

initial conditions with the refinement of the measuring complex. The first option - before starting the high-pressure fuel system was unloaded. The second option - the engineless test bench was started after a short stop. At the same time, the residual pressure remains in the system after the first start option. The generalized results of the experimental study allowed to evaluate the process of fuel supply development during the whole experiment. At the same time, in the first option, the essential feature is the absence of a noticeable increase in pressure in the nozzles during the first three injection cycles in the acceleration process, despite the rather high rotational speed of the camshaft. Only in the fourth cycle, a pressure increase of up to 40 bar was obtained, which is not enough to lift the nozzle needle. The first injection conditions are formed in the fifth cycle (stepwise injection phase). In the second option, with an initial pressure in the fuel system of 27 bar, during acceleration already on the first revolution with a relatively low rotational speed, the pressure value corresponds to the injection conditions and reaches 166 bar. Thus, the initial pressure in the fuel system during acceleration has a significant impact on the development of the injection characteristics, which is a specific feature of the diesel engine operation in variable modes. The peculiarity of the formation of injection parameters during coasting in both options does not depend on the initial conditions in the fuel system. Consideration of the injection process features at a continuously varying rotation speed will improve the reliability of marine diesel engines during maneuvering and will ensure the improvement of diesel engine working processes at variable modes.

Key words: injection process; diesel engine; hydrodynamic processes; engineless test bench; fuel system; skip feed; diesel engine working process.

УДК 621.431.74

DOI: 10.20998/0419-8719.2020.2.06

Е.В. Белоусов, И.В. Грицук, Р.А. Варбанец, А.Е. Самарин

РЕАЛИЗАЦИЯ ВЫСОКОЭФФЕКТИВНЫХ ТЕРМОДИНАМИЧЕСКИХ ЦИКЛОВ В ДВУХТАКТНЫХ ТВЕРДОТОПЛИВНЫХ ПОРШНЕВЫХ ДВИГАТЕЛЯХ ВНУТРЕННЕГО СГОРАНИЯ СУДОВОГО НАЗНАЧЕНИЯ

Результаты анализа мировых топливных ресурсов указывают на то, что наиболее распространенными ископаемыми топливами на земле являются твердые топлива. Специалисты считают, что при сохранении нынешних темпов их использования, запасов углей хватит, по крайней мере, еще на 400...450 лет. Низкая цена на этот вид топлива делает их использование привлекательной перспективой для применения в качестве моторного топлива для двигателей внутреннего сгорания. Попытки создания двигателей, способных работать на твердых топливах, предпринимались на протяжении всего периода существования ДВС, начиная с работ Р.Дизеля по созданию его рационального двигателя. Однако на протяжении всего этого периода основные усилия специалистов были направлены на то, чтобы приспособить существующие типы поршневых двигателей, работающих на жидких или газообразных топливах, под использование угольного топлива в виде мелкодисперсной пыли, непосредственно подаваемой в рабочий цилиндр или впрыскиваемой в камеру сгорания в составе топливо- или водо-угольной суспензии. Первой попыткой разработать двигатель, который специально создавался под использование твердых топлив и позволял бы максимально использовать преимущества их агрегатного состояния, были работы американского инженера Joseph C. Firey, предложившего конструкцию с внутрицилиндровой газификацией твердого топлива. Впоследствии авторами был усовершенствован данный метод путем организации принудительной продувки слоя твердого топлива в процессе подвода теплоты к рабочему телу. Авторами была разработана и реализована численная модель рабочего процесса данного двигателя, с использованием которой выполнен ряд исследований, направленных на поиск новых подходов к организации рабочих процессов в твердотопливных двигателях со слоевым сжиганием. Эти подходы позволяют максимально использовать особенности подготовки воздушного заряда к сгоранию и управляемого процесса подвода теплоты для повышения термодинамической эффективности рабочего цикла. Обсуждению результатов этого исследования посвящена данная статья.

Ключевые слова: судовые малооборотные двухтопливные двигатели; твердое топливо.

Введение

Значительным толчком к развитию мирового торгового флота послужило то, что на границе 80-90-х годов прошлого столетия большинству ведущих мировых производителей судовых двигателей внутреннего сгорания удалось решить проблемы, связанные с переводом их на тяжелые топлива. Это позволило значительно снизить стоимость топливной составляющей в структуре морских перевозок, повысив тем самым их рентабельность. Стремительное развитие флота привело к значительному наращиванию темпов потребления жидких нефте-

продуктов, что породило ряд серьезных проблем. Так, объемы потребления нефтяных топлив судами торгового флота в 2020 году по разным оценкам могут достигнуть 382...405 млн. т, а в долгосрочной перспективе, к 2050 году, эта цифра может возрасти до 402...543 млн. т в год [1]. Такие темпы неминуемо приведут к росту конкуренции за нефтяные ресурсы между их основными потребителями. Развитие технологий переработки нефти за последние годы привело к увеличению выхода светлых нефтепродуктов, в результате чего использование тяжелых остаточных топлив стало уже не таким

привлекательным, как раньше. В будущем следует ожидать серьезного перераспределения нефтяных ресурсов между теми, кто условно может и не может без них обойтись.

Для мирового торгового флота вопрос снижения зависимости от рынка нефти может быть принципиально решен путем постепенного отказа от нее в пользу других видов ископаемого топлива, в том числе и тех, которые другими видами транспорта не могут быть использованы или их использование сопряжено с большими техническими трудностями [2]. К числу таких топлив относятся угли, запасы которых существенно превосходят ресурсы всех других ископаемых топлив на планете. Эти топлива имеют значительно более низкую стоимость и более равномерно распространены по континентам [3]. Решение проблем перевода судовой энергетики (или некоторой ее части) на твердые топлива (ТТ) снимет вопросы конкуренции с другими видами транспорта за продукты нефтепереработки.

