

УДК 629.12.002 + 620.9

А.В. Волынцев

Дальневосточный государственный технический рыбохозяйственный университет,
690087, г. Владивосток, ул. Луговая, 52б

ОБОСНОВАНИЕ ЭФФЕКТИВНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ТЕПЛОВОГО НАСОСА НА СУДНЕ

Проведено исследование эффективности судовой энергетической установки (СЭУ) с применением многоступенчатого теплового насоса при использовании забортной воды температурой не выше 10 °С. Установлено, что использование теплонасосной установки (ТНУ) повышает энергетическую эффективность за счет экономии невозобновляемых источников энергии. ТНУ способствует снижению затрат на отопление помещений судна высокопотенциальным основным источником тепла за счет использования дополнительного низкопотенциального источника тепла, а также возможно получение холода путем отбора его на испарители.

Ключевые слова: тепловой насос, энергетическая эффективность, отопление.

A.V. Volyntsev

RATIONALE FOR EFFICIENCY USE HEAT PUMP ON BOARD

A study of the efficiency of SPP with a multi-stage heat pump using seawater temperature is not above 10 °C. It was found that the use of heat pumps improves energy efficiency by saving non-renewable energy sources. TNU reduces costs high potential primary source of heat for heating a vessel's spaces through the use of additional low-grade heat source.

Key words: Heat pump, economic efficiency, heating.

В условиях наметившейся переориентации теплоэнергетического хозяйства страны на развитие низкотемпературных централизованных и смешанных систем теплоснабжения роль ТН возрастает, что требует разработки новых научно обоснованных подходов к их широкому применению в различных областях.

Эффективное замещение в топливном балансе систем судового теплоснабжения ископаемых видов топлива на практически неисчерпаемые ресурсы низкопотенциального тепла возобновляемых и вторичных источников с использованием ТН является актуальным направлением энергосбережения и охраны окружающей среды. Тепловая мощность действующего в мире парка ТН различного типа оценивается в 250 ГВт с годовой выработкой теплоты 1,0 млрд Гкал, что соответствует замещению органического топлива в объеме до 80 млн т /год. По прогнозам Мирового энергетического комитета, к 2020 г. 75 % всех систем теплоснабжения в развитых странах будут использовать ТН. В России установленная мощность ТН с конца 80-х гг. по настоящее время не превышает 65 МВт, что явно не соответствует потенциальным возможностям применения этой технологии в условиях наметившейся ориентации национальной экономики на энергосбережение и повышение энергоэффективности [1].

Обрабатывающие суда и значительная часть добывающих судов для переработки морепродуктов оснащены мощными вспомогательными котлами и электростанциями и только немногие из них имеют утилизационные котлы. Так, количество добывающих судов водоизмещением более 1000 т, оборудованных УПК, в настоящее время составляет всего около 2 % от общего их числа.

Кроме того, из-за высокой энерговооруженности добывающих судов возникают затруднения с размещением утилизационных котлов на ограниченной площади машинно-котельных отделений.

При использовании теплового насоса возможен отказ от работы вспомогательной котельной установки (ВК) на ходовом и, возможно, стояночном режимах судна, а следовательно, есть возможность понизить загрязнение окружающей среды токсичными компонентами уходящих дымовых газов и сэкономить невозобновляемые источники энергии [2].

Технический результат: снижение затрат на отопление помещений судна высокопотенциальным основным источником тепла за счет использования дополнительно низкопотенциального источника тепла.

Соотношение вырабатываемой тепловой энергии и потребляемой электрической называется коэффициентом трансформации (или коэффициентом преобразования теплоты) и служит показателем эффективности теплового насоса. Эта величина зависит от разности уровня температур в испарителе и конденсаторе: чем больше разность, тем меньше эта величина.

Эффективность тепловых насосов принято характеризовать величиной безразмерного коэффициента трансформации энергии K_{tr} , определяемого для идеального цикла Карно по следующей формуле:

$$K_{tr} = \frac{T_{out}}{T_{out} - T_{in}}, \quad (1)$$

где T_{out} и T_{in} – температуры соответственно на выходе и на входе насоса; T_{out} – температурный потенциал тепла, отводимого в систему отопления или теплоснабжения; T_{in} – температурный потенциал источника; T_{tr} – коэффициент трансформации теплового насоса или теплонасосной системы теплоснабжения (ТСТ).

Коэффициент преобразования теплового насоса – отношение теплопроизводительности к электропотреблению – зависит от уровня температур в испарителе и конденсаторе. Температурный уровень теплоснабжения от тепловых насосов в настоящее время может варьироваться от 35 до 90 °С. Экономия энергетических ресурсов достигает 70 % [3].

