

Научные труды Дальрыбвтуза. 2024. Т. 68, № 2. С. 132–139.
Scientific Journal of the Far Eastern State Technical Fisheries University. 2024. Vol. 68, no 2. P. 132–139.

СУДОВЫЕ ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЕ УСТАНОВКИ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ
(ГЛАВНЫЕ И ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЕ)

Научная статья

УДК 621.431.74

DOI: doi.org/10.48612/dalrybvtuz/2024-68-15

EDN: YUBOCB

Анализ особенностей рабочего цикла судовых двутопливных малооборотных дизелей

Дмитрий Константинович Глазюк

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет, Владивосток,
Россия, Glaziuk.DK@dgtru.ru

Аннотация. Автором рассматривается танкерный флот как наиболее перспективный в обеспечении энергетической независимости и конкурентной торговли на мировых рынках. Приводится важная информация об источниках энергии традиционных в СЭУ, так и набирающих популярность. Рассмотрены теоретические циклы малооборотных двутопливных дизелей на разных источниках энергии. Приводятся результаты анализа рабочих циклов судовых малооборотных дизелей (МОД) на основе опыта эксплуатации серии двутопливных дизелей X50DF и X72DF.

Ключевые слова: малооборотные дизеля, двутопливные дизели, рабочий цикл судового дизеля

Для цитирования: Глазюк Д. К. Анализ особенностей рабочего цикла судовых двутопливных малооборотных двигателей // Научные труды Дальрыбвтуза. 2024. Т. 68, № 2. С. 132–139.

MARINE POWER PLANTS AND THEIR ELEMENTS (MAIN AND AUXILIARY)

Original article

Analysis of the features of the working cycle of marine dual-fuel low-speed diesels

Dmitry K. Glazyk

Far Eastern State Technical Fisheries University, Vladivostok, Russia, Glaziuk.DK@dgtru.ru

Abstract. The author considers the tanker fleet as the most promising in ensuring energy independence and competitive trade on world markets. Important information is provided about energy sources both traditional in marine power plants and gaining popularity. The theoretical cycles of low-speed dual-fuel diesels using different energy sources are considered. The paper also presents the results of an analysis of the operating cycles of marine low-speed diesels based on the experience of operating a series of dual-fuel diesels X50DF and X72DF.

Keywords: low-speed diesel engines, dual-fuel diesel engines, marine diesel duty cycle

For citation: Glazyk D. K. Analysis of the features of the working cycle of marine dual-fuel low-speed diesels. *Scientific Journal of the Far Eastern State Technical Fisheries University*. 2024; 68(2):132-139. (in Russ.).

Введение

Россия – это не только страна с огромными территориями ее сухопутной части, но и в первую очередь – это морская держава. Развитие логистических цепочек, как и самого флота, имеет стратегическое значение. Одно из наиболее перспективных стратегических направлений – развитие собственного танкерного флота. К танкерному флоту относятся несколько категорий судов, это нефтяные танкеры и танкеры-газовозы. Необходимость в перевозке сырой нефти и нефтепродуктов зародилась очень давно, гораздо раньше появления первого танкера-газовоза. Реализовывались задачи по перевозке данных грузов по мере возникновения определенного уровня спроса на мировом рынке.

Нефтяные танкеры представляют собой тип судна по перевозке нефтеналивных грузов. Как и у любого торгового судна, у нефтяных танкеров имеются свои отличия в сравнении со спецификой иных торговых судов, в частности, это система хранения груза, система бункеровки и выдачи топлива. Всё остальное – это традиционные СЭУ, знакомые нам десятилетиями, с естественными темпами модернизации систем и механизмов.

Танкеры-газовозы можно по праву считать новой веткой развития танкерного флота. Несмотря на то, что первые сведения о перевозках сжиженных газов морем относятся к 1930 г., широкое развитие морские перевозки сжиженного газа получили лишь после 50-х гг. XX в. С тех пор постоянно продолжается развитие данного типа судов, разрабатываются и внедряются ранее не проектируемые на судах системы бункеровки, хранения товарного топлива, транспортировки топлива до потребителя. Существенно изменился и весь комплекс СЭУ. Все эти факторы вынужденно привели к значительному росту рыночной стоимости этих судов в сравнении с нефтяными танкерами при прочих равных.

