

МНОГОЦЕЛЕВОЕ КОНВЕРТИРОВАНИЕ СУДОВЫХ ДИЗЕЛЕЙ ПРИ СОЗДАНИИ ПОРШНЕВЫХ МОТОР-КОМПРЕССОРНЫХ АГРЕГАТОВ

В. Л. Юша¹, Г. И. Чернов¹, И. Д. Обухов¹, О. Г. Бессонов²,
В. В. Денисенко², А. А. Гончаренко², В. Б. Шипов²

¹Омский государственный технический университет,
Россия, 644050, г. Омск, пр. Мира, 11
²АО «РУМО»,

Россия, 603061, г. Нижний Новгород, ул. Адмирала Нахимова, 13

В работе проводится оценка энергоэффективности различных сочетаний поршневых ступеней двигателя внутреннего сгорания, компрессора и двигателя Ренкина в составе поршневых мотор-компрессорных агрегатов на базе модернизированных судовых дизельных двигателей. В качестве объекта исследования выбран восьмицилиндровый однорядный дизельный двигатель 8Ч23/30-1, база которого используется как единая платформа для создания энерготехнологических агрегатов различного назначения и мощности. Предложенные варианты конвертирования исходного двигателя позволяют с минимальными затратами на разработку конструкции и технологии изготовления создать газомоторкомпрессорные агрегаты с пониженным расходом топлива и улучшенными массогабаритными характеристиками по сравнению с известными передвижными компрессорными станциями с приводом от дизельных ДВС. В статье на основе разработанных математических моделей рабочих процессов, протекающих в дизельном ДВС, поршневом компрессоре и в паровом двигателе Ренкина теоретически оценена возможность совместной работы силовых дизельных цилиндров с поршневыми расширителями цикла Ренкина и одной или несколькими ступенями поршневого компрессора. Рассмотрены различные возможные комбинации указанных трех элементов, а также представлены зависимости мощности двигателя, производительности компрессора в зависимости от числа ступеней сжатия компрессора и количества используемых силовых дизельных цилиндров.

Ключевые слова: рекуперация, цикл Ренкина, двигатель внутреннего сгорания, компрессор.

Введение

Отличительной особенностью компрессорных агрегатов с приводными двигателями внутреннего сгорания (ДВС) является низкая эффективность использования энергии, получаемой при сгорании углеводородного топлива. Во-первых, характерной особенностью современных двигателей внутреннего сгорания являются достаточно низкие значения КПД (для бензиновых — 25÷35%, для дизелей — 30÷40%) [1], так как от 50 до 70% вырабатываемой тепловой энергии выбрасывается в окружающую среду в системе охлаждения двигателя и с продуктами сгорания топлива [2]. При этом теплота, отводимая в окружающую среду с выхлопными газами, имеет высокую температуру, достигающую 600 °С [1]. Во-вторых, практически вся механическая энергия, вырабатываемая двигателем, подводится к компрессору, преобразуется в тепловую энергию и также выбрасывается в окружающую среду либо в системах охлаждения компрессора, либо в нагнетательных магистралях, по которым сжатый газ поступает к потребителю [3]. Известные схемы систем рекуперации тепловых потерь (СРПТ) обеспечивают частичный возврат этой энергии в технологический цикл компрессорного агрегата [4, 5]. Применительно к рассматриваемой задаче конвертирования судовых дизелей кроме возмож-

ности снизить удельный расход топлива появляется возможность улучшить весовые и габаритные параметры компрессорного агрегата за счет размещения на одной базе в разных комбинациях поршневых цилиндров различного функционального назначения (цилиндры ДВС, цилиндры компрессорных ступеней, расширительные цилиндры двигателя Ренкина). Разумеется, дополнительными эффектами компаундирования могут стать повышение технологичности компрессорного агрегата и снижение его себестоимости. В связи с этим представляется актуальным проведение теоретических исследований, направленных на оценку технико-экономической эффективности многоцелевого компаундирования судовых дизелей при создании поршневых мотор-компрессорных агрегатов различного типоразмера и назначения.

Объект исследования

В данной работе объектом исследования является восьмицилиндровый однорядный дизельный двигатель 8Ч23/30-1, база которого используется как единая платформа для создания энерготехнологических агрегатов различного назначения и мощности. Основные параметры базы: ход поршня — 0,23 м; номинальная частота вращения коленчатого вала — 1000 об/мин; номинальная газовая сила