Основная масса современных судов оснащена двигателями внутреннего сгорания, которые на сегодня являются самыми эффективными первичными двигателями. Очевидно, в обозримом будущем такая тенденция сохранится, что указывает на актуальность поиска технических решений, позволяющих использовать ТТ в судовых ДВС.

Анализ состояния проблемы

Проблеме использования ТТ в ДВС посвящено достаточно большое число исследований, выполненных в Германии, Швейцарии, США, России, Франции и других странах. Этот опыт может стать отправной точкой для практической реализации новых перспективных проектов [4-7]. Поиск приемлемых вариантов решения этой проблемы является достаточно сложным и связан с необходимостью преодоления ряда трудностей. Существует несколько вариантов использования ТТ в ДВС: использование их в составе топливо- или угольных суспензий [4-6]; газификация ТТ с последующим использованием полученных горючих газов в двигателе; слоевое сжигание ТТ в рабочем пространстве двигателя [7].

В 1993 году американским инженером Джозефом Фиреем (Joseph C Firey) был предложен принципиально новый метод сжигания ТТ в рабочем пространстве ДВС – путем продувки воздушного заряда через слой разогретого топлива [7]. Недостатком предложенного метода является неуправляемый процесс выгорания топлива, что приводит к большим потерям работы на такте сжатия. Для преодоления данного недостатка было предложено дополнить двигатель системой управления газовыми потоками с использованием вытеснительного поршня [8]. Подобный способ управления

газовыми потоками и термодинамическими процессами широко используется в двигателях Стирлинга, где он себя хорошо зарекомендовал [9]. Установка дополнительного вытеснительного поршня позволяет не только ограничить попадание воздушного заряда в слой топлива на такте сжатия, но и управлять процессом подвода теплоты к рабочему телу [10]. Изложенный выше подход позволяет не только избавиться от большинства недостатков, свойственных рассмотренному ранее методу циклической газификации, но и получить существенные преимущества в организации рациональных термодинамических циклов. В двигателях данного типа могут быть реализованы различные термодинамические циклы как характерные для существующих типов ДВС, так и специальные.

Решение проблемы. Принципиальной особенностью рабочего процесса твердотопливного поршневого двигателя (ТТПД) является то, что топливо сжигается не в рабочем цилиндре, а в специальном выносном устройстве – реакторе. Реактор состоит из топочной и вытеснительной камер, разделенных вытеснительным поршнем, выполняющим функции золотникового распределителя.

В организации рабочего процесса в ТТПД можно выделить две особенности, которые принципиально отличают его работу от работы классических ДВС и могут лечь в основу совершенствования термодинамического цикла данного двигателя [10]:

- активация процесса горения осуществляется за счет теплоты, аккумулированной слоем ТТ;
- характер выделения теплоты в реакторе зависит от режима продувки, задаваемого законом перемещения вытеснительного поршня.

Первая особенность указывает на то, что температура заряда к концу сжатия не имеет принципиального значения и может быть снижена путем его охлаждения в процессе сжатия, например, распыливанием воды в объеме рабочего цилиндра [11]. Это позволит снизить затраты работы на сжатие и приблизить процесс к изотермическому, а также реализовать в таких двигателях рабочий процесс по циклу Миллера – без необходимости получать в конце сжатия температуру достаточную для самовоспламенения топлива.

Вторая особенность позволяет, изменяя закон движения вытеснителя, оптимизировать процесс подвода теплоты для получения максимальной эффективности термодинамического цикла [11].

По результатам выполненных исследований для малоразмерного двигателя с учетом полученных зависимостей была предпринята попытка смоделировать рациональный термодинамический цикл малооборотного двигателя, параметры кото-

рого были бы сопоставимы с параметрами аналогичного по размерности дизеля. В качестве прототипа для моделирования был взят дизельный малооборотный двигатель S60MC-C.

Оптимизация проводилась сразу по всем рассмотренным выше критериям: началу сжатия (цикл Миллера); степени охлаждения заряда на линии сжатия; углам начала и окончания продувки и степени сжатия. В качестве ограничивающих критериев было принято максимальное значение давления цикла (не более 15,54 МПа, как у аналогичного дизеля – S60MC-C) и мощность цилиндра не менее 2000 кВт (у аналогичного дизеля 2260 кВт). В результате последовательных приближений был получен рациональный цикл, представленный на рис.1. Закон подвода теплоты принимался линейным, без привязки к какому-либо механизму привода вытеснительного поршня. Основные результаты расчетов сведены в табл. 1.

Таблица 1. Рациональный термодинамический цикл малооборотного ТТВД

Параметр	Значение	
	ТТВД	Дизель
Степень сжатия геометрическая	17,3	14,7
Объем впрыскиваемой воды, см ³	67,6	–
Угол до полного испарения воды, °	146	–
Угол начала сжатия, °за НМТ	66	32
Степень сжатия действительная	11,18	12,91
Снижение затрат работы на сжатие	10,48	–
Давление в конце сжатия, МПа	8,67	12,91
Угол начала продувки, °до ВМТ	23	–
Угол окончания продувки, °за ВМТ	73	–
Кол. топлива, сгоревшего за цикл, кг	0,0504	–
Работа, совершаемая за цикл, кДж	1144,2	1332,3
Индикаторный КПД, η	0,650	0,588
Часовой расход ТТ, кг*	317,80	–
Часовой расход усл. топлива, кг**	261,03	335,62
Удельн. расход воды, кг/(кВт·ч)	0,213	–
Удельн. расход теплоты кДж/(кВт·ч)	5540,5	6502,5
g _i , кг/(кВт·ч)	0,130	0,153
p _i , МПа	1,686	1,96
N _i , кВт	2002,3	2331,6
p _c , К	714,43	947,23
t _c , °С	1204,8	1420,4
Угол достижения t _c , °за ВМТ	33	33
t _b , °С	652,46	559,85
p _c , МПа	15,514	15,58
Угол достижения p _c , °за ВМТ	6	15
t _b , МПа	0,630	0,779
Удельные выбросы CO ₂ , кг/(кВт·ч)	0,553	0,482