Сам по себе природный газ, как и нефть, является очень ценным природным ископаемым. По химическому составу это тоже углеводород. Химический состав природного газа будет сильно зависеть от района добычи (месторождения), так как природный газ – это набор «моногазов», таких как метан, этан, пропан, бутан, пентан, азот, углекислый газ и других газов в значительно меньшей пропорции. Данный вид топлива создаёт серьёзную конкуренцию как наиболее перспективный по причине следующих трёх факторов:

- запасов природного газа на планете значительно больше, чем нефти;
- конечный продукт в производстве дешевле нефтепродуктов;
- продукты сгорания природного газа обладают меньшей токсичностью по сравнению с нефтепродуктами.

Преимущества природного газа перекрывают все его недостатки в сравнении с традиционными источниками энергии.

В связи с перспективностью природного газа становится обоснованным кратное увеличение грузоперевозок данного топлива в современных реалиях.

Колоссальный рост интереса к природному газу вынужденно привёл к необходимости использования его в качестве источника энергии не только береговыми мощностями. Относительно недавно появилась необходимость использовать газ и в СЭУ. Эксперименты по созданию рабочих циклов газожидкостных двигателей проводились ещё в СССР в 70-х гг. XX в. С ростом производства танкеров-газовозов появилась обоснованная потребность в судовых дизелях, рабочий цикл которых реализован не только от использования традиционных жидких топлив, но и газовых топлив с низкой температурой вспышки. Таким образом, получили широкое распространение так называемые судовые двухтопливные ДВС – Dual Fuel (DF). По причине существенных различий в способах осуществления рабочих процессов га-

зожидкостных циклов (подвод энергии, смесеобразование, отвод тепла) различных судовых дизелей, автор ограничивается рассмотрением только цикла малооборотных двухтактных крейцкопфных двутопливных дизелей. Также используемые эмпирические данные подразумевают наличие опыта эксплуатации серии малооборотных дизелей (МОД) X50DF и X72DF.

Сложность организации рабочих циклов двутопливных дизелей сводится к применению в качестве источников энергии топлив с разными физико-химическими свойствами в одном ДВС. Ещё сложнее адаптировать в этом случае работу ДВС на разных режимах нагрузки. В двигателестроении давно уже нашли применение множество источников энергии: жидкие топлива на базе нефтепродуктов, синтетические топлива, спирты и природный газ [1]. В качестве источника энергии в работе рассматриваются жидкие топлива (дизельное и мазут), а также природный газ.

Те или иные свойства топлива ограничивают возможности его использования в двигателе. Наиболее значимые из них:

- низшая теплота сгорания (Q_n);
- температура вспышки и самовоспламенения;
- актановое, цетановое и метановое числа.

Низшая теплота сгорания топлива оказывает существенное влияние на мощность двигателя, его экономичность. Q_n дизельного топлива находится в пределах 42400–42700 кДж/кг. У тяжёлых сортов топлив этот параметр 39000–41700 кДж/кг. К этим сортам также относятся низкосернистые и микс с содержанием серы менее 0,5 %. С природным газом не всё так однозначно. К природному газу можно отнести любой газ, добываемый на планете. Также он является смесью газов: в подавляющем большинстве метан (CH_4), этан (C_2H_6), пропан (C_3H_8), бутан (C_4H_{10}), пентан (C_5H_{12}), азот (N_2), оксиды углерода и высшие углеводороды [2]. До 98 % в природном газе может содержаться CH_4 . В зависимости от месторождения газа его низшая теплота сгорания может колебаться от почти 25000 до 35000 кДж/м³. Приведя к Q_n массовой его энергетическая ценность может находиться в пределах 35000–50000 кДж/кг, где 50000 соответствует 100 % содержанию метана [3]. Разброс очень большой по причине наличия множества газов, различимых по плотности и калорийности. Это является одной из основных проблем данного источника энергии.

Переходя к следующей проблеме использования природного газа на судне, нельзя не упомянуть и о таких свойствах топлива, как температура вспышки и самовоспламенения. Температура вспышки – это параметр безопасности. У газа она значительно ниже по сравнению с дизельными топливами. А это налагает огромные ограничения на его бункеровку, хранение и использование, тем самым значительно удорожая эксплуатацию судовых топливных систем. Температура самовоспламенения – параметр, обеспечивающий осуществление рабочего цикла судового дизеля. Дизель работает по принципу самовоспламенения в камере сгорания топливоздушная среда. Жидкие топлива, такие как дизельное топливо и более тяжёлые сорта, гарантированно обеспечивают этот принцип. Необходимая температура самовоспламенения 250–350 °С успешно создаётся на такте сжатия. Но данной температуры явно недостаточно для самовоспламенения природного газа в газозаполненной среде. Температура самовоспламенения отдельных газов, таких как:

- C_3H_8 – свыше 410 °С;
- CH_4 – свыше 610 °С.