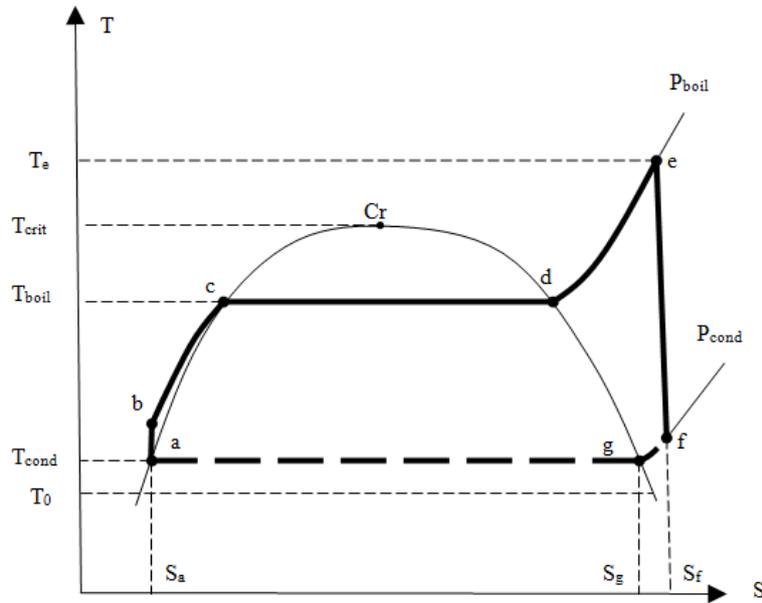


Рис. 1. T-S диаграмма цикла Ренкина
 Fig. 1. T-S diagram of the Rankine cycle

в ряду — 16,6 кН. Атмосферный ДВС работает на дизельном топливе или природном газе. Рабочее тело компрессорных ступеней — воздух или природный газ. Рабочее тело системы рекуперации тепловых потерь на базе цикла Ренкина — водяной пар. Рассматривается компрессорный агрегат при различных сочетаниях цилиндров ДВС, компрессора и парового двигателя Ренкина, размещенных на единой базе судового дизеля. И при различных режимных параметрах.

Методика исследования

Достижение поставленной цели осуществлялось на основе разработанных математических моделей рабочих процессов, протекающих в цилиндре дизельного двигателя внутреннего сгорания, поршневом компрессоре, расширителя перегретого пара, а также математической модели парового цикла Ренкина.

Целью моделирования рабочих процессов в ДВС являлось определение интегральных характеристик двигателя по известным конструктивным размерам и частоте вращения коленчатого вала. Мощность, КПД и удельный расход топлива определялись на основе полученных зависимостей давления p , температуры T и массы газа в рабочей полости m от угла поворота коленвала φ . Эти зависимости находились путем решения системы дифференциальных уравнений (1), включающих уравнение первого закона термодинамики, уравнение состояния идеального газа, уравнения изменения массы газа в рабочей полости, уравнения изменения работы L , совершаемой газом, а также уравнение изменения объема V рабочей полости двигателя. Система учитывает притечки газа в рабочую полость \dot{m}_i и утечки газа из нее \dot{m}_0 при открытых впускном и выпускном клапанах, а также процесс сгорания топлива [6, 7].

$$\left\{ \begin{aligned} \frac{dT}{d\varphi} &= \frac{1}{c_V} \cdot \frac{dq}{d\varphi} - (k-1) \cdot \frac{T}{m} \cdot \frac{\dot{m}_0}{\omega} + \\ &+ \frac{1}{m} \cdot \sum (k \cdot T_i - T) \cdot \frac{\dot{m}_i}{\omega} - (k-1) \cdot \frac{T}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi}; \\ \frac{dp}{d\varphi} &= \frac{p}{T} \cdot \frac{1}{c_V} \cdot \frac{dq}{d\varphi} - k \cdot \frac{p}{m} \cdot \frac{\dot{m}_0}{\omega} + \\ &+ k \cdot \frac{p}{m} \cdot \frac{1}{T} \cdot \sum T_i \cdot \frac{\dot{m}_i}{\omega} - k \cdot \frac{p}{V} \cdot \frac{dV}{d\varphi}; \\ \frac{dm}{d\varphi} &= \frac{-\dot{m}_0 + \sum \dot{m}_i}{\omega}; \\ \frac{dV}{d\varphi} &= f(\varphi); \\ \frac{dL}{d\varphi} &= p \cdot V(\varphi). \end{aligned} \right. \quad (1)$$

В этой системе T_i — температура газа в полости, смежной с рабочей, с которой имеет место массообмен; c_V — удельная массовая теплоемкость газа; k — коэффициент адиабаты газа; q — удельная теплота, выделяемая при сгорании топлива. Массообмен между рабочей полостью, впускной магистралью и выпускной определялся по известным уравнениям для массового расхода при истечении газа из полости под действием разности давлений (2) и (3)

$$\dot{m}_0 = -\mu_i S_i \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p^2}{R \cdot T} \left[\left(\frac{p_i}{p} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p_i}{p} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}, \quad (2)$$

Таблица 1. Зависимости мощности ДВС, различных вариантов двигателя Ренкина и их суммарных мощностей от числа цилиндров ДВС (дизельное топливо)
 Table 1. Dependences of the power of the internal combustion engine, various variants of the Rankine engine and their total capacities on the number of cylinders of the internal combustion engine (diesel fuel)

	Число цилиндров двигателя							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$N_{ДВС}$, кВт	54,8	109,6	164,4	219,2	274,0	328,8	383,6	438,4
$N_{Рен}$, кВт	14,8	29,6	44,4	59,2	74,0	88,8	103,6	118,4
$N_{ДВС} + N_{Рен}$, кВт	69,6	139,2	208,8	278,4	348,0	417,6	487,2	556,8
$N_{РенКом}$, кВт	22,8	45,6	68,4	91,2	114,3	136,8	159,6	182,4
$N_{ДВС} + N_{РенКом}$, кВт	77,6	155,3	233,0	310,6	388,3	465,6	543,2	620,8

