

*Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, И.В. Грицук, Т.П. Белоусова*

## ОРГАНИЗАЦИЯ ВНУТРЕННЕГО СМЕСЕОБРАЗОВАНИЯ В СУДОВЫХ МАЛОБОРОТНЫХ ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ

*Малооборотные дизели составляют основу современной судовой энергетики, однако ужесточение экологических норм и рост цен на нефтяные топлива заставили их производителей направить свои усилия на разработку газодизельных МОД. В силу конструктивных особенностей в данных двигателях может быть использовано только внутренне смесеобразование, при котором газовое топливо поступает в рабочий цилиндр сразу после закрытия органов газораспределения (двигатели фирмы Wärtsilä) или непосредственно перед приходом поршня в ВМТ (двигатели фирмы MAN). Оба эти способа имеют свои преимущества и недостатки. Поиску новых технических решений, позволяющих объединить преимущества и устранить недостатки, присущие обеим схемам организации внутреннего смесеобразования, посвящена данная статья.*

### Введение

Рост цен на нефть и ужесточение требований, связанных с экологическими показателями судовых двигателей, привели к тому, что основные производители сегодня рассматривают возможность перевода малооборотных двухтактных крейцкопфных двигателей (МОД) на газовые топлива.

В качестве наиболее перспективного топлива, позволяющего одновременно снизить стоимость перевозок, и количество вредных выбросов, является природный газ [1], а его использование рассматривается как перспективное направление для всех типов судов [1, 3].

Специфические условия работы судов наложили свои отпечатки на развитие топливных систем судовых двигателей, работающих на газе. В первую очередь это связано с необходимостью сохранить возможность работы двигателя на жидких топливах. Исходя из этого, основная масса судовых двигателей создается сегодня двухтопливными (dual-fuel (DF)), то есть способными работать на газовом, жидком топливе или на обоих топливах одновременно в различных пропорциях [1-7].

### Анализ состояния проблемы приготовления газоз-воздушной смеси в двухтактных МОД

У двухтактных двигателей воздух, перед поступлением в рабочий цилиндр, заполняет подпоршневую полость, имеющую достаточно большой объем. Это не позволяет организовать в них внешнее смесеобразование, так как в этом случае увеличивается опасность взрыва в подпоршневом пространстве. Поэтому в современных двухтактных двигателях используется внутреннее смесеобразование, при котором газовое топливо (ГТ) подается в рабочий цилиндр после закрытия газораспределительных органов.

На сегодня к внутреннему смесеобразованию существует два основных подхода:

- газ подается в рабочий цилиндр сразу после закрытия выпускного клапана в начальной стадии

такта сжатия под относительно небольшим давлением, благодаря чему такие системы получили название – *систем питания низкого давления* [1-3];

- газ подается в камеру сгорания вместе с запальным топливом в конце такта сжатия под высоким давлением, поэтому такие системы получили название *систем питания высокого давления* или *прямого впрыска газа* [4].

В настоящее время, к опытной эксплуатации двухтактных малооборотных двигателей с системами низкого давления приступила фирма Wärtsilä. Системами высокого давления оборудуются малооборотные газодизельные двигатели фирмы MAN. Каждая из систем имеет свои преимущества и недостатки, которые в значительной мере определяют область их использования.

К числу преимуществ систем низкого давления можно отнести [8]:

- хорошее перемешивание газоз-воздушной смеси в ходе процесса сжатия;

- использование минимальной порции запального топлива для поджога газоз-воздушной смеси;

- подача газа в рабочий цилиндр под относительно низким давлением, что позволяет снизить вероятность утечек, упростить топливную систему, повысить безопасность ее использования;

- для подачи ГТ можно использовать более дешевые и надежные винтовые или центробежные компрессоры.

Недостатки систем низкого давления [8]:

- возможность появления детонации, и, как следствие, высокие требования к качеству ГТ;

- неизбежное просачивание газоз-воздушной смеси через поршневые кольца в подпоршневое пространство на такте сжатия, а так же вероятность попадания газа в подпоршневое пространство в случае повреждения газового клапана;

- ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ на уровне 80% от номинала, замедленная реакция на изменение нагрузки.