Такое завышение температуры самовоспламенения по сравнению с жидкими топливами связано с ещё одним свойством газа – низким содержанием цетана в топливе. Этот факт затрудняет использование природного газа в роли основного источника энергии для реализации рабочего цикла судового ДВС.

После приведённых особенностей газового топлива в роли альтернативного источника энергии для судовых ДВС напрашивается вывод о невозможности использования его в цикле

ДВС. Тем не менее использовать природный газ как основной источник энергии в цикле современного ДВС возможно только после доработки организации цикла.

С 70-х гг. XX в. успешно рассматривается проблематика использования газового и газо-жидкостного топлива для ДВС. В работах [4, 5, 6] приведены рекомендации по обеспечению работоспособности цикла с использованием природного газа как основного источника энергии. В основном рекомендации сводятся к повышению параметра ε – степень сжатия свыше 20, корректировки параметра α – коэффициент избытка воздуха для различных конфигураций камер сгорания либо исполнение принудительного воспламенения в виде свечи или запальных форсунок.

Если обратиться к современным инженерным разработкам ведущих мировых компаний WARTSILA, MAN, WinGD, станет известно, что инженеры пошли по пути снижения токсичности продуктов сгорания, что и предписано требованиями ИМО. За основу реализации рабочего цикла современных судовых дизелей взят цикл со смешанным подводом энергии (Тринклера – Сабатэ). Данный цикл отлично реализуется в комплексе с системой подачи топлива *common rail* и VIT (*Variable injection timing*). Но с постоянно ужесточаемыми конвенционными требованиями по борьбе с загрязнением окружающей среды становится уже невозможным снижать токсичность и при этом оставаться на топливе из нефтепродуктов (мазут и низкосернистые топлива) в соответствии со стандартом ИМО Tier III по NOx и SOx. Очевиден выход – использование более экологичных топлив, таких как природный газ.

Согласно информации, полученной из технической документации (WinGD), для реализации теоретического цикла двухтактных двухтопливных ДВС на жидком топливе (дизельное или мазут) в основе лежит цикл Дизеля, рис. 1. Реализация теоретического цикла двухтактных ДВС на газо-жидкостном топливе (природный газ и дизельное топливо) представлена на рис. 2 и соответствует в большей степени циклу Отто.

Мы видим, что на рис. 1 и 2 изображены циклы с разными способами подвода энергии, а именно изобарный и изохорный, что соответствует циклу Дизеля и циклу Отто. Точки 1, 2, 3, 4 соответствуют процессам между тактами дизеля. Важный момент – это начало подачи 2 топлива жидкого основного (цикл Дизеля), либо запального (цикл Отто). Данное топливо подаётся в непосредственной близости ВМТ на номинальной мощности.

Точки 4 и 1 соответствуют моменту открытия и закрытия выпускного клапана. Точки «а», «b» – открытие и закрытие продувочных окон соответственно. На участке после закрытия продувочного окна осуществляется подача природного газа через газовые клапаны во втулке цилиндра (цикл Отто). На смесеобразование отводится гораздо больше времени в сравнении с циклом Дизеля.

Более подробная информация была получена в процессе работы двухтактного дизеля на номинальной нагрузке и снята с развёрнутых индикаторных диаграмм (рис. 3, 4).

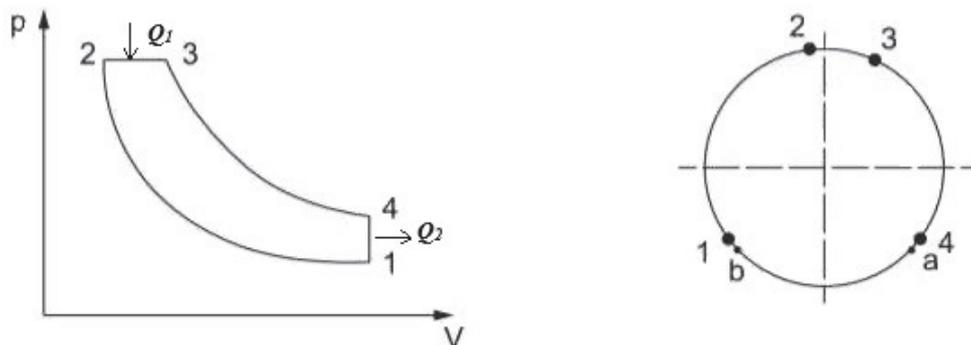


Рис. 1. Теоретический цикл двухтактных ДВС на жидком топливе
Fig. 1. Theoretical cycle of Dual Fuel (DF) with liquid fuel

