

Е.В. Белоусов, Р.А. Варбанец, В.П. Савчук, И.В. Грицук, В.С. Вербовский

ИССЛЕДОВАНИЕ ПРОЦЕССОВ ТОПЛИВОПОДАЧИ В ГАЗОДИЗЕЛЬНЫХ МАЛООБОРОТНЫХ ДВУХТАКТНЫХ ДВИГАТЕЛЯХ НИЗКОГО ДАВЛЕНИЯ

Рост цен на жидкие нефтяные топлива, наблюдаемый на протяжении последних десятилетий, а также ужесточение экологических норм по содержанию в отработавших газах судовых двигателей токсичных веществ и парниковых газов, сделали использование природного и нефтяного газов привлекательной альтернативой традиционным моторным топливам. И это не смотря на дополнительные технические трудности, связанные с их использованием. Учитывая, что на торговом флоте более 70% главных двигателей, это малооборотные двухтактные двигатели, решение задач связанных с переводом их на газовое топливо, особенно актуально в настоящее время. Проблема перевода усугубляется тем, что в силу особенностей организации рабочего процесса, в двухтактных двигателях данного класса возможно только внутреннее смесеобразование, осуществляемое на такте сжатия. Последнее обстоятельство потребовало разработки принципиально отличных подходов к решению проблемы по сравнению с теми, которые традиционно используются на четырехтактных высоко- и среднеоборотных двигателях. Определенным ограничением, усложняющим решение проблемы организации рабочего процесса на газовых топливах, является необходимость сохранения двигателем возможности работать на традиционных жидких топливах во всем диапазоне нагрузочно-скоростных режимов. В настоящее время лидирующие позиции в области создания двухтопливных малооборотных двигателей разделяют между собой фирмы MAN и WinGD, первая из которых разработала линейку двигателей с подачей газового топлива в рабочее пространство двигателя под высоким давлением в конце такта сжатия, а вторая – под низким давлением в начале такта сжатия. Каждому из этих методов свойственны как определенные преимущества, так и существенные недостатки. Подача топлива под низким давлением значительно упрощает конструкцию топливной системы двигателя и снижает требования к обеспечению ее безопасности во время эксплуатации, однако такие двигатели склонны к возникновению детонационного сгорания, что значительно сужает возможности их использования, особенно на режимах, близких к номинальным. Поиску и обоснованию технических решений, позволяющих минимизировать этот недостаток с сохранением присущих методу преимуществ, посвящена данная статья.

Ключевые слова: судовые малооборотные двухтопливные двигатели; газовое топливо

Введение

Рост цен на нефтяные топлива и ужесточение норм экологического законодательства заставили производителей судовых малооборотных двигателей (МОД) сосредоточить свое внимание на разработке газодизельных версий выпускаемых ими дизельных двигателей. Переход на газовое топливо (ГТ) позволяет без существенных затрат выполнить нормы по выбросам вредных веществ с отработавшими газами в соответствии с третьим протоколом Международной морской организации (Tier III, International Maritime Organization – IMO), в том числе и в особых зонах контроля выбросов (Emission Control Area – ECA), которых с каждым годом становится все больше. В то же время вне зон ECA двигатели должны сохранять возможность работать на жидких нефтяных топливах. Последнее обстоятельство и легло в основу разработки концепции двухтопливных двигателей (dual-fuel (DF)), способных работать на газовом, жидком топливе или на обоих топливах одновременно в различных пропорциях [1, 2].

В силу конструктивных особенностей в двухтактных крейцкопфных двигателях может быть реализовано только внутреннее смесеобразование [1], при котором газовое топливо поступает в рабочий цилиндр сразу после закрытия органов газораспределения (двигатели фирмы WinGD [2]) или

непосредственно перед приходом поршня в ВМТ (двигатели фирмы MAN [3] и Mitsubishi). Соответственно двигатели первого типа получили название двигателей низкого давления, а второго типа – двигателей высокого давления.