Преимущество систем прямого впрыска [8]:

- при подаче ГТ непосредственно в камеру сгорания, можно полностью исключить возникновение детонации, поэтому, отсутствуют какие либо ограничения по мощности двигателя при работе на ГТ, да и требования к качеству ГТ менее жесткие;

- исключено попадание ГТ в подпоршневое пространство;

Недостатки систем прямого впрыска [8]:

- использование газа под высоким давлением усложняет топливную систему, повышает требования к ее безопасности;

- большой расход жидкого топлива на запальное зажигание газо-воздушной смеси;

- для сжатия природного газа необходимо использование многоступенчатых компрессоров, что повышает энергетические затраты установки.

Приведенный выше анализ позволяет сделать вывод, что очевидно существуют промежуточные решения, связанные с подачей газового топлива в рабочий цилиндр на разных участках процесса сжатия. При этом смещение процесса смесеобразования относительно процесса сжатия может позволить избавиться от недостатков, присущих системам низкого давления и снизить роль, недостатков присущих системам высокого давления.

### Пути решения проблемы

#### *Исследование процессов подачи ГТ на такте сжатия малооборотного двигателя.*

В основу исследования легло предположение, что использование среднего давления для подачи газа в рабочий цилиндр позволит, с одной стороны, уменьшить затраты на сжатие газового топлива, с другой стороны – сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее воспламенения, что позволит уменьшить вероятность возникновения детонации, прорыва газо-воздушной смеси в подпоршневое пространство.

Для анализа возможности смесеобразования на различных участках процесса сжатия авторами была разработана расчетная модель, позволяющая получить значение массовых расходов ГТ через газовый клапан заданного сечения. Основной особенностью модели является необходимость учитывать протекание смесеобразования в условиях меняющегося в процессе сжатия противодавления. В качестве примера далее приведены результаты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном двигателе RT-flex50DF. В таблице 1 приведены основные характеристики двигателя, топлива и процесса подачи газа, использованные при моделировании.

Массовый расход газового топлива определялся из выражения:

$$m = \frac{f}{v_1} \beta_k^{\frac{1}{k}} \sqrt{2 \frac{k}{k-1} p_1 v_1 \left[ 1 - \beta_k^{\frac{k-1}{k}} \right]},$$

где  $f$  – проходное сечение соплового отверстия для подачи газа в рабочий цилиндр;

$v_1$  – удельный вес газового топлива;

$\beta_k$  – критическое отношение давлений:

$$\beta_k = \left( \frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}};$$

$k$  – показатель адиабаты ГТ;

$p_1$  – давление газа перед модулем подачи ГТ.

Таблица 1. Исходные данные для расчетов

Параметр	Значение	Ед. изм.
Цилиндровая мощность двигателя	1620	кВт
Частота вращения двигателя	124	мин <sup>-1</sup>
Коэффициент запаса давления ГТ на участке подачи	1,2	
Часовой расход газового топлива	256,6	кг/ч
Плотность ГТ при начальном давлении	0,656	кг/м <sup>3</sup>
Кол. газовых клапанов на цилиндр	2	шт.
Проходное сечение газовых клапанов	0,000	м <sup>2</sup>
КПД компрессора	0,650	
Газовая постоянная ГТ	783	кДж/(кг К)
Удельный объем ГТ	0,054	м <sup>3</sup> /кг
Удельная изобарная теплоемкость ГТ	2483	кДж/(кг К)
Удельная изохорная теплоемкость ГТ	1700	кДж/(кг К)
Начальный объем ГТ при атм. давлении	391,2	м <sup>3</sup>
Цикловая порция ГТ, массовая	0,034	кг

Кривая давления сжатия в координатах  $pV$  и  $p\phi$  определялась расчетным путем. Далее, с шагом в 0,5 градуса п.к.в. определялся массовый расход ГТ на каждом участке и время открытия газового клапана, необходимое для подачи в рабочий цилиндр заданной цикловой порции топлива.