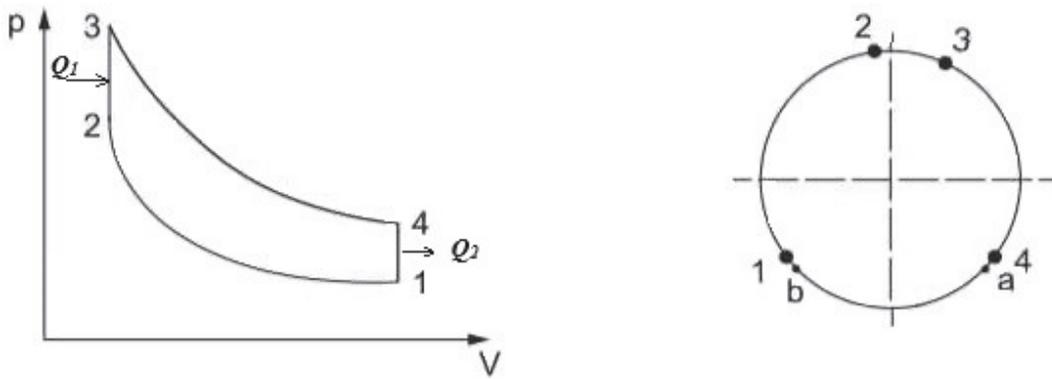


Рис. 2. Теоретический цикл двухтактных ДВС на газожидкостном топливе
 Fig. 2. The theoretical cycle of Dual Fuel (DF) with gas-liquid fuel

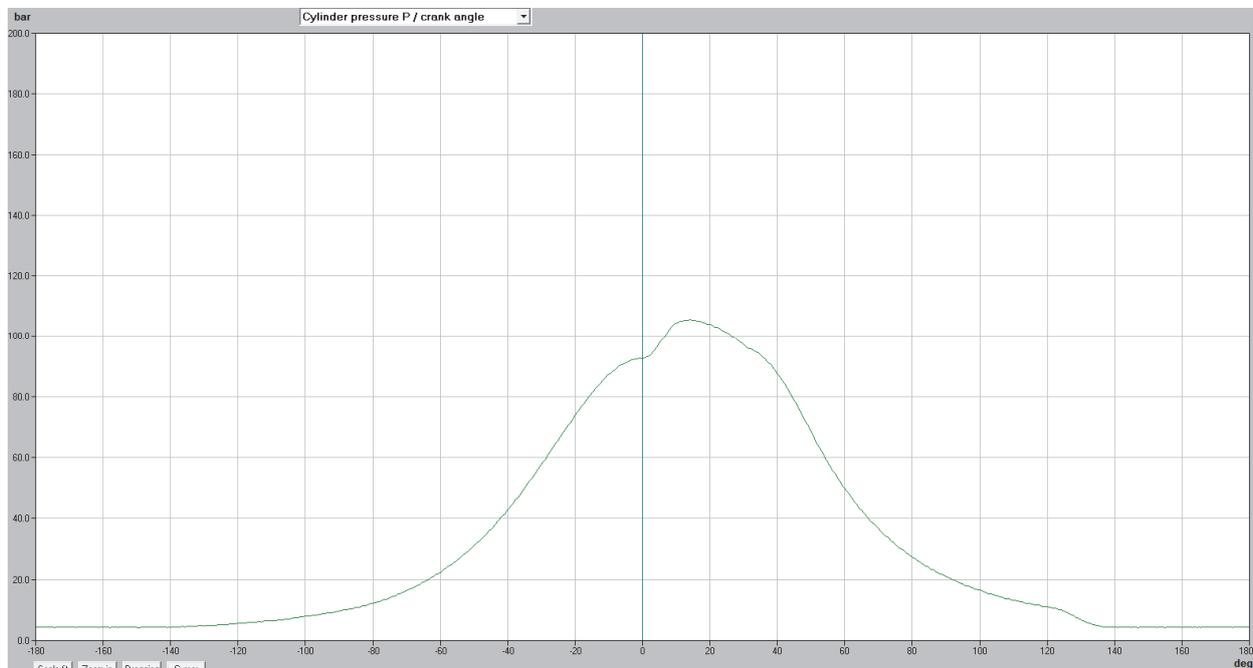


Рис. 3. Развёрнутая индикаторная диаграмма двухтактного ДВС на жидком топливе
 Fig. 3. Detailed indicator diagram of Dual Fuel (DF) with gas-liquid fuel