Анализ состояния проблемы

Первые двигатели низкого давления серии RT-flex50DF были выпущены компанией Wärtsilä на рынок в 2013 году. В начале 2015 года Швейцарское подразделение корпорации, компания Wärtsilä Switzerland Ltd., отвечающая за разработку и производство малооборотных двухтактных двигателей, была объединена с Китайской государственной судостроительной корпорацией (China State Shipbuilding Corporation – CSSC) и переименована в Winterthur Gas & Diesel Ltd. (WinGD), которая продолжила разработки дизельных и газодизельных двигателей под брендом WinGD. Газодизельные версии были разработаны на базе дизельных двигателей серии W-X и представляют собой двухтопливные двигатели с запальным воспламенением газо-воздушной смеси. В настоящее время налажен выпуск пяти моделей W-X52DF W-X62DF, W-X72DF, W-X82DF и W-X92DF с диаметрами цилиндров от 52 до 92 см. В качестве примера на рис. 1а показан поперечный разрез двигателя W-X62DF.

Разработанная для двухтопливного малооборотного двигателя технология подачи газа под низ-

ким давлением рассчитана на сжигание обедненной топливовоздушной смеси.

Газ подается в рабочий цилиндр после перекрытия поршнем продувочных окон ($39,5^\circ$ после НМТ (рис. 1б)) и закрытия выпускного клапана ($44,0^\circ$ после НМТ (рис. 1б)) пока давление остается еще сравнительно низким. На практике модули для подачи газа (рис. 1в) устанавливаются на некоторой высоте от продувочных окон (рис. 1а, з), чтобы обеспечить необходимое время на заполнение цилиндра газом. Поступление газового топлива в начале сжатия позволяет подавать его в цилиндры под относительно низким давлением 1,6 МПа. В процессе сжатия газ хорошо перемешивается с воздухом и воспламеняется с помощью запальной порции топлива. При этом ее величина во всем диапазоне нагрузок не превышает 1% от полной цикловой подачи.

Для обеспечения двухтопливности двигатель оборудуется тремя независимыми системами подачи топлива, управляемыми электронным микропроцессорным модулем по отдельным программам в зависимости от используемого топлива и режима работы. К ним относятся системы подачи газового и запального топлива для работы по газодизельному циклу, а также система подачи жидкого топлива для работы по дизельному циклу.

Ранее авторами была обоснована целесообразность подачи газового топлива в рабочий цилиндр под более высоким давлением [4], что позволяет в определенной степени сочетать преимущества, присущие двигателям низкого и высокого давления. Ограниченный опыт проектирования и эксплуатации газодизельных малооборотных двухтактных двигателей требует дополнительных исследований, направленных на поиск оптимальных решений, связанных с организацией в них топливоподачи.

Пути решения проблемы

Разработанная авторами расчетная модель процесса подачи газового топлива позволяет смоделировать различные варианты наполнения рабочего цилиндра в условиях меняющегося противодействия. В качестве примера далее приведены результаты моделирования процессов смесеобразования в судовом малооборотном газодизельном двигателе W-X62DF (рис. 1а). В таблице 1 приведены основные характеристики двигателя, топлива и процесса подачи газа, использованные при моделировании. Все расчеты выполнены для одного цилиндра двигателя на режиме номинальной мощности.

У двигателя W-X62DF продувочные окна пере-

крываются поршнем при проворачивании кривошипа на $39,5^\circ$ после НМТ (рис. 1б), а выпускной клапан закрывается при 44° , после чего возможно начинать подачу газового топлива в цилиндр. В этом случае доля потеряннного хода на органы газообмена составляет 10% или 0,258 м. Газовые клапана расположены на высоте 1,767 м по ходу поршня и перекрываются им при повороте кривошипа на 97° . Таким образом, угловой промежуток, в течение которого возможна подача газового топлива в цилиндр, составляет 53° или 1,148 м хода поршня, что соответствует 43% полного хода.