В результате моделирования было исследовано десять вариантов подачи ГТ в процессе сжатия (кривые 1-10, рис. 1). При этом принималось, что для обеспечения надежного поступления ГТ в рабочий цилиндр давление перед газовым клапаном должно на  $\approx 20\%$  превышать максимальное давление в цилиндре на момент прекращения подачи. На рис. 1 линия 2 соответствует режиму подачи ГТ, характерному для газодизельного двигателя RT-flex50DF с подачей газа под давлением 1,6 МПа, а линия 10 – режиму подачи в двигателях с прямым впрыском ГТ под давлением 20 МПа.

Полученные для этих случаев углы начала и конца подачи ГТ в целом совпадают с данными двигателей, в которых такие способы смесеобразования реализованы на сегодняшний момент.

На рис. 2 представлены расчетные кривые изменения массового расхода ГТ на рассмотренных участках.

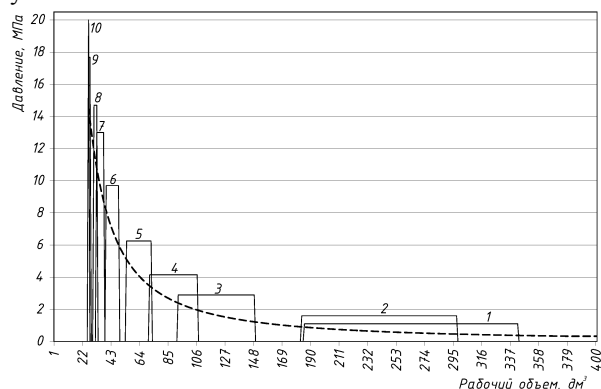


Рис. 1. Варианты подачи ГТ в рабочий цилиндр двигателя на такте сжатия на разных участках: 1-10 – под давлением 1,1; 1,6; 2,9; 4,15; 6,25; 9,7; 13; 14,7; 17,67; 20 МПа, соответственно; — — — линия сжатия в координатах  $pV$

Из представленных графиков видно, что при подаче ГТ в начале процесса сжатия, сразу после закрытия органов газораспределения, принятый запас по давлению обеспечивает истечение газа из соплового канала газового клапана с критической скоростью. В результате этого на начальных этапах подачи газа, его расход через сопловое отверстие остается постоянным. Особенно это хорошо видно для случая, моделирующего процесс подачи ГТ в двигатель при давлении 1,6 МПа, характерном для двигателя RT-flex50DF (кривая 2).

В этом случае на протяжении всего процесса подачи ГТ скорость его поступления остается критической и расход постоянной величиной, которая не зависит от давления в цилиндре.

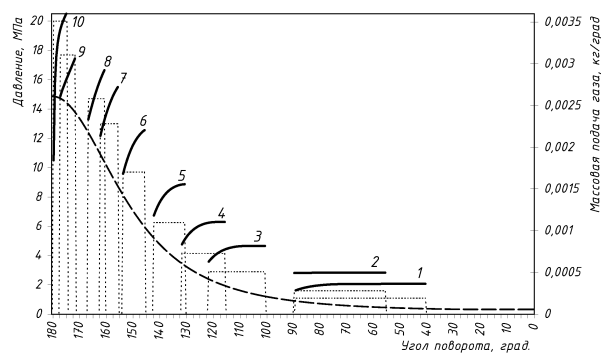


Рис. 2. Изменение массовой подачи ГТ в рабочий цилиндр двигателя на такте сжатия на разных участках 1-10 – под давлением 1,1; 1,6 2,9; 4,15; 6,25; 9,7; 13; 14,7; 17,67; 20 МПа, соответственно; — — — линия сжатия в координатах  $p\varphi$ ; — — — линия массового расхода ГТ через сопловое отверстие газового клапана

Смещение процесса топливоподачи в сторону ВМТ приводит к увеличению противодействия, в результате чего истечение ГТ из соплового отверстия переходит из докритической в докритическую область. В результате этого расход топлива с ростом давления в рабочем цилиндре уменьшается. Из рис. 2 видно, что при давлении перед газовым клапаном 6,25 МПа (кривая 5), истечение ГТ происходит только в докритической области. Это усложняет алгоритм управления газовым клапаном, поскольку требуется корректировка угла его закрытия с учетом переменного характера подачи.

