T. Takaishi, A. Numata, R. Nakano, K. Sakaguchi // Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 45 №. 1, 2008. – P. 21-24. 12. X-DF by WinGD. Low-pressure X-DF Engines FAQ. // Winterthur Gas&Diesel Ltd. 2020. – 13 p. 13. WinGD. Low-speed Engines 2021. // Winterthur Gas&Diesel Ltd. 2021. – 51 p. 14. Belousov E. Research of the Gas Fuel Supply Process on the Compression Stroke in Ship's Low-Speed Gas-Diesel Engines / E. Belousov, A. Marchenko, I. Gritsuk, V. Savchuk, N. Bulgakov, V. Mitienkova, M. Ahieiev, O. Samarin, R. Vrublevskiy, M. Volodarets, Y. Kalashnikov, S. Pronin // SAE Technical Paper 2020-01-2107. – 2020. – 14 p. doi:10.4271/2020-01-2107. 15. Technology & Innovation [Электронный ресурс] Режим доступа: <https://www.wingd.com/en/technology-innovation/> (дата обращения 17.04.2021) 16. Белоусов Е.В. Моделирование процесса сжатия с охлаждением воздушного заряда путем распыливания воды в рабочем цилиндре ДВС / Е.В. Белоусов // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 1. – С. 72-78. 17. Ott, M. The 2-stroke Low-Pressure Dual-Fuel. Technology: From Concept to Reality / M. Ott, I. Nylund, R. Alder, T. Hirose, Y. Umemoto, T. Yamada // CIMAC Congress. - Paper №. 233, Helsinki. – 2016. – 12 p. 18. Schneider, D. WinGD 12X92DF, the Development of the Most Powerful Otto Engine. / D. Schneider, S. Goranov, M. Ott, P. Printz // CIMAC Congress. Vancouver. – 2019. – Paper № 425. - 14 p. 19. Белоусов Е.В. Организация внутреннего смешивания в судовых малооборотных газодизельных двигателях / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, И.В. Грицук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – 2017. – №2. – С. 13-16. 20. Белоусов Е.В. Исследование процессов топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низкого давления / Е.В. Белоусов, Р.А. Варбанец, В.П. Савчук, И.В. Грицук., В.С. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания.

– 2019. – № 1. – С 27-33. 21. Марченко А.П. Исследование влияния давления подачи и сечений сопловых каналов на процессы топливоподачи в газодизельных малооборотных двухтактных двигателях низкого давления / А.П. Марченко, Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, В.С. Вербовский // Двигатели внутреннего сгорания. – 2020. – № 1. – С 6-12.

Bibliography (transliterated):