Таблица 1. Исходные данные для расчетов

| Параметр | Значение | Ед. изм. |
|-------------------------------------|----------|--------------------|
| Цилиндровая мощность двигателя | 2385 | кВт |
| Диаметр цилиндра | 620 | мм |
| Ход поршня | 2658 | мм |
| Частота вращения двигателя | 103 | мин ⁻¹ |
| Часовой расход газового топлива | 338,67 | кг/ч |
| Плотность ГТ при начальном давлении | 0,656 | кг/м ³ |
| Количество газовых клапанов | 2 | шт. |
| Проходное сечение газовых клапанов | 0,0004 | м ² |
| Газовая постоянная ГТ | 783 | кДж/(кг К) |
| Удельный объем ГТ | 0,0544 | м ³ /кг |
| Удельная изобарная теплоемкость ГТ | 2483 | кДж/(кг К) |
| Удельная изохорная теплоемкость ГТ | 1700 | кДж/(кг К) |

Для этого участка было смоделировано ряд режимов подачи газового топлива в диапазоне изменения давления перед газовым клапаном от 1,0 до 6,0 МПа с шагом в 0,5 МПа (рис. 1д). Выбор верхней границы диапазона давлений обусловлен целесообразными затратами мощности на сжатие газа до заданного давления, которые могут доходить до 3,8% от мощности двигателя. Нижнее давление подачи газа должно быть выше 0,67 МПа – максимального расчетного давления сжатия в рабочем цилиндре на рассматриваемом участке – и обеспечивать возможность подачи в рабочий цилиндр максимальной цикловой порции топлива, которая для рассматриваемого двигателя составляет 0,0548 кг. На рис. 1д момент, при котором в рабочий цилиндр будет подано необходимое количество топлива при заданном давлении, обозначено пунктирной линией. Можно видеть, что на заданном участке хода поршня максимальная цикловая подача может быть обеспечена только при давлениях свыше 1,48 МПа. Таким образом, давление, принятое производителем в 1,6 МПа, можно считать минимальным, при котором гарантировано можно обеспечить полную цикловую подачу на режиме номинальной мощности.