Из рис. 3 видно, что с увеличением давления перед газовым клапаном, затраты на сжатие ГТ возрастают с 2,5% от мощности цилиндра при давлении 1,1 МПа до 9,7% при давлении 20 МПа. При этом время открытия клапана сокращается на порядок с 0,066 до 0,0064 с, что повышает требования к его быстродействию.

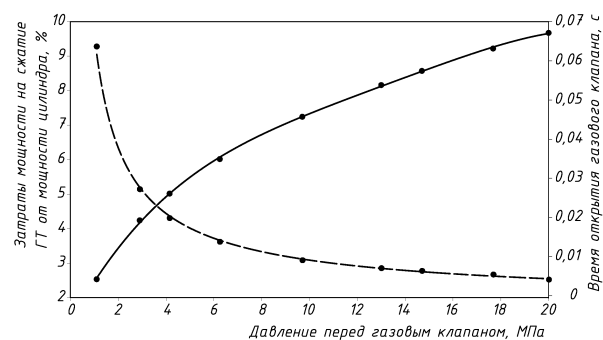


Рис. 3. Относительные затраты мощности на сжатие ГТ перед подачей его в цилиндр двигателя (—) на такте сжатия и время открытия газового клапана как функция давления перед ним (— — —)

Проведенный анализ позволяет предположить, что вполне рациональным с точки зрения практической реализации может быть вариант смесеобразования, при котором ГТ подается в рабочий цилиндр под давлением 4,15 МПа на участке 115-132° п.к.в. В этом случае на момент открытия газового клапана поршень пройдет более 73% своего хода (рис. 1). В результате значительно сократится время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре до момента ее поджига, что позволит значительно уменьшить вероятность возникновения детонационного сгорания. Количество газо-воздушной смеси, проникающей в подпоршневую полость через неплотности поршневых колец тоже уменьшится, в результате чего вероятность взрыва в подпоршневом пространстве сократится.

Затраты энергии на сжатие газа до давления около 3,5...4,5 МПа составят примерно 5% от мощности цилиндра, однако это почти в два раза ниже,

чем для двигателей с подачей топлива под давлением 20 МПа (9,67%).

#### Выводы

Подвод ГТ к газовому клапану под средним давлением в (пределах 4 МПа) позволяет перенести участок формирования в рабочем цилиндре газовой смеси ближе к концу сжатия, когда поршень пройдет более 70% своего хода. В результате время пребывания газовой смеси в рабочем цилиндре сократится, что приведет к снижению вероятности возникновения детонации и попадания ГТ в подпоршневое пространство. Это позволит при использовании ГТ эксплуатировать двигатель на режимах полной эксплуатационной мощности, что не может быть реализовано в двигателях с системами низкого давления. Кроме того, может быть сокращено время на стабилизацию состава газовой смеси, в результате чего будет увеличена скорость реакции двигателя на изменение нагрузки. При этом затраты на сжатие ГТ до среднего давления будут примерно в два раза ниже, чем у двигателей с технологией прямого впрыска.

#### Список литературы:

1. Rolsted, H. *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges. Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. – 86 p.* 2. ME-GI – Dual Fuel Done Right. *MAN Diesel, ME-GI, Sname NY, 2013. – 73 p.* 3. ME-GI

*Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas. Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 2012. – 36 p.* 4. Wettstein, R. *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine. AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 2014 – 31 p.* 5. Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology. *Norse annual meeting. CIMAC NMA 22.01.2014. – 32 p.* 6. Ott, M. *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology. WinGD low-speed engines Licensees Conference, 2015. – 7 p.* 7. Nylund, I. *Low pressure at low speed. Marine In Detail. Wärtsilä, Dual-Fuel Technology, 2014 – 6 p.* 8. Белоусов, Е.В. *Анализ современных подходов к проблеме создания судовых малооборотных газодизельных двигателей [Текст] / Е.В. Белоусов, В.П. Савчук, Т.П. Белоусова // Двигатели внутреннего сгорания. – № 1. – 2016 – С 81-88.*