Таблица 2. Зависимости мощности ДВС, различных вариантов двигателя Ренкина и их суммарных мощностей от числа цилиндров ДВС (природный газ)
 Table 2. Dependences of the power of the internal combustion engine, various variants of the Rankine engine and their total powers on the number of cylinders of the internal combustion engine (natural gas)

	Число цилиндров двигателя							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$N_{ДВС}$, кВт	38,2	76,4	114,6	152,8	191,0	229,2	267,4	305,6
$N_{Рен}$, кВт	11,7	23,4	35,1	46,8	58,5	70,2	81,9	93,6
$N_{ДВС} + N_{Рен}$, кВт	49,9	99,8	149,7	199,6	249,5	299,4	349,3	399,2
$N_{РенКом}$, кВт	15,9	31,8	47,7	63,6	79,5	95,4	111,3	127,2
$N_{ДВС} + N_{РенКом}$, кВт	54,1	108,2	162,3	216,4	270,5	324,6	378,7	432,8

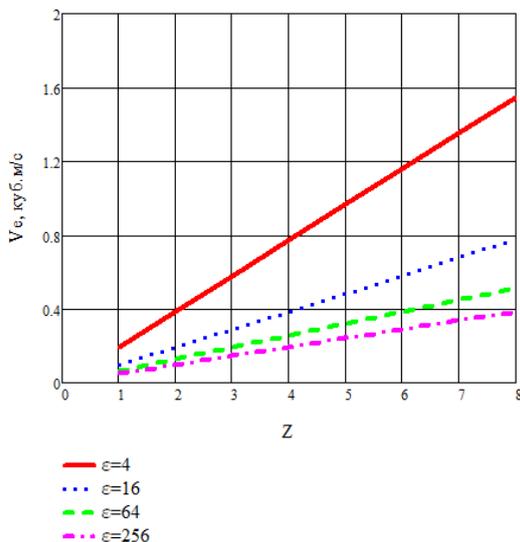


Рис. 2. Зависимость производительности компрессора от мощности ДВС (числа цилиндров двигателя) при различных значениях степени повышения давления в компрессоре
 Fig. 2. Dependence of the compressor capacity on the internal combustion engine power (number of engine cylinders) at different values of the degree of pressure increase in the compressor

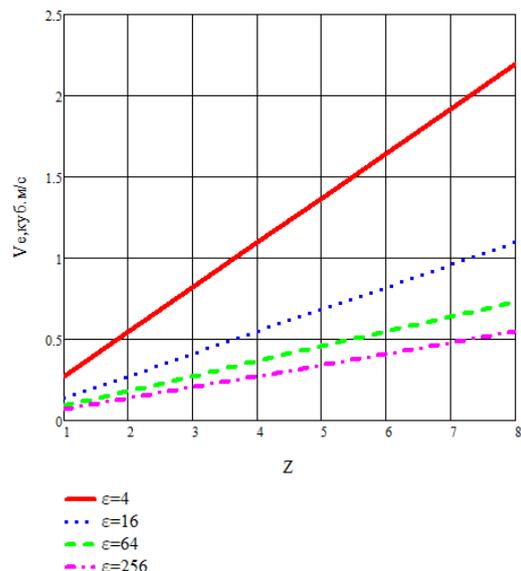


Рис. 3. Зависимость производительности компрессора от суммарной мощности ДВС $N_{ДВС}$ и паросилового контура Ренкина $N_{РенКом}$ с использованием им тепла ДВС и компрессора при различных значениях степени повышения давления в компрессоре
 Fig. 3. Dependence of the compressor capacity on the total power of the internal combustion engine N_{ICE} and the Rankine steam-power cycle N_{RenCom} using the heat of the internal combustion engine and the compressor at different values of the degree of pressure increase in the compressor

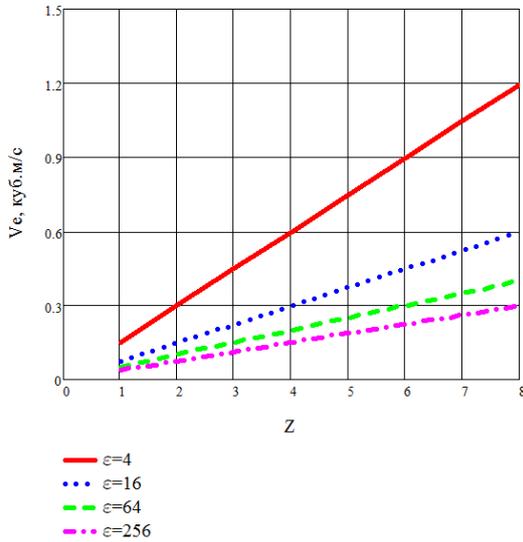


Рис. 4. Зависимость производительности газового компрессора от мощности ДВС (числа цилиндров двигателя) при различных значениях степени повышения давления в компрессоре

Fig. 4. Dependence of the capacity of the gas compressor on the power of the internal combustion engine (the number of engine cylinders) at various values of the degree of pressure increase in the compressor