Расчет теплового насоса при температуре забортной воды 10 °С ($t_{заборт.воды} = 10$ °С).

Тепловой насос с 2-ступенчатым центробежным компрессором и промежуточным сосудом с тепловой мощностью 17 МВт. На рис. 1 представлена схема такого теплового насоса с температурой в испарителе 3,5 °С и в конденсаторе 90,1 °С. В качестве рабочего тела в тепловом насосе используется хладагент R-134a (1,1,1,2-тетрафторэтан CH_2F-CF_3) с температурой 101,08 °С и давлением 40,603 бар в критической точке, не оказывающий влияния на озоновый слой.

Для выявления взаимосвязи термодинамических параметров во всех точках рабочего процесса исследуемого хладагента как реального газа было применено уравнение состояния Пенга–Робинсона, являющееся одним из наиболее точных в области, близкой к критической точке:

$$P = \frac{RT}{V-b} - \frac{a\alpha}{V(V+b)+b(V-b)}, \quad (2)$$

где P – давление, МПа; T – температура, К; V – молярный объем, м³/кмоль; $R = 0,0083144$ [кДж/(моль·К)]; a , b , α – коэффициенты, определяемые на основе термодинамических свойств хладагента в критической точке.

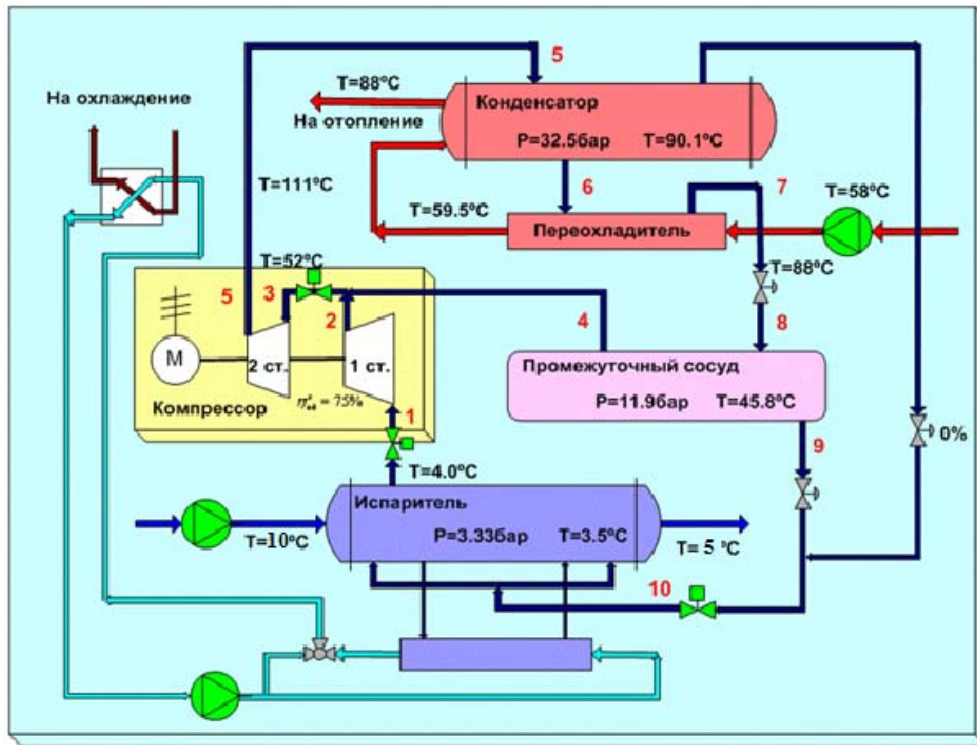


Рис. 1. Тепловая схема высокотемпературного теплового насоса при использовании тепла заборной воды

Fig.1. Thermal scheme high-temperature heat pump using heat seawater

Коэффициент сжимаемости Z входит в уравнение состояния реального газа вещества в виде:

$$Z = \frac{PV}{RT}. \quad (3)$$

Изменения значений энтальпии $H_{P,T}$ [Дж/моль] и энтропии $S_{P,T}$ [Дж/(моль·К)] для давления P и температуры T при последовательном переходе от одной точки рабочего процесса к другой определялись на основе термодинамических расчетов. Погрешность определения термодинамических параметров в соответствии с указанными алгоритмами по сравнению с табличными данными не превышала 2 %.