#### Bibliography (transliterated):

1. Rolsted, H. (2010), *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges, Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 86 p.* 2. ME-GI – Dual Fuel Done Right. (2013) *MAN Diesel, ME-GI, SNAME NY, 73 p.* 3. ME-GI Dual Fuel MAN B&W Engines A Technical, Operational and Cost-effective Solution for Ships Fuelled by Gas, (2012). *Denmark, Copenhagen: MAN Diesel & Turbo, 36 p.* 4. Wettstein, R. (2014) *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine, AJOUR Conference, Odense, 27/28 Nov, 31 p.* 5. CIMAC NMA (22.01.2014), *Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology, Norse annual meeting, 32 p.* 6. Ott M. (2015), *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology, WinGD low-speed engines Licensees Conference – 7 p.* 7. Nylund, I. (2014), *Low pressure at low speed. Marine In Detail. Dual-Fuel Technology, Wärtsilä, 6 p.* 8. Belousov, Ye.V., Savchuk, V.P., Belousova, T.P. (2016), *Analiz sovremennykh podkhodov k probleme sozdaniya sudovykh malooborotnykh gazodizel'nykh dvigatelei. [Analysis of modern approaches to the problem of creating small-turn ship gas diesel engines] Dvigateli vnutrennego sgoraniya, № 1, pp. 81-88.*

Поступила в редакцию 05.06.2017 г.

**Белоусов Евгений Викторович** – Херсонская государственная морская академия, Украина, кандидат технических наук, доцент, декан факультета судовой энергетики, ewbelousov67@gmail.com.

**Савчук Владимир Петрович** – Херсонская государственная морская академия, Украина, кандидат технических наук, доцент, заведующий кафедрой эксплуатации судовых энергетических установок, postsavchuk@gmail.com.

**Грицук Игорь Валерьевич** – Харьковский национальный автомобильно-дорожный университет, Украина, доктор технических наук, доцент, доцент кафедры технической эксплуатации и сервиса автомобилей, gritsuk\_iv@ukr.net.

**Белоусова Татьяна Петровна** – Херсонский национальный технический университет, Украина, старший преподаватель кафедры «Высшей математики», tbbelousova66@gmail.com.

### ORGANIZATION OF INTERNAL MIXTURE FORMATION IN SHIP LOW-GAZODESEL

*E.V. Belousov, V.P. Savchuk, I.V. Gritsuk, T.P. Belousova*

The observed increase in recent years in the price of fuel derived from petroleum, and tightening environmental regulations have forced manufacturers of marine low-speed engines to focus its efforts on the development of gas diesel engine options on the basis of existing models of marine diesel engines. At the same time there are two fundamentally different approaches to solving this problem. MAN Company established and successfully tested system with direct injection of gas into the combustion chamber under high pressure. An alternative approach is to feed gas into the working space of the engine under low pressure has been developed by Wärtsilä. The article is devoted to the search for new technical solutions that allow to combine advantages and eliminate shortcomings inherent in both schemes of the organization of internal mixture formation.

### ОРГАНІЗАЦІЯ ВНУТРІШНЬОГО СУМІШОУТВОРЕННЯ У СУДНОВИХ МАЛООБОРТОВИХ ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ ДВИГУНАХ

*Є.В. Білоусов, В.П. Савчук, І.В. Грицук, Т.П. Білоусова*

Малооборотні дизелі складають основу сучасної суднової енергетики, проте посилення екологічних норм і зростання цін на нафтові палива змусили їх виробників направити свої зусилля на розробку газодизельних МОД. В силу конструктивних особливостей в даних двигунах може бути використано тільки внутрішнє сумішоутворення, при якому газове паливо надходить в робочий циліндр відразу після закриття органів газорозподілу (двигуни фірми Wärtsilä) або безпосередньо перед приходом поршня у ВМТ (двигуни фірми MAN). Обидва ці способи мають свої переваги і недоліки. Пошуку нових технічних рішень, що дозволяють об'єднати переваги і усунути недоліки, які притаманні обох схемам організації внутрішнього сумішоутворення, присвячена ця стаття.