*N_и=34,9МДж/кг

**N_и=42,5МДж/кг

Уменьшение действительной степени сжатия может быть достигнуто более поздним закрытием выпускного клапана. В рассматриваемом случае задержка составляла 66° после НМТ (в двигателе

S60MC-C задержка на продувку составляет 32°). В результате, к моменту начала сжатия поршень проходит 35% своего хода, что приводит к снижению действительной степени сжатия до 10,48. Сокращение участка сжатия при неизменной величине участка расширения позволяет значительно улучшить показатели рабочего процесса.

В дополнение к укороченному сжатию повышение эффективности достигается охлаждением воздушного заряда путем впрыска водяного аэрозоля в начале процесса сжатия. Как было показано в работе [11], поглощение теплоты фазового перехода позволяет сократить затраты работы на сжатие, увеличивая эффективность термодинамического цикла в целом. Для рассматриваемого случая в процессе наполнения в рабочий цилиндр подается водяной аэрозоль в объеме 67,7 см³, который, нагреваясь и испаряясь, охлаждает заряд, приближая процесс сжатия к изотермическому. В результате затраты работы на сжатие снижаются на 10,48% по сравнению с базовым дизельным двигателем.

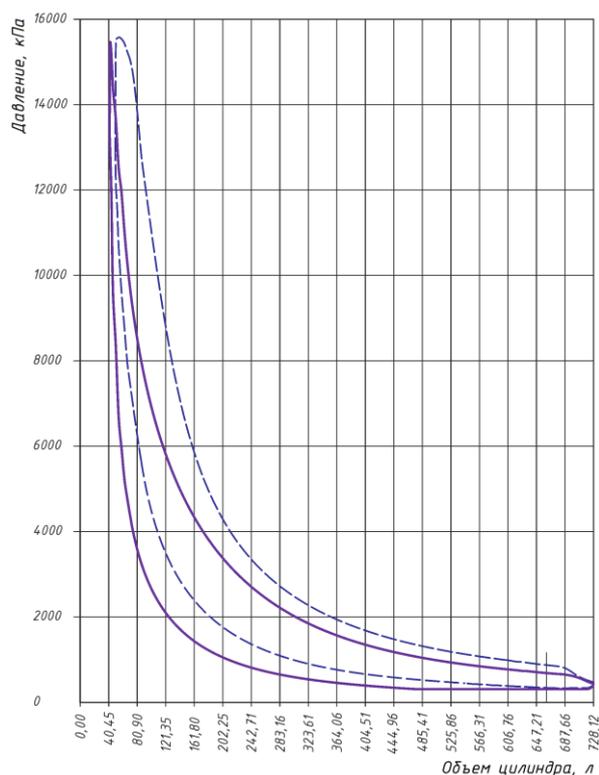


Рис. 1. Рациональный термодинамический цикл малооборотного ТТВД с ограничением по максимальному давлению 15,52 МПа и мощности 2000 кВт в координатах pV и цикл базового дизельного двигателя S60MC-C

Начало и конец продувки подобраны таким образом, что подвод теплоты происходил без значительного увеличения температуры, которая увеличивается на 764 К.

В процессе осуществления охлаждаемого сжатия заряд насыщается трехатомными водяными парами (H_2O), а непродуктивное сгорание части ТТ на линии сжатия приводит к насыщению заряда трехатомной углекислотой CO_2 . В результате этого состав и основные показатели газовой смеси изме-

няются (рис. 2), что приводит к росту теплоемкости и массы заряда. Это обстоятельство также благоприятно сказывается на характеристиках рабочего процесса, так как на линии расширения действует большая масса заряда, чем на линии сжатия.

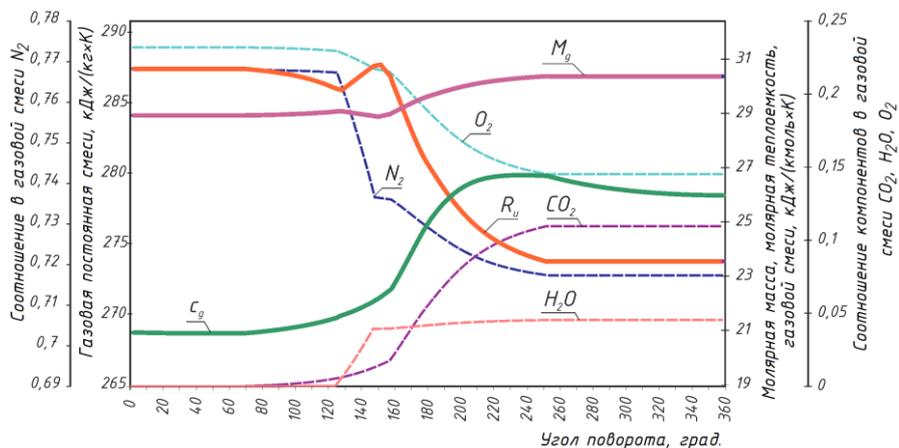


Рис. 2. Изменение состава и параметров газовой смеси в ходе термодинамического цикла с линейным законом подвода теплоты

Увеличенный по времени процесс подвода теплоты в сочетании с большей теплоемкостью заряда приводит к плавному изменению температуры в ходе цикла, которая достигая своего максимума при угле 33° после ВМТ, далее мало изменяется вплоть до окончания продувки при 73° после ВМТ. (рис. 3). При этом теплонапряженность рабочего процесса значительно снижается, а единственный максимум тепловыделения практически

совпадает с ВМТ в отличие от дизельного двигателя, у которого ярко выражены два максимума (рис.3).