При расчете двухступенчатого теплового насоса с промежуточным сосудом и двухступенчатым дросселированием расходы хладагента в контурах низкого G_L и высокого давления G_H определяются из энергетического баланса для промежуточного сосуда в адиабатных условиях:

$$G_H \cdot (h_4 - h_8) = G_L \cdot (h_4 - h_9), \quad (4)$$

где h_4, h_8, h_9 – удельные энтальпии [кДж/кг] в рабочих точках процесса 4, 8 и 9 (см. рис. 1).

Откуда вытекает отношение расхода хладагента в контуре высокого давления G_H к расходу в контуре низкого давления G_L :

$$\frac{G_H}{G_L} = \frac{(h_4 - h_9)}{(h_4 - h_8)} = \frac{1 + \delta}{1} = \frac{(422,7 - 262,5) \text{ кДж/кг}}{(422,7 - 340,7) \text{ кДж/кг}} = 1,954, \quad (5)$$

где δ – доля пара из промежуточного сосуда по отношению к пару из 1-й ступени компрессора, тогда $1 + \delta$ – расход пара во 2-й ступени компрессора. Получаем $\delta = 0,954$.

Энтальпия пара в точке 3 (рис. 2), поступающего во 2-ю ступень компрессора высокого давления, определяется из уравнения смешения пара, выходящего из промежуточного сосуда (точка 4) и из 1-й ступени компрессора низкого давления (точка 2):

$$h_3 = \frac{h_2 + \delta \cdot h_4}{1 + \delta} = \frac{439,8 + 0,954 \cdot 422,7}{1,954} = 431,4 \text{ кДж/кг.} \quad (6)$$

В расчетах процессов сжатия в ступенях компрессора при определении удельных энтальпий h_2 и h_5 изоэнтропный КПД принимался равным 0,75.

Тепловой насос на конденсаторе и охладителе может выдавать тепловую мощность 17000 кВт и нагревать воду с $t_{гв1} = 58 \text{ }^\circ\text{C}$ до $t_{гв2} = 88 \text{ }^\circ\text{C}$. Расход хладагента в верхнем контуре равен:

$$G_H = \frac{Q_{\text{конд}}}{h_5 - h_7} = \frac{17000 \text{ кВт}}{462,5 - 340,7 \text{ кДж/кг}} = 139,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 502,5 \text{ т/ч.} \quad (7)$$

Расход хладагента в нижнем контуре:

$$G_L = \frac{G_H}{1 + \delta} = \frac{139,6 \text{ кг/с}}{1,954} = 71,44 \frac{\text{кг}}{\text{с}} = 257,2 \text{ т/ч.} \quad (8)$$

Потребление механической энергии на привод 1-й, 2-й ступеней и компрессора в целом равно:

$$N_{k1} = G_L \cdot (h_2 - h_1) = 71,44 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \cdot (439,8 - 403,5) \text{ кДж/кг} = 2593 \text{ кВт.} \quad (9)$$

$$N_{k2} = G_H \cdot (h_5 - h_3) = 139,6 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \cdot (462,5 - 431,4) \text{ кДж/кг} = 4341 \text{ кВт.} \quad (10)$$

$$N_{k\Sigma} = N_{k1} + N_{k2} = 2593 + 4341 = 6934 \text{ кВт.} \quad (11)$$

Электромеханический КПД электродвигателя на валу компрессора принимается равным $\eta_{эм} = 0,98$.

Потребление электрической энергии на привод компрессора равно:

$$N_э = \frac{N_{k\Sigma}}{\eta_{эм}} = \frac{6934 \text{ кВт}}{0,98} = 7075 \text{ кВт.} \quad (12)$$

Коэффициент трансформации тепла определяется по формуле

$$\mu = \frac{Q_{\text{конд}}}{N_э} = \frac{17000 \text{ кВт}}{7075 \text{ кВт}} = 2,40. \quad (13)$$

При подаче в испаритель охлаждаемой воды тепловой насос помимо тепла может производить холод для систем кондиционирования, при этом его холодопроизводительность будет равна:

$$Q_{\text{конд}} = G_L \cdot (h_1 - h_{10}) = 71,44 \frac{\text{кг}}{\text{с}} \cdot (403,5 - 262,5) \text{ кДж/кг} = 10073 \text{ кВт.} \quad (14)$$

На основе результатов расчета построены диаграммы тепловых процессов (давление P – энтальпия H , рис. 2; температура T – энтропия S , рис. 3).