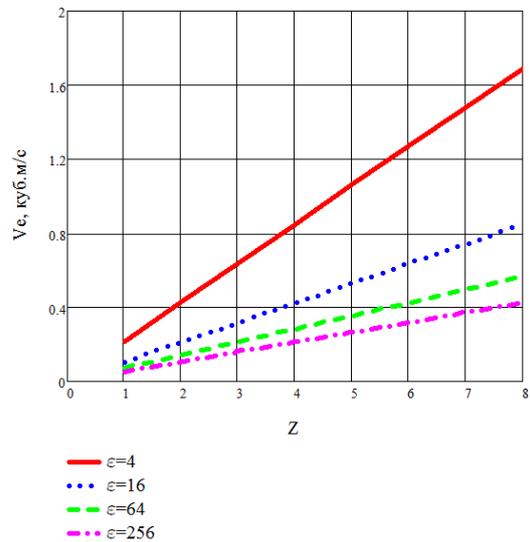


Рис. 5. Зависимость производительности газового компрессора от суммарной мощности ДВС $N_{ДВС}$ и паросилового контура Ренкина $N_{РенКом}$ с использованием им тепла ДВС и компрессора при различных значениях степени повышения давления в компрессоре

Fig. 5. Dependence of the capacity of the gas compressor on the total capacity of the internal combustion engine N_{ICE} and the Rankine steam-power cycle N_{RenCom} using the heat of the internal combustion engine and the compressor at different values of the degree of pressure increase in the compressor

Таблица 3. Соотношение количества компрессорных цилиндров и ступеней
Table 3. The ratio of the number of compressor cylinders and stages

	Число ступеней двигателя							
	1	2	3	4	5	6	7	8
$N_{ДВС} + N_{РенКом}$, кВт	77,6	155,3	233,0	310,6	388,3	466,0	543,6	621,3
π	Количество цилиндров и ступеней							
4	6(1)	12	18	23	29	35	41	46
16	3(2)	6(6)	9	12	15	18	21	23
64	2(3)	4(4)	6	8	10	12	14	16
256	2	3(5)	5	6	8	9	11	12

$$\dot{m}_i = +\mu_i S_i \sqrt{2 \frac{k}{k-1} \frac{p_i^2}{R \cdot T_i} \left[\left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{p}{p_i} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]}. \quad (3)$$

В этом выражении p_i — давление во впускной или выпускной магистрали; S_i — площадь проходного сечения i -го клапана; μ_i — коэффициент расхода i -го клапана.

Удельная теплота, выделенная при сгорании топлива на рассматриваемый момент времени q , определяется выражением:

$$q = x \cdot q_T. \quad (4)$$

В этой формуле q_T — удельная теплота сгорания смеси «топливо-окислитель», x — доля вы-

деленного тепла, которую определяем по формуле Неймана [8]

$$x = \left(2 - \frac{\tau}{\tau_{cr}} \right) \frac{\tau}{\tau_{cr}}. \quad (5)$$

В этом выражении τ — текущее время процесса сгорания (отсчитывается от начала процесса сгорания топлива), $\tau \in [0; \tau_{cr}]$, где τ_{cr} — продолжительность процесса сгорания топлива.

В качестве начальных условий были заданы значения давления, температуры и массы газа в рабочей полости в верхней мертвой точке.

Математическая модель рабочих процессов, протекающих в поршневом расширителе перегретого пара, работающего в составе контура Ренкина, также содержит систему (1) и уравнения для

Таблица 4. Сравнительные характеристики воздушных компрессорных агрегатов на базе раздельных компонентов и на базе модернизированного восьмицилиндрового однорядного дизельного двигателя 8Ch23/30-1
 Table 4. Comparative characteristics of air compressor units based on separate components and on the basis of an upgraded eight-cylinder single-row diesel engine 8Ch23/30-1