В процессе индицирования дизеля WARTSILA 5X50DF были получены важные индикаторные параметры работы дизеля на разных источниках энергии с использованием бортового программного обеспечения. Параметры во всех случаях подачи основного топлива (низкосернистый мазут или газожидкостное топливо) приведены в сводной таблице. В случае работы дизеля на жидком топливе клапан сброса давления (Waste Gate) перед газовой частью турбины открыт на 100 %. При использовании газожидкостного топлива клапан сброса открыт на 5 %.

Сравнительный анализ двух индикаторных диаграмм (рис. 1–2) показывает изменения способа подведения энергии. Данные циклы максимально приближены к циклам Отто и Дизеля с естественными негативными последствиями для работы дизеля. Под негативными последствиями подразумевается высокий рост температуры выпускных газов и максимальное давление сгорания в цилиндре.

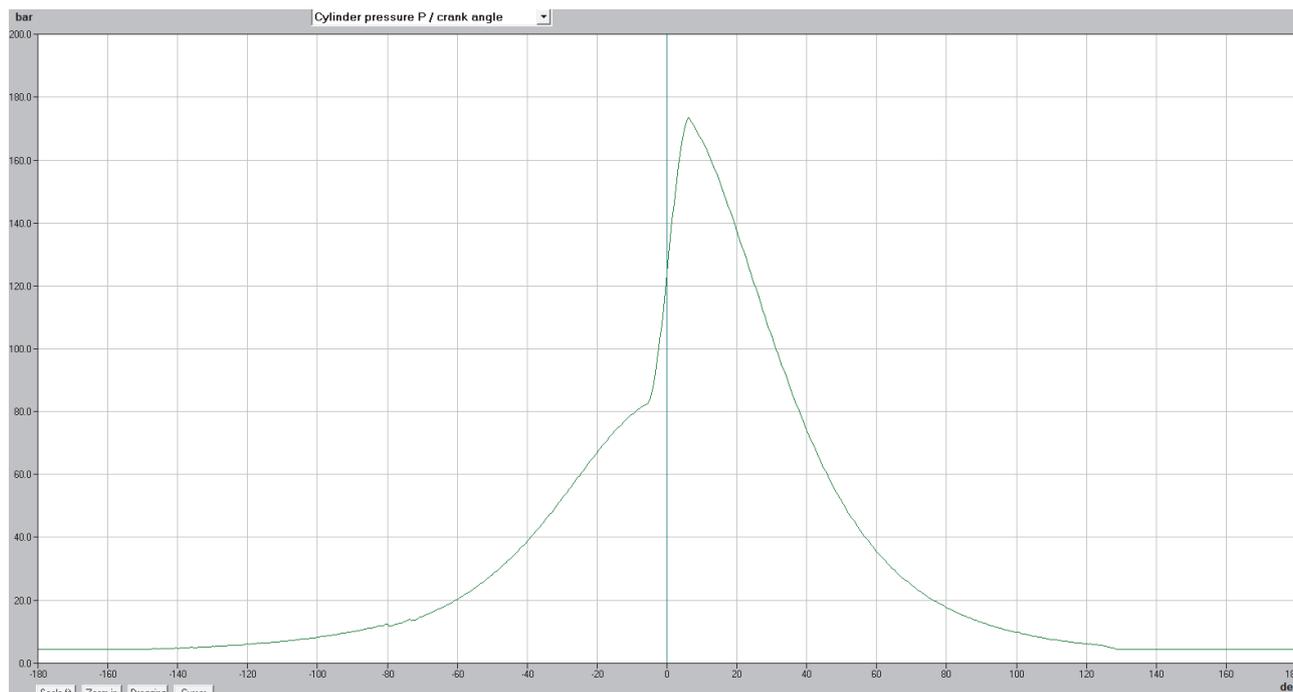


Рис. 4. Развёрнутая индикаторная диаграмма двухтактного ДВС на газожидкостном топливе
Fig. 4. Detailed indicator diagram of Dual Fuel (DF) with liquid fuel