1. International Maritime Organization (2015), Third IMO Greenhouse Gas Study 2014, Suffolk, 327 p. 2. Weisser, G., Schneider, D., Nylund, I. (2019), Greenhouse Gas (GHG) Emissions from LNG Engines. Review of the Two-Stroke Engine Emission Footprint. CIMAC Congress, Paper №. 426, Vancouver, 15 p. 3. United Nations Publications (2020), Obzor morskogo transporta, 2020 god. [Maritime Transport Survey 2020.], New York, 23 p. 4. Okubo, M., Kuwahara, T. (2020), New Technologies for Emission Control in Marine Diesel Engines.. – Butterworth-Heinemann, Kidlington, Oxford, United Kingdom, Elsevier Inc, 284 p. 5. Royal Academy of Engineering (2013), Future ship powering options. Exploring alternative methods of ship propulsion. Registered Charity Number: 293074. London, 51 p. 6. Bilousov, I., Bulgakov, M., V. Savchuk Modern Marine Internal Combustion Engines, Springer Series on Naval Architecture, Marine Engineering, Shipbuilding and Shipping, Springer, Cham. 2020, 385 p. <https://doi.org/10.1007/978-3-030-49749-1> 7. Juliussen, L.R., Kryger, M.J., Andreasen, A. (2012), MAN B&W ME-GI Engines. Recent research and results.. MAN Diesel & Turbo, Copenhagen. – 6 p. 8. Belousov, E.V. (2019), Fuel systems of modern marine diesel engines [Toplivnye sistemy sovremennykh sudovykh dizel'nykh dvigatelei.], izd. 4-e stereotipnoe. E.V. Belousov., SPb.: Izdatel'stvo «Lan'», 256 p. 9. Wettstein, R. (2014), The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 31 p. 10. Belousov, E.V., Savchuk, V.P., Belousova, T.P. (2016) "Analysis of modern approaches to the problem of creating marine low-speed gas-diesel engines", Internal combustion engines. ["Analiz sovremennykh podkhodov k probleme sozdaniya sudovykh malooborotnykh gazodizel'nykh dvigatelei", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 1, pp. 81-88. 11. Takaishi, T., Numata, A., Nakano, R., Sakaguchi, K. (2008) Approach to High Efficiency Diesel and Gas Engines. // Mitsubishi Heavy Industries, Ltd. Technical Review Vol. 45 №. 1, P. 21-24. 12. Winterthur Gas&Diesel Ltd. (2020) X-DF by WinGD. Low-pressure X-DF Engines FAQ, 13 p. 13. Winterthur Gas&Diesel Ltd. (2021) WinGD. Low-speed Engines 2021, 51 p. 14. Belousov, E., Marchenko, A., Gritsuk, I., Savchuk, V., Bulgakov, N., Mitienkova, V., Ahieiev, M., Samarin, O., Vrublevskiy, R., Volodarets, M., Kalashnikov, Y., Pronin, S. (2020), Research of the Gas Fuel Supply Process on the Compression Stroke in Ship's Low-Speed Gas-Diesel Engines. – SAE Technical Paper 2020-01-2107, 12 p. doi:10.4271/2020-01-2107. 15. Technology & Innovation. Available at: <https://www.wingd.com/en/technology-innovation/> (accessed 17.04.2021) 16. Belousov, E.V. (2006) "Simulation of the compression process with cooling the air charge by spraying water in the working cylinder of an ICE", Internal combustion engines ["Modelirovanie protsessa szhatiya s okhlazhdeniem vozdušnogo zaryada putem raspylivaniya vody v rabochem tsilindre DVS", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 1, pp. 72-78. 17. Ott, M., Nylund, I., Alder, R., Hirose, T., Umemoto, Y., Yamada, T. (2016) The 2-stroke Low-Pressure Dual-Fuel. Technology: From Concept to Reality / CIMAC Congress, Paper №. 233, Helsinki, 12 p. 18. Schneider, D., Goranov, S., Ott, M., Printz, P. (2019), WinGD 12X92DF, the Development of the Most Powerful Otto Engine, CIMAC Congress. Vancouver, Paper № 425, 14 p. 19. Belousov, E.V. Savchuk, V.P. Gritsuk, I.V. Belousova T.P. (2017), "Organization of internal mixture formation in marine low-speed gas-diesel engines", Internal combustion engines ["Organizatsiya vnutrennego smeseobrazovaniya v sudovykh malooborotnykh gazodizel'nykh dvigatelyakh", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], №2, pp. 13-16. 20. Belousov, E.V. Varbanets, R.A. Savchuk, V.P. Gritsuk, I.V. Verbovskii V.S. (2019) "Investigation of fuel supply processes in low-speed gas-diesel low-speed two-stroke engines of low pressure", Internal combustion engines ["Issledovanie protsessov toplivopodachi v gazodizel'nykh malooborotnykh dvukhtaknykh dvigatelyakh nizkogo davleniya", Dvigateli vnutrennego sgoraniya], № 1, pp. 27-33. 21. Marchenko, A.P. Belousov, E.V. Savchuk, V.P. Verbovskii, V.S.

(2020) "Investigation of the influence of supply pressure and nozzle channel cross-sections on fuel supply processes in low-speed gas-diesel low-speed two-stroke low-pressure engines", *Internal combustion engines* ["Issledovanie vliyaniya davleniya podachi i sechenii soplovykh kanalov na protsessy toplivopodachi v gazodizel'nykh

malooborotnykh dvukhtaknykh dvigatelyakh nizkogo davleniya", *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*], № 1, pp. 6-12.

Поступила в редакцію 14.05.2021 з.

Марченко Андрей Петрович – доктор техн. наук, профессор, проректор по научной работе НТУ «ХПИ», Национальный технический университет «ХПИ», Украина, andreymarchenko51@gmail.com, <http://orcid.org/0000-0001-9746-4634>.

Белюсов Евгений Викторович – доктор техн. наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>.

Савчук Владимир Петрович – канд. техн. наук, доцент, заведующий кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, postsavchuk@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-5266-850X>.

Вербовський Валерий Степанович – научный сотрудник отдела переработки и транспортировки газа, Институт газа НАН Украины, Verbovsky@nas.gov.ua

Рыбальченко Николай Евгеньевич – аспирант кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, kolryb73@gmail.com.