№ схемы	Описание схемы	Рабочие характеристики схемы	Массогабаритные характеристики схемы	Габаритные размеры и вес агрегатов при раздельном исполнении основных функциональных компонентов
1	1 цилиндр ДВС + 1 цилиндр Ренкина + 6 одноступенчатых рядов компрессора	Суммарная мощность — $N_{двс+рен} = 77,6$ кВт; Удельный расход топлива $g = 160,8$ г/кВтч; Производительность компрессора $V_c = 0,274$ м ³ /с		Компрессор 2ВМ2,5-24/3 Габаритные размеры 1400Ч2300Ч2000 Вес 2850 кг Двигатель ЯМЗ-5344 Мощность 132 л.с. Масса — 480 кг Габаритные размеры 886Ч708Ч970 Удельный расход топлива $g = 197$ г/кВтч
2	1 цилиндр ДВС + 1 цилиндр Ренкина + 3 двухступенчатых ряда компрессора	Суммарная мощность — $N_{двс+рен} = 77,6$ кВт; Удельный расход топлива $g = 160,8$ г/кВтч; Производительность компрессора $V_c = 0,137$ м ³ /с		Компрессор 302ВП2-6/18 Габаритные размеры 1630Ч1330Ч1825 Вес 2370 кг Двигатель ЯМЗ-5344 Мощность 132 л.с. Масса — 480 кг Габаритные размеры 886Ч708Ч970 Удельный расход топлива $g = 197$ г/кВтч
3	1 цилиндр ДВС + 1 цилиндр Ренкина + 2 трехступенчатых ряда компрессора	Суммарная мощность — $N_{двс+рен} = 77,6$ кВт; Удельный расход топлива $g = 160,8$ г/кВтч; Производительность компрессора $V_c = 0,091$ м ³ /с	Габаритные размеры: 3580Ч1120Ч2100	Компрессор 302ВП-5/70 Габаритные размеры 2745Ч1885Ч1870 Вес 2520 кг Двигатель ЯМЗ-5344 Мощность 132 л.с. Масса — 480 кг Габаритные размеры 886Ч708Ч970 Удельный расход топлива $g = 197$ г/кВтч
4	2 цилиндра ДВС + 2 цилиндра Ренкина + 4 трехступенчатых ряда компрессора	Суммарная мощность — $N_{двс+рен} = 155,3$ кВт; Удельный расход топлива $g = 160,8$ г/кВтч; Производительность компрессора $V_c = 0,183$ м ³ /с	Масса — 7100 кг	Компрессор 2ВМ4-12/65 Габаритные размеры 3175Ч1975Ч2420 Вес 5050 кг Двигатель ЯМЗ-236Н Мощность 230 л.с. Масса — 980 кг Габаритные размеры 990Ч1045Ч1080 Удельный расход топлива $g = 215$ г/кВтч
5	2 цилиндра ДВС + 2 цилиндра Ренкина + 3 четырехступенчатых ряда компрессора	Суммарная мощность — $N_{двс+рен} = 155,3$ кВт; Удельный расход топлива $g = 160,8$ г/кВтч; Производительность компрессора $V_c = 0,137$ м ³ /с		Компрессор 4ВМ2,5-14/251 Габаритные размеры 2510Ч2000Ч1850 Вес 5800 кг Двигатель ЯМЗ-236Н Мощность 230 л.с. Масса — 980 кг Габаритные размеры 990Ч1045Ч1080 Удельный расход топлива $g = 215$ г/кВтч
6	2 цилиндра ДВС + 1 цилиндр Ренкина + 6 двухступенчатых рядов компрессора	Суммарная мощность — $N_{двс+рен} = 155,3$ кВт; Удельный расход топлива $g = 160,8$ г/кВтч; Производительность компрессора $V_c = 0,274$ м ³ /с		Компрессор 505ВП-20/18 Габаритные размеры 2495Ч1930Ч2365 Вес 6030 кг Двигатель ЯМЗ-236Н Мощность 230 л.с. Масса — 980 кг Габаритные размеры 990Ч1045Ч1080 Удельный расход топлива $g = 215$ г/кВтч

массового расхода (2) и (3). Отличие перегретого пара от идеального газа учитывалось введением в уравнение состояния коэффициента сжимаемости. Начальные давления и температура для расширителя определялись по параметрам кипения водяного пара в цикле Ренкина. Геометрия цилиндра расширителя принималась такой же, как и у цилиндра ДВС. Увеличение массового расхода водяного пара, проходящего через расширитель в случае работы одного цилиндра расширителя на несколько цилиндров дизеля, обеспечивалось увеличением угла закрытия впускного клапана.

В качестве основы СРТП был выбран паровой цикл Ренкина, представленный на рис. 1.

Цикл Ренкина состоит из следующих процессов: $a-b$ — повышение давления в насосе; $b-c$ — нагрев жидкости; $c-d$ — кипение жидкости; $d-e$ — перегрев пара; $e-f$ — адиабатное расширение сначала перегретого пара; $f-a$ — охлаждение сначала перегретого, а затем конденсация влажного пара.

При расчете цикла Ренкина задается значение давления кипения $p = p_{\text{кин}} = p_b = p_c = p_d = p_e$, определяется давление конденсации $p_0 = p_{\text{кн}} = p_a = p_f = p_g$ по температуре конденсации $T_{\text{кн}}$. Масса водяного пара, проходящего через цикл Ренкина $m_{\text{РЕН}}$, определяется на основе теплового баланса между охлаждаемыми продуктами сгорания топлива и нагреваемой водой, а также на основе отсутствия защемления тепловых потоков в точке «с». При этом температура и массовый расход продуктов сгорания топлива брались из расчета одного или нескольких цилиндров дизельного двигателя на основе представленной модели. Величина массового расхода воды в цикле Ренкина принималась также равной расходу перегретого водяного пара, проходящего через поршневой расширитель. Расчет цикла Ренкина проводился на основе известных методик, представленных в [9–11]. Расчет компрессорной ступени проводился на основе известных методик, представленных в работах [3, 12–15].

Результаты исследования

На основе представленных математических моделей были получены значения мощности для ДВС $N_{\text{ДВС}}$ с различным числом цилиндров, мощности теплосилового контура, реализующего паровой цикл Ренкина при использовании тепла только ДВС $N_{\text{РЕН}}$, мощности двигателя Ренкина, который использует как тепло ДВС, так и тепло компрессора $N_{\text{РЕНКом}}$, а также суммарные мощности $N_{\text{ДВС}} + N_{\text{РЕН}}$ и $N_{\text{ДВС}} + N_{\text{РЕНКом}}$. Результаты этих расчетов представлены в табл. 1, 2. При проведении этих расчетов предполагалось, что в ряде случаев и контур Ренкина, и компрессор не агрегированы с ДВС (например, при восьми цилиндрах ДВС).

Полученные значения мощности ДВС позволили провести расчет производительности воздушного и газового (природный газ) компрессора V_e при заданной степени повышения давления λ . При этом КПД компрессора был принят равным 0,6; а коэффициент подачи — 0,8. Результаты расчета представлены на рис. 2–5.