В результате реализации предложенного цикла может быть достигнуто значительное снижение расхода топлива при снижении мощности на 11,5% по сравнению с аналогичным по размерности дизелем. В пересчете на условное топливо снижение составляет 24,4%.

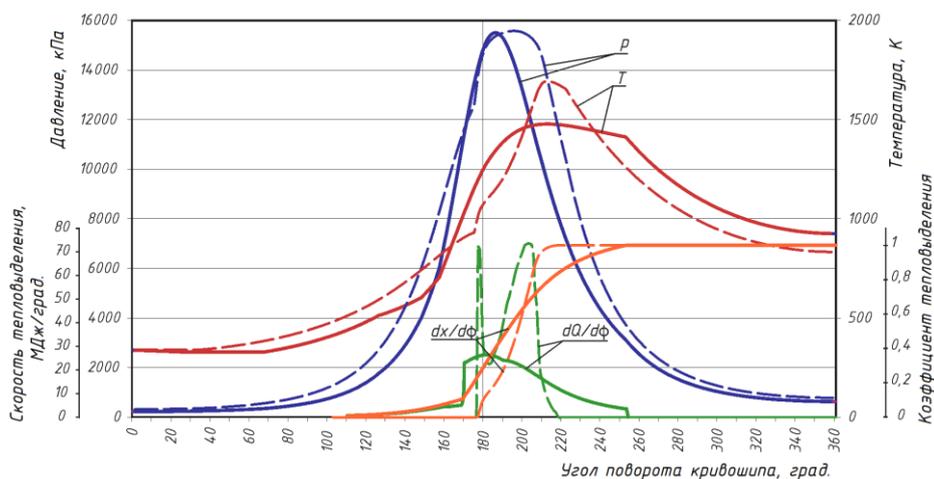


Рис. 3. Сравнение рационального цикла ГППД и цикла дизельного двигателя

Следующим этапом исследования рабочих процессов стало изучение влияния закона подвода теплоты на характер протекания термодинамического цикла. Учитывая, что в рассматриваемом виде двигателей подвод теплоты определяется за-

коном перемещения вытеснительного поршня, была разработана подмодель, позволяющая задавать варианты закона перемещения вытеснителя исходя из треугольного характера изменения скорости. При этом соотношение сторон треугольника скоро-

стей можно изменять, контролируя при этом максимальную скорость и максимальное ускорение вытеснительного поршня. Последнее позволяет оценивать практическую реализуемость данного закона перемещения вытеснителя с точки зрения механических нагрузок, действующих в механизме привода вытеснителя.

Путем последовательных приближений было получено два термодинамических цикла малооборотного ТТПД, аналогичного по характеристикам малооборотному дизелю S60MC-C. В первом цикле для достижения максимальной эффективности при ограниченном максимальном давлении и температуре ($p_z \approx 15,6$ МПа и $T_z \approx 1600$ К, соответственно) были учтены полученные ранее результаты по использованию охлаждения воздушного заряда и укороченного сжатия. Во втором цикле для достижения максимальной эффективности использовалось только укороченное сжатие. Для первого варианта (рис. 4) был использован несимметричный треугольный закон изменения скорости, при котором участок ускорения вытеснителя составлял 28% от всего хода (красная сплошная линия). Учитывая достаточно большую продолжительность продувки в 104° , такое смещение не приводит к значительному увеличению скорости вытеснителя, которая при заданном законе продувки не превышает 2,92 м/с.

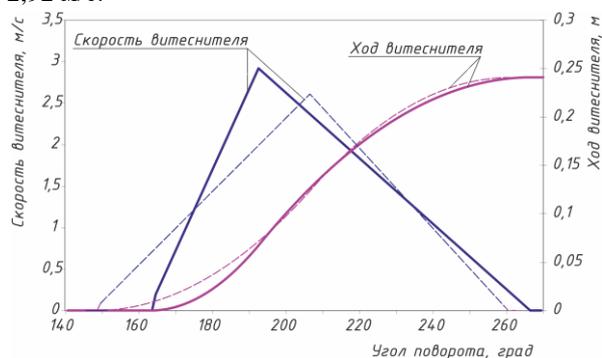


Рис. 4. Принятые законы перемещения вытеснителя для случая с охлаждаемым сжатием (сплошная линия) и неохлаждаемым сжатием (штрихпунктирная линия)

Основные показатели рабочего процесса для первого случая представлены в табл. 2 (первая колонка). Индикаторная мощность, полученная в результате моделирования, составила 2284,6 кВт, что сопоставимо с мощностью аналогичного дизеля. Термодинамические циклы в координатах $p\phi$ представлены на рис. 5, а в координатах pV на рис. 6. На этом же рисунке для сравнения показан цикл аналогичного дизельного двигателя.