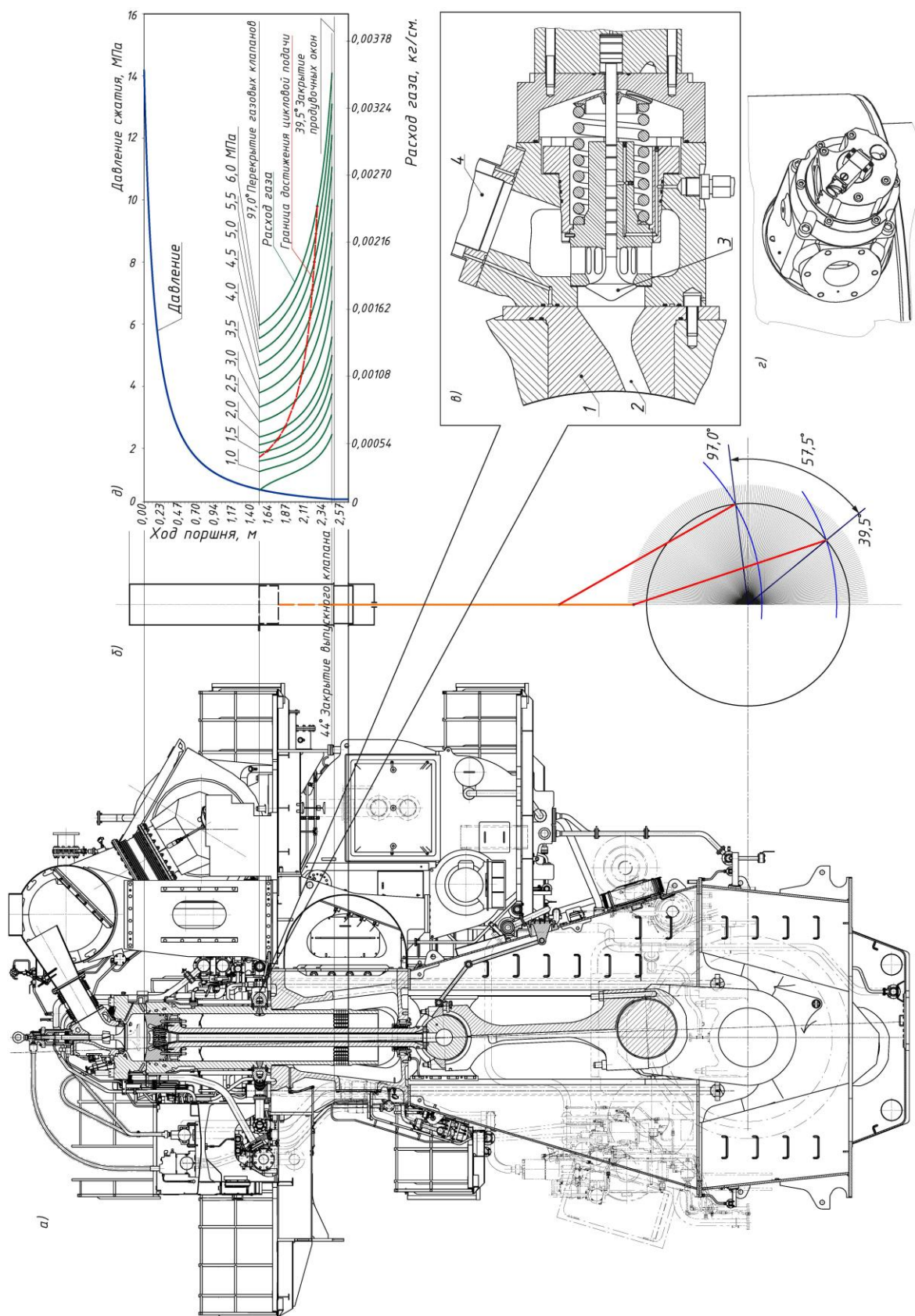


Рис. 1. Поперечный разрез двигателя W-X62DF (а), определение углов открытия и закрытия газовых клапанов (б), газоподводящий модуль двигателя серии X-DF фирмы WinGD (в) и его установка на втулке цилиндра (г): 1 – сопловая вставка, 2 – сопловая вставка, 3 – газовый клапан; 4 – газоподводящая магистраль

Ранее авторами было показано [4], что при давлениях свыше 1,28 МПа истечение газового топлива через канал заданной формы (рис. 1в) носит закритический характер, то есть величина расхода не зависит от противодействия в рабочем цилиндре. Это создает благоприятные условия для дозирования цикловой подачи путем изменения времени открытия газового клапана.

На рис. 1д видно, что при повышении давления перед газовым клапаном величина промежутка, необходимого для обеспечения максимальной цикловой подачи, сокращается. Это позволяет в границах располагаемого участка варьировать началом и концом подачи газового топлива, реализуя различные варианты: регулирование по концу подачи, регулирование по началу подачи и смешанное регулирование.

По сути, граница достижения максимальной цикловой порции, показанная на рис. 1д, является случаем регулирования по концу подачи, при котором открытие газового клапана происходит сразу после закрытия выпускного клапана, а моментом закрытия регулируется количество газового топлива, поступившего в цилиндр двигателя. Еще в более широких пределах варьирование участка, на котором осуществляется подача газового топлива, возможно на режимах частичных нагрузок, когда величина необходимого промежутка сокращается. На рис. 2 представлено два варианта регулирования цикловой порции по концу и по началу подачи. Во втором случае закрытие газового клапана происходит сразу перед прохождением поршнем сопловых вставок газовых модулей.

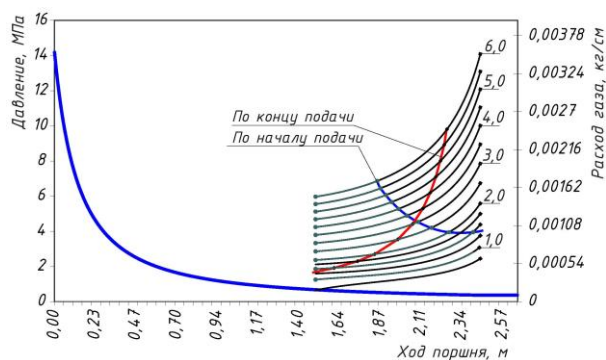


Рис. 2. Расход газа через сопловый канал в зависимости от давления перед газовым клапаном и варианты регулирования цикловой порции по началу и концу подачи

Регулирование по концу подачи позволяет сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем цилиндре. Тем не менее, существенно снизить вероятность возникновения детонационного

сгорания при рассмотренных условиях, очевидно, не удастся, так как к моменту закрытия газовых клапанов еще не началась основная фаза процесса сжатия, в которой и создаются условия, приводящие к возникновению детонации. Соотношение углов открытия и закрытия газовых клапанов при регулировании по началу и концу подачи представлено на рис. 3.