На основе представленных в табл. 1, 2 результатов рассмотрены возможные варианты расположения силовых цилиндров ДВС и парового расширителя цикла Ренкина на базе восьмицилиндрового однорядного дизельного двигателя 8Ч23/30-1

Определив значение объемной производительности единичной ступени компрессора при диаметре

цилиндра $D=0,23$ м, ходу поршня $H=0,3$ м и частоте вращения коленчатого вала $n=1000$ об/мин как $0,048$ м³/с, посредством деления данных таблицы на эту величину, можно определить число параллельных рядов компрессора при заданной степени повышения давления. Результаты этого расчета представлены в табл. 3.

Выделенные в таблице ячейки отражают варианты возможного сочетания силовых цилиндров ДВС и контура Ренкина, а также компрессорных цилиндров на базе восьмицилиндрового однорядного дизельного двигателя 8Ч23/30-1.

Для сравнительной оценки габаритных размеров и веса рассматриваемых компрессорных агрегатов на базе силового дизеля была проведена выборка этих параметров для серийно выпускаемых компрессорных агрегатов с приводным ДВС при раздельном исполнении основных компонентов, которые представлены в табл. 4.

Анализ результатов

Результаты, представленные в табл. 1–3 и на графиках рисунков, показывают, что использование системы рекуперации тепловых потерь позволяет повысить мощность двигателя на 27%, в случае использования отбросного тепла только двигателя, и на 40% в случае использования отбросного тепла двигателя и компрессора (см. табл. 1 и 2). При этом удельный расход топлива снижается до значения $160,8$ г/кВт·ч.

Использование в качестве горючего двигателя природного газа снижает его мощность с $54,8$ до $38,2$ кВт при снижении степени предварительного сжатия с 20 до 13 .

Расположение агрегатов на базе восьмицилиндрового однорядного дизельного двигателя 8Ч23/30-1 позволяет получить несколько вариантов сочетания расхода сжимаемого воздуха и степени повышения давления. При этом в некоторых случаях такое размещение приводит к ухудшению массогабаритных характеристик по сравнению с раздельным исполнением основных функциональных компонентов, а в некоторых случаях — к улучшению.

Заключение

Выполненная оценка энергоэффективности различных сочетаний поршневых ступеней двигателя внутреннего сгорания, компрессора и двигателя Ренкина в составе поршневых мотор-компрессорных агрегатов на базе конвертированных судовых дизельных двигателей типа 8Ч23/30-1 показала, что применение системы рекуперации тепловых потерь позволяет повысить мощность двигателя до 27% в случае использования отбросного тепла только двигателя и до 40% в случае одновременно использования отбросного тепла и двигателя, и компрессора. При этом снижение удельного расхода топлива может составить 10–25%. Рассмотренные варианты конвертирования исходного двигателя позволяют с минимальными затратами на разработку конструкции и технологии изготовления создать газомоторкомпрессорные агрегаты с пониженным расходом топлива. При реализации многоступенчатых компрессорных схем массогабаритные параметры агрегата на единой платформе дизеля могут быть улучшены по сравнению с агрегатами, собранными из раздельных функциональных компонентов.

1. Луканин В. Н. [и др.]. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн. Кн. 1. Теория рабочих процессов. 3-е изд., перераб. и испр. Москва: Высшая школа, 2007. 479 с.
2. Sprouse III C., Depcik C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 51, Issue 1-2. P. 711–722. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.10.017.
3. Юша В. Л. Системы охлаждения и газораспределения объемных компрессоров. Новосибирск: Наука, 2006. 236 с. ISBN 5-02-023169-X.
4. Yusha V. L., Chernov G. I., Medkova E. Ju. The mobile compressor unit heat losses recovery system compactness improving possibility evaluation // AIP Conf. Proc. 2017. Vol. 1876, Issue 1. P.020055-1–020055-8. DOI: 10.1063/1.4998875.
5. Юша В. Л., Чернов Г. И. Термодинамический анализ эффективности мобильных компрессорных установок с рекуперацией тепловых потерь: моногр. Омск: Изд-во ОмГТУ, 2014. 102 с. ISBN 978-5-8149-1918-2.
6. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. T. I. Darmstadt: Steinkopff, 1998. 548 p. ISBN 978-3-642-97774-9.
7. Smith J. M., Van Ness H. C., Abbott M. M. [et al.]. Introduction to chemical engineering thermodynamics. NY: McGraw-Hill Book Company, 2001. 749 p. ISBN 978-1-259-69652-7.
8. Кавтарадзе Р. З. Теория поршневых двигателей. Специальные главы. Москва: Изд-во МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2008. 719 с. ISBN 978-5-7038-3086-4.
9. Mahmoudi A., Fazli M., Morad M. R. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 143. P. 660–675. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136.
10. Lingfeng S., Gequn S., Hua T. [et al.]. A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR) // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018. Vol. 92 (C). P. 95–110. DOI: 10.1016/j.rser.2018.04.023.
11. Smith I., Stosic N., Kovacevic A. Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders. Cambridge: Chandos Publishing, 2014. 272 p. ISBN 9781782421894.
12. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 1. Теория и расчет. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2006. 456 с. ISBN 5-9532-0428-0.
13. Пластинин П. И. Поршневые компрессоры. В 2 т. Т. 2. Основы проектирования. Конструкции. 3-е изд., перераб. и доп. Москва: КолосС, 2008. 711 с.
14. Бусаров С. С., Юша В. Л. Перспективы создания малорасходных компрессорных агрегатов среднего и высокого давления на базе унифицированных тихоходных длинноходных ступеней // Научно-технические ведомости СПбПУ. Естественные и инженерные науки. 2018. Т. 24, № 4. С. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408.
15. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage

ЮША Владимир Леонидович, доктор технических наук, профессор (Россия), заведующий кафедрой «Холодильная и компрессорная техника и технология», декан нефтехимического института Омского государственного технического университета (ОмГТУ), г. Омск.