Таблица 2. Рациональные термодинамические циклы малооборотного ТТПД

Параметр	Значение		
	ТТПД	ТТПД	Дизель
Номер линий на рис. 5	1	2	3
Степень сжатия геометрическая	16,8	18,2	14,7
Объем впрыскиваемой воды, см ³	41	0	–
Угол до полного испарения воды, °	130	0	–
Угол начала сжатия, °за ВМТ	61	70	32
Степень сжатия действительная	11,59	11,11	12,91
Снижение затрат работы на сжатие	6,5	–	–
Давление в конце сжатия, МПа	9,85	10,04	12,91
Угол начала продувки, °до ВМТ	16	31	–
Угол окончания продувки, °за ВМТ	88	82	–
Кол. топл., сгоревшего за цикл, кг	0,0554	0,0465	–
Работа, совершаемая за цикл, кДж	1305,5	1089,0	1332,3
Индикаторный КПД, η_i	0,675	0,670	0,588
Часовой расход ТТ, кг	348,95	293,23	–
Часовой расход усл. топлива, кг	286,62	240,85	335,62
Удель. расход воды, кг/(кВт·ч)	0,113	–	–
Удель. расход теплоты кДж/(кВт·ч)	5331,9	5371,3	6502,5
g_i , кг/(кВт·ч)	0,125	0,126	0,153
p_i , МПа	1,924	1,605	1,96
N_i , кВт	2284,6	1905,8	2260,0
T_c , К	800,9	878,07	947,23
T_z , К	1600,8	1620,3	1693,5
Угол достижения t_z , °за ВМТ	37	36	33
T_b , К	1052,8	1011,5	833,0
p_z , МПа	15,161	15,295	15,58
Угол достижения p_z , °за ВМТ	11	6	15
p_b , МПа	0,747	0,619	0,779
Удельные выбросы CO ₂ , кг/(кВт·ч)	0,532	0,535	0,577

Для рабочего процесса с укороченным сжатием без охлаждения заряда оптимальным оказался закон перемещения вытеснителя с практически симметричным треугольником скоростей (доля участка ускорения 51%, рис. 4 – штрихпунктирная линия). В результате при заданном уровне максимальных температуры и давления индикаторная цилиндровая мощность двигателя составит 1900 кВт.

На рис. 5 видно, что предварительное охлаждение заряда позволяет увеличить скорость подвода теплоты $dQ/d\phi$ на участке от начала продувки до ВМТ за счет смещения участка ускорения на треугольнике скоростей закона движения вытеснителя. В результате этого максимум температуры T_z смещается ближе к ВМТ на 5° .

По сравнению с процессом без охлаждения заряда более оптимальное распределение температур относительно ВМТ позволяет получить индикаторную эффективность рабочего процесса на уровне 67,5% в то время, как для цикла без охлаждения заряда этот показатель находится на уровне 67%. Для сравнения у аналогичного дизельного двигателя индикаторный КПД не превышает 58,8%.

На рис. 7 представленны расчетные зависимости изменения состава и свойств газовой смеси в ходе осуществления термодинамических циклов

малооборотного ТПД с укороченным сжатием и охлаждением заряда в процессе сжатия и с укороченным сжатием без охлаждения заряда.

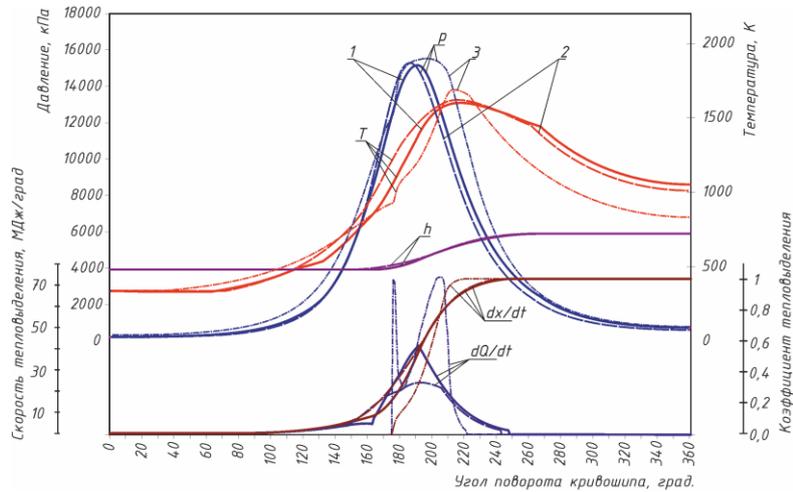


Рис. 5. Рациональные термодинамические циклы малооборотного ТПД без охлаждения заряда с $N_{ц} = 1900$ кВт и с охлаждением $N_{ц} = 2285$ кВт с оптимизированным законом подвода теплоты (табл. 2)

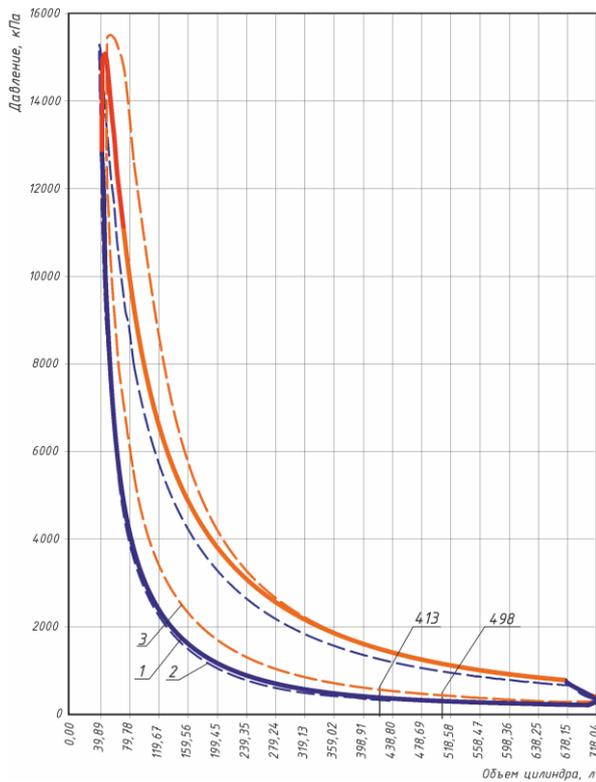


Рис. 6. Оптимизированные по закону подвода теплоты циклы ТПД с укороченным сжатием и охлаждением заряда в процессе сжатия (1), с укороченным сжатием без охлаждения заряда (2) и цикл базового дизельного двигателя (3)