**Сводная таблица параметров работы дизеля при номинальной мощности
на разных источниках энергии**

**Summary table of diesel operation parameters at rated power
on different energy sources**

Обозначение	Ед. измерения	Показатель	
		мазут	газ
$N_{ном}$ – номинальная мощность дизеля	кВт	5850	5850
P_z – максимальное давление сгорания	бар	104,7	172,7
P_c – максимальное давление сжатия	бар	91,4	122,9
T_e – температура выпускных газов	°С	422	372
$n_{ГД}$ – обороты ГД	мин ⁻¹	102	102
$n_{ТК}$ – обороты турбокомпрессора	мин ⁻¹	20100	18961
P_k – давление наддувочного воздуха	бар	3,34	3,38
$^\circ\varphi_1$ – открытие выпускного клапана	° ПКВ	115	115
$^\circ\varphi_2$ – закрытие выпускного клапана	° ПКВ	265	265
$^\circ\varphi_3$ – начало подачи топлива через форсунку:	° ПКВ		
запальная		-5	-5
основная		-0,2	–
$^\circ\varphi_4$ – начало подачи топлива через клапан	° ПКВ	–	222

Используя данные из таблицы, а также рис. 3 и 4, можно получить косвенные параметры механической напряжённости двигателя. От величины механических напряжений в ЦПГ и деталях КШМ зависит непрерывная и надёжная работоспособность дизеля. Один из параметров, косвенно оценивающий механическую напряжённость, – степень повышения давления (λ)

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c}. \quad (1)$$

При работе на жидком топливе при номинальном режиме нагрузки $\lambda=1,14$, что показывает превышение максимального давления сгорания всего на 14 % от давления сжатия. Данный параметр очень мал, даже для малооборотных двигателей – менее 15 %. При таких условиях работы нагрузка на ЦПГ низкая, и это не оказывает негативного эффекта на работу дизеля, чего нельзя сказать о режиме работы на газожидкостном топливе.

В случае подачи газожидкостного топлива на номинальной нагрузке дизеля, запальная форсунка отработывает за 5° до ВМТ, что заметно по индикаторной диаграмме (см. рис. 4). При этом отрывы кривой давления от политропы сжатия на графиках 3–4 происходят при разных углах ПКВ и соответствуют разным показаниям давления в цилиндре. Если исходить из понятия чистого давления сжатия, то P_c в цилиндре одного и того же двигателя не должны отличаться при прочих равных. Изменение давления сжатия в цилиндре можно объяснить не только зависимостью формулы (1), но и влиянием таких величин, как степень сжатия (ϵ), давление наддувочного воздуха с учётом возможной потери наполнения (P'_k) и коэффициент политропы сжатия (n_1), формула (2).

$$P_c = P'_k \cdot \epsilon^{n_1}. \quad (2)$$

При условии, что рассматривается один двигатель, то геометрия, характеризующая объём цилиндра, неизменна по определению. Также нужно помнить про действительную и геометрическую степени сжатия, что характерно только для двухтактных двигателей. Согласно данным из таблицы угол закрытия выпускного клапана не изменился с переходом на другое топливо, следовательно, параметр ϵ не изменится. Параметр P'_k изменился незначительно (0,04 бара). Единственный параметр, который мог повлиять на давление сжатия при смене источника энергии, – это n_1 . Такую картину мы можем наблюдать на индикаторной диаграмме (см. рис. 4) в области 80° ПКВ до ВМТ. Как раз после начала подачи природного газа (см. таблицу) в объём цилиндра и по истечении приблизительно 58° ПКВ происходит малое смещение политропы сжатия, что естественно оказывает влияние на изменение P_c . Таким образом, мы получаем небольшое снижение параметра P_c в цикле при участии природного газа. В этом случае, аппроксимируя линию политропы сжатия, получим давление сжатия порядка 85 бар, при этом параметр давления чистого сжатия останется неизменным в сравнении с предыдущим циклом работы дизеля. Воспользовавшись формулой (1), получим параметр $\lambda=2,02$, что неоспоримо свидетельствует о значительном превышении для МОД.