STUDY OF THE EFFECT OF FEED PRESSURE AND NOZZLE CHANNEL CROSS-SECTIONS ON FUEL SUPPLY PROCESSES IN GAS-DIESEL LOW-SPEED TWO-STROKE LOW-PRESSURE ENGINES

A.P. Marchenko, E.V. Bilousov, V.P. Savchuk, V.S. Verbovs'kyi, N.E. Rybalchenko

The use of gas fuels for marine two-stroke low-speed internal combustion engines is considered by the International Maritime Organization as the main tool for implementing the program adopted in 2018 to reduce greenhouse gas emissions by half by 2050 compared to 2008. In this regard, the world's leading manufacturers of this type of engines are actively engaged in research and development work aimed at developing, designing, manufacturing and putting them into operation. In this class of engines, there are a number of limitations that do not allow the existing experience of converting four-stroke marine engines to gas fuel to be applied to them. In this regard, each manufacturer develops its own approaches to solving this problem. As a result, two fundamentally different approaches were outlined - this is the supply of gas fuel directly to the working cylinder at the beginning and at the end of the compression stroke. Each of these methods has its own advantages and disadvantages. Earlier, the authors showed that in addition to the already implemented technical solutions, other approaches can be used related to the supply of gas fuel into the working cylinder under a pressure of 4.0...6.0 MPa, which allow combining the advantages of both methods implemented in practice and significantly reduce their inherent disadvantages. In particular, reducing the residence time of the gas-air mixture in the working cylinder of the engine during the compression stroke is an effective method of combating knocking combustion that occurs in low-pressure engines. In turn, this time depends on the pressure under which the gas fuel is supplied to the gas supply module and on the characteristics of its outflow through the flow path of this device. This article is devoted to the study of the influence of the design features of the flow path on the formation of the trajectories of gas fuel movement and the parameters of its outflow from the gas module to the working cylinder under conditions of changing back pressure.

Keywords: ship low-speed dual-fuel engines; gas fuel.

ВПЛИВ ПРОФІЛЮ ПРОТОЧНОЇ ЧАСТИНИ ГАЗОПОДАЮЧОГО МОДУЛЯ НА ПРОЦЕС ПОДАЧІ ГАЗОВОГО ПАЛИВА В МАЛОБОРОТНОМУ ГАЗОДИЗЕЛЬНОМУ ДВИГУНІ

A.P. Marchenko, E.V. Bilousov, V.P. Savchuk, V.S. Verbovs'kyi, N.E. Rybalchenko

Використання газових палив для суднових двотактних малооборотних двигунів внутрішнього згорання розглядається Міжнародною морською організацією як основний інструмент реалізації прийнятої в 2018 році програми по скороченню викидів парникових газів до 2050 року вдвічі в порівнянні з рівнем 2008 роком. У зв'язку з цим провідні світові виробники цього типу двигунів ведуть активні наукові і проектно-конструкторські роботи, спрямовані на їх розробку, проектування, виробництво і впровадження в практику експлуатації. В даному класі двигунів існує ряд обмежень, які не дозволяють застосувати для них наявний досвід переобладнання на газове паливо чотиритактних суднових двигунів. У зв'язку з цим кожен виробник розробляє свої підходи до вирішення даної проблеми. В результаті намітилися два принципово відмінних підходи – це подача газового палива безпосередньо в робочий циліндр на початку та в кінці такту стиснення. Кожному з цих методів притаманні свої переваги і недоліки. Раніше авторами було показано, що крім вже реалізованих технічних рішень можуть бути використані інші підходи, пов'язані з подачею газового палива в робочий циліндр під тиском 4,0...6,0 МПа, які дозволяють поєднувати в собі переваги обох реалізованих на практиці методів і істотно зменшити властиві їм недоліки. Зокрема, як ефективний метод боротьби з детонаційними згораннями, що має місце в двигунах низького тиску, є скорочення часу перебування газоповітряної суміші в робочому циліндрі двигуна на такті стиснення. У свою чергу цей час залежить від тиску, під яким газове паливо підводиться до газоподаючого модулю і від особливостей його витоку через проточну частину цього пристрою. Дослідженню впливу конструктивних особливостей проточної частини на формування траєкторій руху газового палива і параметрів його витоку з газового модуля в робочий циліндр в умовах змінного протитиску присвячена ця стаття.

Ключові слова: суднові малооборотні двопаливні двигуни; газове паливо.