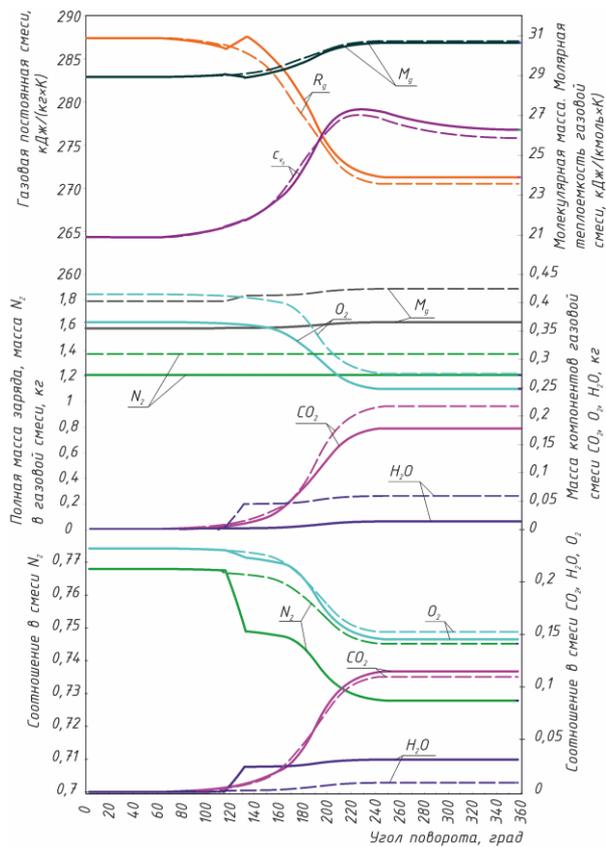


Рис. 7. Изменение состава и свойств газовой смеси в ходе осуществления термодинамических циклов малооборотного ТПД с укороченным сжатием и охлаждением заряда в процессе сжатия (—), с укороченным сжатием без охлаждения заряда (---)

Из представленных графиков видно, что поддержка угла начала сжатия в цикле с охлаждением заряда 61° после НМТ против 70° у цикла без охлаждения приводит к увеличению полного объема, участвующего в сжатии, с 498,1 до 413,5 дм³ (вертикальные метки на рис. 6). В результате масса заряда m_g в начале сжатия для цикла с охлаждением составляет 1,787 кг, в то время как для цикла без охлаждения масса заряда составляет 1,576 кг. В процессе сжатия масса заряда увеличивается в обоих циклах за счет выгорания части топлива, что связано с забросом части заряда в свободное пространство слоя топлива. Величина такого непродуктивного выгорания пропорциональна изменению плотности заряда и для цикла с охлаждением она равна 7,39 г, а для цикла без охлаждения 6,87 г. Кроме выгорания топлива в цикле с охлаждением заряда масса газовой фазы увеличивается за счет испарения водяного аэрозоля по мере продвижения поршня к ВМТ. К моменту поворота кривошипа на 115° после НМТ в рабочем цилиндре устанавливается равенство температур газовой фазы и температуры насыщения. В результате, на данном участке сжатия, который продолжается до 130° после НМТ, начинается переход водяного аэрозоля в газовую фазу, а теплота фазового перехода компенсирует рост температуры в цилиндре, которая на рассматриваемом участке равна температуре насыщения и зависит только от роста давления, так как с ростом давления температура насыщения возрастает.

В процессе испарения воды масса заряда m_g увеличивается еще на 41,0 г, достигая к ВМТ значения 1,84 кг. Таким образом, к моменту перекладки поршня, масса заряда возрастает на 2,71%. Формирование газопаровой смеси в рабочем цилиндре приводит к изменению ее состава к моменту начала продувки. Теплоемкость газовой фракции c_g возрастает за счет насыщения заряда трехатомными парами воды, а также вследствие повышения температуры. Насыщение воздушного заряда с молекулярной массой 28 водяными парами с молекулярной массой 18 приводит к снижению молекулярной массы M_g всего содержимого цилиндра.

После начала продувки начинается активное расходование кислорода с образованием CO_2 и H_2O , что приводит к существенному перераспределению элементарного состава газовой фракции. Преобладающим компонентом, который формируется в процессе выгорания ТТ, является углекислота CO_2 , удельное образование которой составляет 0,532 кг/(кВт·ч) для цикла с охлаждением заряда и 0,535 кг/(кВт·ч) для цикла без охлаждения. Следует отметить, что по этому показателю, несмотря на повышенную эффективность, ТТПД имеют боль-

шие выбросы, чем базовый дизельный двигатель, у которого этот показатель находится на уровне 0,577 кг/(кВт·ч). Это объясняется преобладанием в элементарном составе ТТ углерода.

В целом использование рассмотренных циклов позволяет рассчитывать на увеличение эффективности использования топлив на 8,7 и 8,2% для рабочих процессов с охлаждением заряда и без охлаждения, соответственно. Существенным недостатком цикла с охлаждением заряда является большой расход воды, который для одного цилиндра составит около 258,3 кг/ч. Разумеется, вода должна использоваться дистиллированная, во избежание неблагоприятного воздействия содержащихся в ней минеральных примесей на элементы конструкции двигателя. В то же время на судах процесс получения воды с использованием водоопреснительных установок хорошо отработан, а для ее получения используется вторичная теплота, полученная из контура охлаждения главных и вспомогательных двигателей.