Следующий параметр характеризует «жесткость» работы дизеля – это скорость нарастания давления при сгорании ($\Delta P/\Delta \varphi$), средняя и максимальная в моменте, формулы (3), (4).

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}\right)_{\text{ср}} = \frac{P_z - P'_c}{\varphi_z - \varphi'_c}. \quad (3)$$

$$\left(\frac{\Delta P}{\Delta \varphi}\right)_{\text{макс}} = \left(\frac{dP}{d\varphi}\right)_{\text{макс}} = \text{tg}(\alpha), \quad (4)$$

где P'_c – давление в цилиндре в начале воспламенения; φ – углы поворота КШМ для соответствующих давлений; α – максимальный угол между касательной к линии горения и осью абсцисс с использованием индикаторных диаграмм.

Анализируя диаграмму (см. рис. 3) и используя формулы (3), (4), получаем следующие результаты: средняя скорость нарастания давления лежит в пределах 1,2–1,4 бар/ φ , максимальная скорость нарастания давления находится в этих же пределах. Подобный результат удалось получить, так как политропа «чистого» сжатия доходит до положения ВМТ, а видимый процесс

горения – сразу же после ВМТ. Это подтверждают указанные параметры (топливоподача) из сводной таблицы. В данном цикле полученная скорость нарастания давления очень мала.

Анализируя диаграмму (см. рис. 4) и все уже известные нам данные по циклу с использованием газожидкостного топлива, получаем на данном режиме очень высокие параметры скорости нарастания давления. При условии воспламенения газоздушнoй среды в цилиндре благодаря запальной форсунке (принудительное воспламенение) и 100 % цикловой подачи топлива к этому моменту, получаем эффект скачкообразного нарастания давления, близкий к циклу Отто. При этих обстоятельствах средняя скорость нарастания давления приблизительно равна 8,2 бар/φ. Максимальная скорость нарастания давления находится ещё в больших пределах 9,6–10 бар/φ. Эти параметры свидетельствуют об очень жёсткой работе двигателя и абсолютно не соответствуют нормам МОД.

В заключение требуется отметить, что, преследуя цели лишь в борьбе за сохранение экологии, приходится идти на определённые жертвы: подбирать менее токсичное топливо и адаптировать новый источник энергии к уже известным и вполне эффективно реализованным циклам, получая таким образом вышеописанные последствия. Подобные типы двигателей не рекомендуется эксплуатировать на режиме, близком к номинальной нагрузке, при использовании этих топлив. В случае работы ДВС, приближенном к циклу Дизеля, имеем очень высокие тепловые потери с уходящими газами и в охлаждение, а следовательно, снижение КПД, но также это сказывается на температурной напряжённости органов газораспределения и деталях ЦПГ. В ином случае работа ДВС приближена к циклу Отто – тепловые потери ощутимо ниже, но возникают значительные механические напряжения в деталях, что критично для обеспечения таких параметров, как надёжность и долговечность.

Список источников

1. Гуреев А. А., Азев В. С., Камфер Г. М. Топливо для дизелей. Свойства и применение. М. : Химия, 1993. 336 с.
2. Гайворонский А. И., Марков В. А., Илатовский Ю. В. Использование природного газа и других альтернативных топлив в дизельных двигателях. М. : ООО «ИРЦ Газпром», 2007. 480 с.
3. Букреев Г. А., Нижник М. Е. Применение различных газов в качестве топлива для ДВС: обзор. информ. М. : ЦНИИТЭИтяжмаш, 1991. Вып. 4. 36 с.
4. Марков В. А., Козлов С. И. Топлива и топливоподача многотопливных и газодизельных двигателей. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2000. 296 с.
5. Марков В. А., Кислов В. Г., Хватов В. А. Характеристики топливоподачи транспортных дизелей. М. : Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 1997. 160 с.
6. Сомов В. А., Ищук Ю. Г. Судовые многотопливные двигатели. Л. : Судостроение, 1984. 240 с.

Информация об авторе

Д. К. Глазюк – кандидат технических наук, заведующий кафедрой «Судовые энергетические установки», доцент.

Information about the author

D. K. Glazyk – PhD in Engineering Sciences, Head of the Department of Ship Power Plants, Associate Professor.

Статья поступила в редакцию 01.06.2024; одобрена после рецензирования 13.06.2024; принята к публикации 14.06.2024.

The article was submitted 01.06.2024; approved after reviewing 13.06.2024; accepted for publication 14.06.2024.