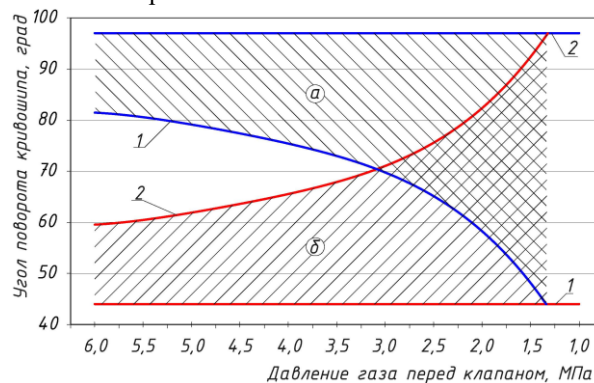


Рис. 3. Изменение углового промежутка, необходимого для обеспечения цикловой порции, как функция давления перед газовым клапаном: а – при регулировании по началу подачи; б – при регулировании по концу подачи; 1 – открытие газового клапана; 2 – закрытие газового клапана

В связи со сказанным выше, представляет интерес рассмотреть более общий случай, расширив участок подачи газового топлива, и проанализировать возможные варианты реализации подвода газового топлива под давлениями 1,5...6,0 МПа. На практике такой способ подачи газового топлива потребует установки газовых модулей выше на втулке цилиндра или перенос их на ее крышку.

На рис. 4 представлено расчетное поле режимов истечения газового топлива (линии 3) с учетом изменяющегося противодействия в рабочем цилиндре (линия 1) при постоянном давлении перед газовым клапаном (линии 2).

Расчетные зависимости расходов газа через сопловые каналы во втулке (два канала на цилиндр) были выполнены с шагом давления перед газовыми клапанами в 0,2 МПа. Для исследования расходных характеристик был выбран участок процесса сжатия от 40 до 150° по углу поворота кривошипа. Нижняя граница участка определялась моментом закрытия продувочных окон и выпускного клапана, так как до этого момента внутреннее смесеобразование невозможно. Верхняя граница была ограничена по максимальному противодействию в рабочем цилиндре на уровне примерно 30% от максимального давления сжатия.

В этом случае, к моменту закрытия газового клапана, давление в цилиндре достигает 4,13 МПа,

а поршень проходит 90% полного хода. Последнее обстоятельство крайне важно, так как сокращение времени сжатия газо-воздушной смеси снижает вероятность возникновения детонационного сгорания.

Очевидно, что для всех рассмотренных случаев, когда давление перед газовым клапаном ниже максимального давления на рассматриваемом участке, процесс истечения газа из соплового канала происходит только до достижения равенства давления в цилиндре и давления перед клапаном. В этой точке расход падает до нуля, далее клапан должен быть закрыт, чтобы избежать заброса газо-воздушной смеси из цилиндра в газовую магистраль. Таким образом, для подвода газа может быть использована только часть рассматриваемого участка. Из представленных данных видно, что с ростом противодействия в рабочем цилиндре изменяется характер истечения газового топлива через сопловые каналы. При низких противодействиях истечение носит закритический характер (область А), при котором расход газа является величиной постоянной. При уменьшении разности давлений расход переходит в докритическую область (область Б), в которой его величина снижается с ростом противодействия в рабочем цилиндре. Можно видеть, что с увеличением давления перед газовым клапаном граница зоны закритического истечения сдвигается влево, увеличивая угловой промежуток, на котором

массовый расход газового топлива не зависит от давления в цилиндре.