Определенные отличия есть у рассмотренных циклов ТТПД и дизеля в температурах и давлениях в конце процесса расширения, в частности, отработавшие газы обладают большей температурой и меньшим давлением, что потребует корректировки характеристик агрегатов наддува. Как показывает опыт проектирования и эксплуатации двухтактных МОД, у этого класса двигателей в связи с большим, по сравнению с четырехтактными двигателями, количеством рабочих ходов на один оборот коленчатого вала отмечается избыточная энергия отработавших газов. В результате этого мощность, которая может быть получена на турбине турбокомпрессорного агрегата, превышает мощность, необходимую на привод компрессора.

Выводы

Результаты данного исследования показывают, что особенности протекания процесса подвода теплоты в ТТПД позволяют организовать в них специальные, высокоэффективные циклы, эффективность которых достигается за счет охлаждения заряда на линии сжатия и сокращения участка сжатия при неизменной величине участка расширения при увеличенной геометрической степени сжатия. При этом, путем оптимизации закона подвода теплоты возможно значительно повысить эффективность термодинамического цикла ТТПД при приемлемых скоростях и ускорениях вытеснительного поршня.

Комплекс рассмотренных мер позволит повысить индикаторный КПД рабочего процесса для цикла с охлаждением заряда до 0,675, а без охла-

ждения до 0,67 при том, что у базового дизельного двигателя этот показатель находится на уровне 0,588. Низкая температура T_z позволяет ожидать существенного снижения содержания оксидов азота (NO_x) в отработавших газах двигателя.

Список литературы:

1. *Обзор Морского Транспорта*. – Geneva, Switzerland, 2018. – 127 p. 2. *Future ship powering options. Exploring alternative methods of ship propulsion*. Royal Academy of Engineering. Registered Charity Number: 293074. London., July 2013. – 51 p. 3. *World Energy Scenarios 2019. Exploring Innovation Pathways to 2040 In Collaboration with Accenture Strategy and the Paul Scherrer Institute*. – London, United Kingdom, 2019. – 152 p. 4. *Clean Coal Diesel. Demonstration Project. Final Report 7/12/1994 – 10/31/2006. Cooperative Agreement No. DE-FC21-94MC31260 Prepared for: U.S. Department of Energy National Energy Technology Laboratory March, 2007*. – 175 p. 5. Nicol K. *The direct injection carbon engine*. IEA Clean Coal Centre London SW18 1DD United Kingdom, 2014. – 87p. 6. Белоусов Е.В. *Создание и совершенствование твердотопливных поршневых двигателей внутреннего сгорания* / Е.В. Белоусов. – Херсон: ОАО ХГТ, 2006. – 451 с. 7. Пат. 5216928 США, МКИ F02B 45/02 *Product gas reservoirs for cyclic char burning engines anil gasifies* / Joseph C. Firey (США); Заявл. 30.04. 92.; Опубли. 08.06.93 – 14 с. 8. *Спосіб спалювання твердих палив в двигуні внутрішнього згорання*, Білоусов Є.В. Пат. 32644 Україна МКВ 7 F02B 45/02 Заявлено 17.02.2000.; Опубліковано 15.02.2001. 9. Уокер Г. *Машины, работающие по циклу Стирлинга*. Пер. с англ./ Г.Уокер. – М.: Энергия, 1978. – 152 с. 10. Белоусов Е.В. *Усовершенствование слоевого метода сжигания твердых топлив в двигателях внутреннего сгорания* / Е.В. Белоусов, Б.Г. Тимошевский, Т.П. Белоусова // Зб. наук. праць УДМУ. – 2001 – № 6 (378). – С. 68-77. 11. 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.

Bibliography (transliterated):

1. *Obzor Morskogo Transporta*. 2018 god. [Overview of Maritime Transport. 2018 year.] Geneva, Switzerland. – 127 p. 2. *Future ship powering options. Exploring alternative methods of ship propulsion*. Royal Academy of Engineering. Registered Charity Number: 293074. London., July 2013. – 51 p. 3. (2019), *World Energy Scenarios 2019. Exploring Innovation Pathways to 2040 In Collaboration with Accenture Strategy and the Paul Scherrer Institute*. London, United Kingdom, 152 p. 4. (2007), *Clean Coal Diesel. Demonstration Project. Final Report 7/12/1994 – 10/31/2006. Cooperative Agreement No. DE-FC21-94MC31260 Prepared for: U.S. Department of Energy National Energy Technology Laboratory March, 175 p*. 5. Nicol, K. (2014), *The direct injection carbon engine*. IEA Clean Coal Centre London SW18 1DD United Kingdom, 87 p. 6. Belousov, Ye.V. (2006). *Creation and improvement of solid fuel piston internal combustion engines.. [Sozdaniye i sovershenstvovaniye tverdotoplivnykh porshnevnykh dvigateley vnutrennego sgoraniya]*, Kherson, ОАО ХГТ, 451 p. 7. Firey, Joseph C. 1993. *Product gas reservoirs for cyclic char burning engines anil gasifies*. Patent USA, 5216928, published 08.06.93, 14 p. 8. Bilousov, YE.V. 2001. *Method of burning solid fuels in internal combustion engine*. [Sposib spal-yuvannya tverdykh palyv v dvyhuni vnutrishn'oho z-horyannya] it. Ukrayina MKV 7 F02B 45/02. Patent 32644. 9. Uoker, G. (1978), *Stirling cycle machines [Mashiny, rabotayushchiye po tsiklu Stirlinga]*, Moskow, Energiya, 152 p. 10. Belousov, Ye.V., Timoshevskiy, B.G., Belousova, T.P. (2001), *Improving the layered method of burning solid fuels in internal combustion engines, collection of scientific papers [Usovershenstvovaniye sloyevogo metoda szhiganiya tverdykh topliv v dvigatelyakh vnutrennego sgoraniya, Zb. nauk. prats]*, № 6 (378), pp. 68-77. 11. Belousov, Ye.V. (2006), *Modeling the compression process with cooling of the air charge by spraying water in the internal combustion engine cylinder. Internal combustion engines, internal combustion engines [Modelirovaniye protsessy szhatiya s okhlazhdeniyem vozdushnogo zaryada putem raspylivaniya vody v rabochem tsilindre DVS, Dvigateli vnutrennego sgoraniya]*, № 1, pp. 72-78.