SPIN-код: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Адрес для переписки: yusha@omgtu.ru

ЧЕРНОВ Герман Игоревич, кандидат технических наук, доцент (Россия), доцент кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология», ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 2144-5462

AuthorID (РИНЦ): 176943

Адрес для переписки: gj_chernov2002@mail.ru

ОБУХОВ Иван Дмитриевич, инженер кафедры «Холодильная и компрессорная техника и технология», ОмГТУ, г. Омск.

SPIN-код: 1302-8208

AuthorID (РИНЦ): 1118828

ORCID: 0000-0003-0253-3997

Адрес для переписки: crispyzy@gmail.com

БЕССОНОВ Олег Геннадьевич, генеральный директор АО «РУМО», г. Нижний Новгород.

ДЕНИСЕНКО Владимир Васильевич, первый заместитель генерального директора — технический директор АО «РУМО», г. Нижний Новгород.

ГОНЧАРЕНКО Александр Александрович, главный инженер АО «РУМО», г. Нижний Новгород.

ШИПОВ Вячеслав Борисович, заместитель генерального директора по маркетингу и продажам АО «РУМО», г. Нижний Новгород.

Для цитирования

Юша В. Л., Чернов Г. И., Обухов И. Д. [и др.]. Многоцелевое конвертирование судовых дизелей при создании поршневых мотор-компрессорных агрегатов // Омский научный вестник. Сер. Авиационно-ракетное и энергетическое машиностроение. 2021. Т. 5, № 3. С. 14–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-14-22.

Статья поступила в редакцию 30.06.2021 г.

© В. Л. Юша, Г. И. Чернов, И. Д. Обухов, О. Г. Бессонов, В. В. Денисенко, А. А. Гончаренко, В. Б. Шипов

MULTIPURPOSE CONVERSION OF MARINE DIESEL ENGINES WHEN CREATING PISTON MOTOR-COMPRESSOR UNITS

V. L. Yusha¹, G. I. Chernov¹, I. D. Obukhov¹, O. G. Bessonov²,
V. V. Denisenko², A. A. Goncharenko², V. B. Shipov²

¹Omsk State Technical University,
Russia, Omsk, Mira Ave., 11, 644050

²RUMO JSC,
Russia, Nizhny Novgorod, Admiral Nakhimov St., 13, 603061

This paper present an assessment of the energy efficiency of various combinations of piston stages of an internal combustion engine, a compressor, and a Rankine engine as part of piston motor-compressor units based on modernized marine diesel engines. An eight-cylinder single-row diesel engine 8Ch23/30-1 is chosen as the object of research, the base of which is used as a single platform for creating power-technology units for various purposes and power. The proposed variants for converting the original engine allow, with minimal costs for the development of design and manufacturing technology, to create gas engine compressor units with reduced fuel consumption and improved weight and size characteristics in comparison with the known mobile compressor stations driven by diesel internal combustion engines. In the paper, on the basis of the developed mathematical models of working processes, the possibility of joint operation of diesel cylinders with piston expanders of the Rankine cycle and one or more stages of a piston compressor is assessed. Various possible combinations of diesel cylinders, compressor cylinders and expander cylinders are considered, as well as the dependences of engine power and compressor performance depending on the number of compressor stages and the number of diesel power cylinders used.

Keywords: recuperation, Rankine cycle, internal combustion engine, compressor.