Поэтому можно считать, что для подачи газа в цилиндр, наиболее рациональным является выбор такого углового промежутка, на котором в течение всего процесса наполнения величина расхода не меняется. Из этого следует, что закрытие газового клапана для различных давлений газа необходимо производить при углах, соответствующих точкам перехода из закритической зоны в докритическую. Момент открытия клапана в этом случае будет определяться необходимой величиной цикловой подачи. Открытием клапана должна регулироваться необходимая величина углового промежутка, обеспечивающего заданное время, в течение которого в цилиндр поступит необходимое количество газового топлива. Следует учитывать, что не для каждого давления может быть определен необходимый угловой участок. Из рис. 4 видно, что при давлении газа 0,6 МПа закритическое истечение вообще отсутствует, а весь процесс подачи возможен только на участке от 40 до 92°.

На рисунке 4 показано, что повышение давления газового топлива перед клапаном позволяет сместить процесс подачи газа в рабочий цилиндр ближе к ВМТ, сократив, тем самым, время сжатия газо-воздушной смеси непосредственно перед процессом ее запального поджигания.

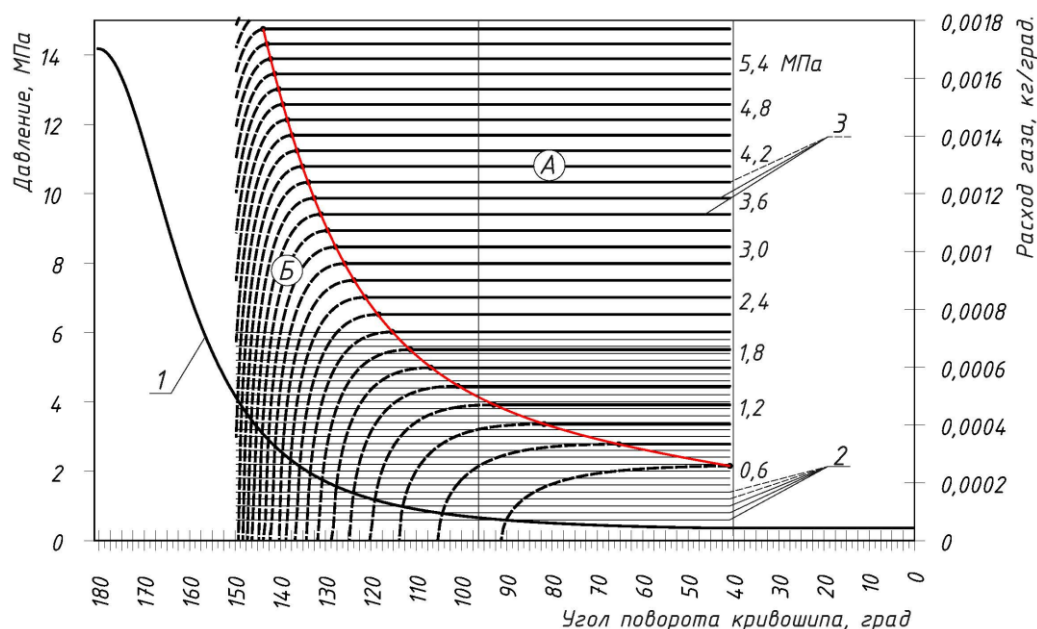


Рис. 4. Влияние давления газового топлива перед газовыми клапанами на характер его истечения через подающие каналы во втулке цилиндра:

1 — линия сжатия в рабочем цилиндре; 2 — давление перед газовым клапаном; 3 — расход газа через газоподводящие отверстия; А — зона закритического истечения; Б — зона докритического истечения

При давлении газового топлива перед клапаном 4,2 МПа весь располагаемый угловой промежуток может быть использован для наполнения цилиндра. При этом давлении участок с закритическим истечением составляет 97°, а точка смены характера истечения соответствует углу поворота 137° после НМТ. К этому моменту поршень пройдет 80,6% своего хода, что составляет 1922 мм. Таким образом, повышение давления газового топлива в 2,6 раза позволяет в 1,67 раза сократить время пребывания газо-воздушной смеси в цилиндре.

Это, в свою очередь, позволит значительно сократить концентрации гидроперекисей, образующихся в процессе промежуточных реакций, предшествующих сгоранию. Отсутствие критических концентраций гидроперекисей (пероксидов) значительно снижает вероятность возникновения детонационного сгорания, что, в свою очередь, позволит обеспечить повышение номинальной мощности двигателя (в настоящее время мощность ограничена на уровне 80% от мощности на жидком топливе) или снизить требования к детонационной стойкости топлива (метановому числу).