Поступила в редакцию 14.06.2020 г.

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

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

Варбанец Роман Анатольевич – доктор техн. наук, проф., заведующий кафедрой «Судовые энергетические установки и техническая эксплуатация», Одесский национальный морской университет, Украина, roman.varbanets@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0001-6730-0380>

Самарин Александр Евгеньевич – канд. техн. наук, доцент, доцент кафедры эксплуатации судовых энергетических установок, Херсонская государственная морская академия, Украина, samarin162@gmail.com, <https://orcid.org/0000-0002-2690-7298>

IMPLEMENTATION OF HIGHLY EFFICIENT THERMODYNAMIC CYCLES IN TWO-STROKE SOLID-FUEL PISTON INTERNAL COMBUSTION ENGINES OF SHIP PURPOSE

E.V. Bilousov, I.V. Hrytsuk, R.A. Varbanets, A.E. Samarin

An analysis of global fuel resources indicates that the most common fossil fuels on earth are solid fuels. Experts believe that while maintaining the current pace of their use, coal reserves will be enough for at least another 400..450 years. The low price of this type of fuel makes their use an attractive prospect for use as engine fuel for internal combustion engines. Attempts to create engines capable of working on solid fuels have been made throughout the entire period of the ICE's existence, starting with the work of R. Diesel to create its rational engine. However, throughout this period, the main efforts of specialists were aimed at adapting existing types of piston engines operating on liquid or gaseous fuels for the use of coal fuel in the form of fine dust directly supplied to the working cylinder, or injected into the combustion chamber in composition of a fuel or water-coal suspension. The first attempt to develop an engine that was specially created for the use of solid fuels and which would maximize the advantages of their state of aggregation was the work of the American engineer Joseph C. Firey, who proposed a design with in-cylinder gasification of solid fuel. Subsequently, the authors have improved this method by organizing a forced purge of a layer

of solid fuel in the process of supplying heat to the working medium. The authors have developed and implemented a numerical model of this engine working process, using which a number of studies were carried out aimed at finding new approaches to the organization of working processes in solid-fuel engines with layered combustion, which allow the maximum use of the features of preparing an air charge for combustion and a controlled heat supply process to increase the thermodynamic efficiency of the workflow. This article is devoted to the discussion of the results of this study.

Keywords: ship low-speed dual-fuel engines, solid fuel

РЕАЛІЗАЦІЯ ВИСОКОЕФЕКТИВНИХ ТЕРМОДИНАМІЧНИХ ЦИКЛІВ У ДВОТАКТНИХ ТВЕРДОПАЛИВНИХ ПОРШНЕВИХ ДВИГУНАХ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ СУДОВОГО ПРИЗНАЧЕННЯ

Є.В. Білоусов, І.В. Грицук, Р.А. Варбанец, О.Є. Самарін

Результати аналізу світових паливних ресурсів вказують на те, що найбільш поширеним викопним паливом на землі є тверді палива. Фахівці вважають, що при збереженні теперішніх темпів їх використання, запасів вугілля вистачить, принаймні, ще на 400...450 років. Низька ціна на цей вид палива робить їх використання привабливою перспективою для застосування в якості моторного палива для двигунів внутрішнього згоряння. Спроби створення двигунів, здатних працювати на твердих паливах, робилися протягом усього періоду існування ДВС, починаючи з робіт Р. Дизеля по створенню його раціонального двигуна. Однак протягом усього цього періоду основні зусилля фахівців були спрямовані на те, щоб пристосувати існуючі типи поршневих двигунів, працюючих на рідких або газоподібних паливах, під використання вугільного палива у вигляді дрібнодисперсного пилу, що безпосередньо подається в робочий циліндр або впорскується в камеру згоряння в складі паливо- або водо-вугільної суспензії. Першою спробою розробити двигун, який спеціально створювався під використання твердих палив і який дозволяв би максимально використати переваги їх агрегатного стану, були роботи американського інженера Joseph C. Firey, який запропонував конструкцію з внутрішньоциліндровою газифікацією твердого палива. Згодом авторами був удосконалений даний метод шляхом організації примусового продування шару твердого палива в процесі підведення теплоти до робочого тіла. Авторами була розроблена і реалізована чисельна модель робочого процесу даного двигуна, за допомогою якої був виконаний ряд досліджень, спрямованих на пошук нових підходів до організації робочих процесів в твердопаливних двигунах зі шаровим спалюванням. Ці підходи дозволяють максимально використовувати особливості підготовки повітряного заряду до згоряння і керованого процесу підведення теплоти для підвищення термодинамічної ефективності робочого процесу. Обговоренню результатів цього дослідження і присвячена ця стаття.

Ключові слова: суднові малооборотні двопаливні двигуни; тверде паливо.