References

1. Lukanin V. N. [et al.]. Dvigateli vnutrennego sgoraniya. V 3 kn. Kn. 1. Teoriya rabochikh protsessov [Internal combustion engines. In 3 bks. Bk. 1. Theory of work processes]. 3d ed. Moscow, 2007. 479 p. (In Russ.).
2. Sprouse III C., Depcik C. Review of organic Rankine cycles for internal combustion engine exhaust waste heat recovery // Applied Thermal Engineering. 2013. Vol. 51, Issue 1-2. P. 711–722. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2012.10.017. (In Engl.).
3. Yusha V. L. Sistemy okhlazhdeniya i gazoraspredeleniya ob'yemnykh kompressorov [Cooling and gas distribution systems for volumetric compressors]. Novosibirsk, 2006. 236 p. ISBN 5-02-023169-X. (In Russ.).
4. Yusha V. L., Chernov G. I., Medkova E. Ju. The mobile compressor unit heat losses recovery system compactness improving possibility evaluation // AIP Conf. Proc. 2017. Vol. 1876, Issue 1. P.020055-1–020055-8. DOI: 10.1063/1.4998875. (In Engl.).
5. Yusha V. L., Chernov G. I. Termodinamicheskoy analiz effektivnosti mobil'nykh kompressornykh ustanovok s rekuperatsiyey teplovykh poter' [Thermodynamic analysis of the efficiency of mobile compressor installations with heat loss recuperation]. Omsk, 2014. 102 p. ISBN 978-5-8149-1918-2. (In Russ.).
6. Bosnjakovic F., Knoche K. F. Technische Thermodynamik. T. I. Darmstadt: Steinkopff, 1998. 548 p. ISBN 978-3-642-97774-9. (in German).
7. Smith J. M., Van Ness H. C., Abbott M. M. [et al.]. Introduction to chemical engineering thermodynamics. New York: McGraw-Hill Book Company, 2001. 749 p. ISBN 978-1-259-69652-7. (In Engl.).
8. Kavtaradze R. Z. Teoriya porshnevnykh dvigateley. Spetsial'nyye glavy [Theory of piston engines. Special chapters]. Moscow, 2008. 719 p. ISBN 978-5-7038-3086-4. (In Russ.).
9. Mahmoudi A., Fazli M., Morad M. R. A recent review of waste heat recovery by Organic Rankine Cycle // Applied Thermal Engineering. 2018. Vol. 143. P. 660–675. DOI: 10.1016/j.applthermaleng.2018.07.136. (In Engl.).
10. Lingfeng S., Gequn S., Hua T. [et al.]. A review of modified Organic Rankine cycles (ORCs) for internal combustion engine waste heat recovery (ICE-WHR) // Renewable and Sustainable Energy Reviews. 2018. Vol. 92 (C). P. 95–110. DOI: 10.1016/j.rser.2018.04.023. (In Engl.).
11. Smith I., Stosic N., Kovacevic A. Power Recovery from Low Grade Heat by Means of Screw Expanders. Cambridge: Chandos Publishing, 2014. 272 p. ISBN 9781782421894. (In Engl.).
12. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 1. Teoriya i raschet [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 1. Theory and calculation]. 3d ed. Moscow, 2006. 456 p. ISBN 5-9532-0428-0. (In Russ.).
13. Plastinin P. I. Porshnevyye kompressory. V 2 t. T. 2. Osnovy proyektirovaniya. Konstruktsii [Piston compressors. In 2 vols. Vol. 2. Basics of design. Constructions]. 3d ed. Moscow, 2008. 711 p. (In Russ.).
14. Busarov S. S., Yusha V. L. Perspektivy sozdaniya malorashkodnykh kompressornykh agregatov srednego i vysokogo davleniya na baze unifitsirovannykh tikhokhodnykh dlinnokhodovykh stupeney [Prospects for creating low-flow compressor units with medium and high pressures based on unified low-speed long-stroke stages] // Nauchno-tehnicheskkiye vedomosti SPbPU. Estestvennyye i inzhenernyye nauki. St. Petersburg Polytechnic University Journal of Engineering Science and Technology. 2018. Vol. 24, no. 4. P. 80–89. DOI: 10.18721/JEST.24408. (In Russ.).
15. Yusha V. L., Busarov S. S., Gromov A. Yu. Assessment of the Prospects of Development of Medium-Pressure Single-Stage Piston Compressor Units // Chemical and Petroleum Engi-

YUSHA Vladimir Leonidovich, Doctor of Technical Sciences, Professor, Head of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, Omsk State Technical University (OmSTU), Omsk, Russia.

SPIN-code: 1503-9666

ORCID: 0000-0001-9858-7687

AuthorID (SCOPUS): 6505861937

ResearcherID: J-8079-2013

Correspondence address: yusha@omgtu.ru

CHERNOV German Igorevich, Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk, Russia.

SPIN-code: 2144-5462

AuthorID (RSCI): 176943

Correspondence address: gi_chernov2002@mail.ru

OBUKHOV Ivan Dmitrievich, Engineer of Refrigeration and Compressor Equipment and Technology Department, OmSTU, Omsk, Russia.

SPIN-code: 1302-8208

AuthorID (RSCI): 1118828

ORCID: 0000-0003-0253-3997

Correspondence address: crispyzy@gmail.com

BESSONOV Oleg Gennadievich, General Director of RUMO JSC, Nizhny Novgorod, Russia.

DENISENKO Vladimir Vasilievich, First Deputy General Director – Technical Director of RUMO JSC, Nizhny Novgorod, Russia.

GONCHARENKO Aleksandr Aleksandrovich, Chief Engineer of RUMO JSC, Nizhny Novgorod, Russia.

SHIPOV Vyacheslav Borisovich, Deputy General Director for Marketing and Sales of RUMO JSC, Nizhny Novgorod, Russia.

For citations

Yusha V. L., Chernov G. I., Obukhov I. D. [et al.]. Multipurpose conversion of marine diesel engines when creating piston motor-compressor units // Omsk Scientific Bulletin. Series Aviation-Rocket and Power Engineering. 2021. Vol. 5, no. 3. P. 14–22. DOI: 10.25206/2588-0373-2021-5-3-14-22.

Received June 30, 2021.

© V. L. Yusha, G. I. Chernov, I. D. Obukhov, O. G. Bessonov, V. V. Denisenko, A. A. Goncharenko, V. B. Shipov