Выводы

Повышение давления газового топлива перед клапанами можно рассматривать как метод улучшения эксплуатационных показателей двигателя. При повышении давления располагаемый угловой промежуток становится больше необходимого для обеспечения заданной цикловой подачи. В результате в газовых двигателях появляется возможность производить регулирование подачи путем изменения времени открытия газового клапана с регулированием по началу или по концу подачи, а также смешанное регулирование.

С увеличением давления часть хода поршня, на которой происходит закритическое истечение газового топлива, увеличивается, в результате чего противодавление в рабочем цилиндре не влияет на расходные характеристики газовых модулей. Это позволяет значительно упростить процесс определения необходимого времени открытия газовых клапанов для обеспечения необходимой цикловой подачи.

Наиболее рациональным методом регулирования для данного класса двигателей представляется смешанное регулирование, при котором момент окончания подачи определяется точкой смены характера истечения с закритического в докритическое, а момент начала подачи зависит от необходимой величины цикловой порции для обеспечения заданного нагрузочно-скоростного режима работы

двигателя.

Смещение процесса смесеобразования ближе к ВМТ позволяет значительно (для рассматриваемого случая практически в 2 раза) сократить время пребывания газо-воздушной смеси в рабочем пространстве двигателя перед ее поджиганием.

В результате этого значительно сокращается вероятность достижения критических концентраций пероксидов, способных вызвать детонационное сгорание. Это позволяет снять ограничения по мощности для двигателей, работающих на газе, или снизить требования к метановому числу газового топлива.

Список литературы:

1. Rolsted H. *MAN B&W 2-stroke Marine Engine Leading today's Environmental challenges* / H. Rolsted.: Korea: MAN Diesel & Turbo SE, 2010. - 86 с. 2. *ME-GI – Dual Fuel Done Right*. MAN Diesel, ME-GI: SNAME NY, 2013. - 73 с. 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 с. 4. Wettstein R. *The Wärtsilä low-speed, low-pressure dual-fuel engine*, AJOUR Conference, 2014. - Odense, 27/28 Nov, 31 с. 5. CIMAC NMA Wärtsilä 2-stroke dual fuel technology, 2014.: Norse annual meeting, 32 с. 6. Ott M. *X-DF low-pressure dual-fuel engine technology* / M. Ott. WinGD low-speed engines Licensees, Conference, Ott M. 2015. - 7 с. 7. Nylund I. *Low pressure at low speed*. Marine In Detail / I. Nylund. *Dual-Fuel Technology*, Wärtsilä, 2014 – 6 с. 8. 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.

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), *Analysis of modern approaches to the problem of creating ship low-speed gas-diesel engines*. [Analiz sovremennih podhodov k probleme sozdaniya sudovih malooborotnih gazodizelnih dvigatelei], *Dvigateli vnutrennego sgoraniya*, № 1, pp. 81-88, DOI: 10.20998/0419-8719.2016.1.15.

Поступила в редакцию 05.06.2019 г.

Белюсов Евгений Викторович – канд. техн. наук, доцент, декан факультета судовой энергетики, Херсонская государственная морская академия, Украина, ewbelousov67@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-8185-8209>

Варбанец Роман Анатольевич – доктор техн. наук, профессор, заведующий кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Украина, roman.varbanets@gmail.com

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>

Грицук Игорь Валерьевич – доктор техн. наук, профессор, профессор кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, gritsuk_iv@ukr.net, <https://orcid.org/0000-0001-7065-6820>

Вербовський Валерий Степанович – канд. техн. наук, научный сотрудник отдела переработки и транспортировки газа, Институт газа НАН Украины, verbovsky@nas.gov.ua, <https://orcid.org/0000-0002-5306-9576>

RESEARCH OF FUEL SUPPLY PROCESSES IN GAS-DIESEL LOW-SPEED TWO-STROKE LOW-PRESSURE ENGINES

E.V. Bilousov, R.A. Varbanets, V.P. Savchuk, I.V. Grytsuk, V.S. Verbovs'kyi

The rise in prices for liquid petroleum fuels, observed over the past decades, as well as the tightening of environmental regulations on the content of marine engines of toxic substances and greenhouse gases in the exhaust gases, have made the use of natural and petroleum gases an attractive alternative to traditional motor fuels. And this is despite the additional technical difficulties associated with their use. Given that more than 70% of the main engines are in the merchant fleet, these are low-speed two-stroke engines, the solution of the problems associated with transferring them to gas fuel is particularly relevant at the present time. The problem of translation is aggravated by the fact that, due to the peculiarities of the organization of the workflow, in two-stroke engines of this class only internal mixing is possible, which is carried out during the compression stroke. The latter circumstance required the development of fundamentally different approaches to solving the problem in comparison with those traditionally used on four-stroke high and medium-speed engines. A certain limitation complicating the solution to the problem of organizing a working process on gas fuels is the need to keep the engine able to work on traditional liquid fuels in the entire range of load-speed modes. Currently, MAN and WinGD share leading positions in the field of dual-fuel low-speed engines, the first of which developed a line of engines with gas fuel supply to the engine working space under high pressure at the end of a compression stroke, and the second under low pressure at the beginning of a compression stroke. Each of these methods has both certain advantages and significant drawbacks. The low-pressure fuel supply greatly simplifies the design of the fuel system of the engine and reduces the requirements for ensuring its safety during operation, however, these engines are prone to detonation combustion, which significantly reduces their use, especially in near-nominal conditions. This article is devoted to the search and justification of technical solutions to minimize this drawback while maintaining the inherent advantages of the method.

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

ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСІВ ПОДАЧІ ПАЛИВА У ГАЗОДИЗЕЛЬНИХ МАЛООБЕРТОВИХ ДВОТАКТНИХ ДВИГУНАХ НИЗЬКОГО ТИСКУ

Є.В. Білоусов, Р.А. Варбанец, В.П. Савчук, І.В. Грицук, В.С. Вербовський

Зростання цін на рідкі нафтові палива, яке спостерігається протягом останніх десятиліть, та посилення екологічних норм за вмістом у відпрацьованих газах судових двигунів токсичних речовин і парникових газів, зробили використання природного і нафтового газів привабливою альтернативою традиційним моторним паливам. І це не дивлячись на додаткові технічні труднощі, пов'язані з їх використанням. З огляду на те, що на торговельному флоті понад 70% головних двигунів, це малооборотні двотактні двигуни, рішення задач пов'язаних з переведенням їх на газове паливо особливо актуально в даний час. Проблема переводу ускладнюється тим, що в силу особливостей організації робочого процесу, в двотактних двигунах даного класу можливо тільки внутрішнє сумішоутворення, що здійснюється на такті стиснення. Остання обставина потребує розробки принципово відмінних підходів до вирішення проблеми в порівнянні з тими, які традиційно використовуються на чотиритактних високо- і середньооборотних двигунах. Певним обмеженням, що ускладнює вирішення проблеми організації робочого процесу на газових паливах, є необхідність збереження двигуном можливості працювати на традиційних рідких паливах у всьому діапазоні навантажувально-швидкісних режимів. В даний час лідируючі позиції в області створення двопаливних малооборотних двигунів поділяють між собою фірми MAN і WinGD, перша з яких розробила лінійку двигунів з подачею газового палива в робочий простір двигуна під високим тиском в кінці такту стиснення, а друга – під низьким тиском на початку такту стиснення. Кожному з цих методів притаманні як певні переваги, так і суттєві недоліки. Подача палива під низьким тиском значно спрощує конструкцію паливної системи двигуна і знижує вимоги до забезпечення її безпеки під час експлуатації, проте такі двигуни схильні до виникнення детонаційного згоряння, що значно зужує можливості їх використання, особливо на режимах, близьких до номінальних. Пошуку і обґрунтуванню технічних рішень, що дозволяють мінімізувати цей недолік зі збереженням притаманних методу переваг, присвячена ця стаття.

Ключові слова: судові малооборотні двопаливні двигуни; газове паливо