Коэффициент трансформации тепла $\mu = 2,4$ получился недостаточно большим, однако нужно учитывать, что специально выбирался вариант расчета теплового насоса с большим диапазоном разности температур хладагента в испарителе и конденсаторе

$$\Delta t = t_{\text{конд}} - t_{\text{исп}} = 90,1 - 3,5 = 86,6 \text{ } ^\circ\text{C}. \quad (15)$$

Для создания современных тепловых насосов большой мощности необходимо несколько сопутствующих факторов: государственная программа целевого финансирования; законодательство, стимулирующее применение энергосберегающего и экологически чистого оборудования; уровень цен на энергетические ресурсы, вынуждающий потребителей внедрять энергосберегающую технику.

В условиях относительно низких цен на природный газ эффективным может стать проект создания теплового насоса с газотурбинным приводом и утилизацией тепла в котле-утилизаторе.

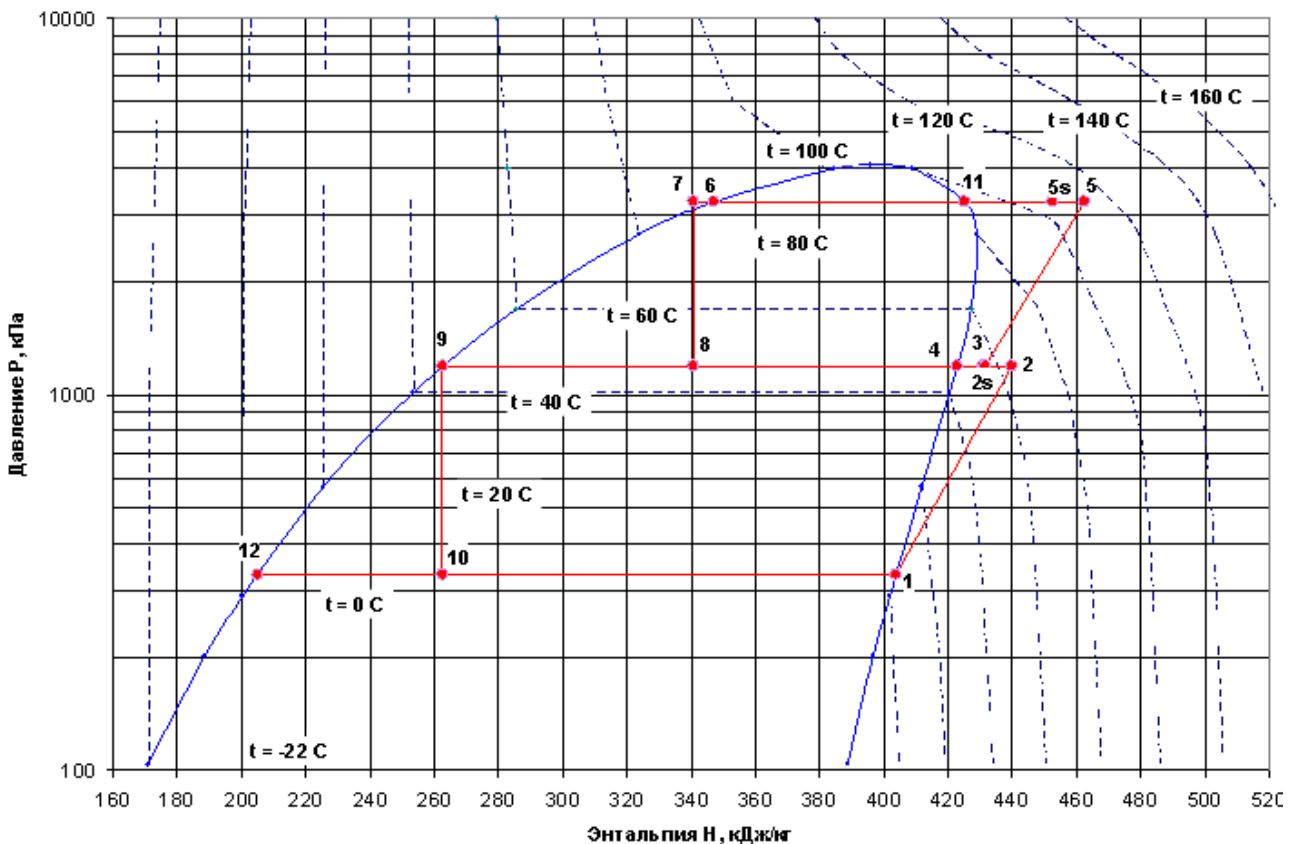


Рис. 2. РН-диаграмма тепловых процессов работы двухступенчатого теплового насоса на хладагенте R-134a при $t_{\text{заборт.воды}} = 10 \text{ } ^\circ\text{C}$

Fig. 2. P-H-diagram of thermal processes a two-stage work heat pump the refrigerant R-134a at a temperature of seawater $10 \text{ } ^\circ\text{C}$

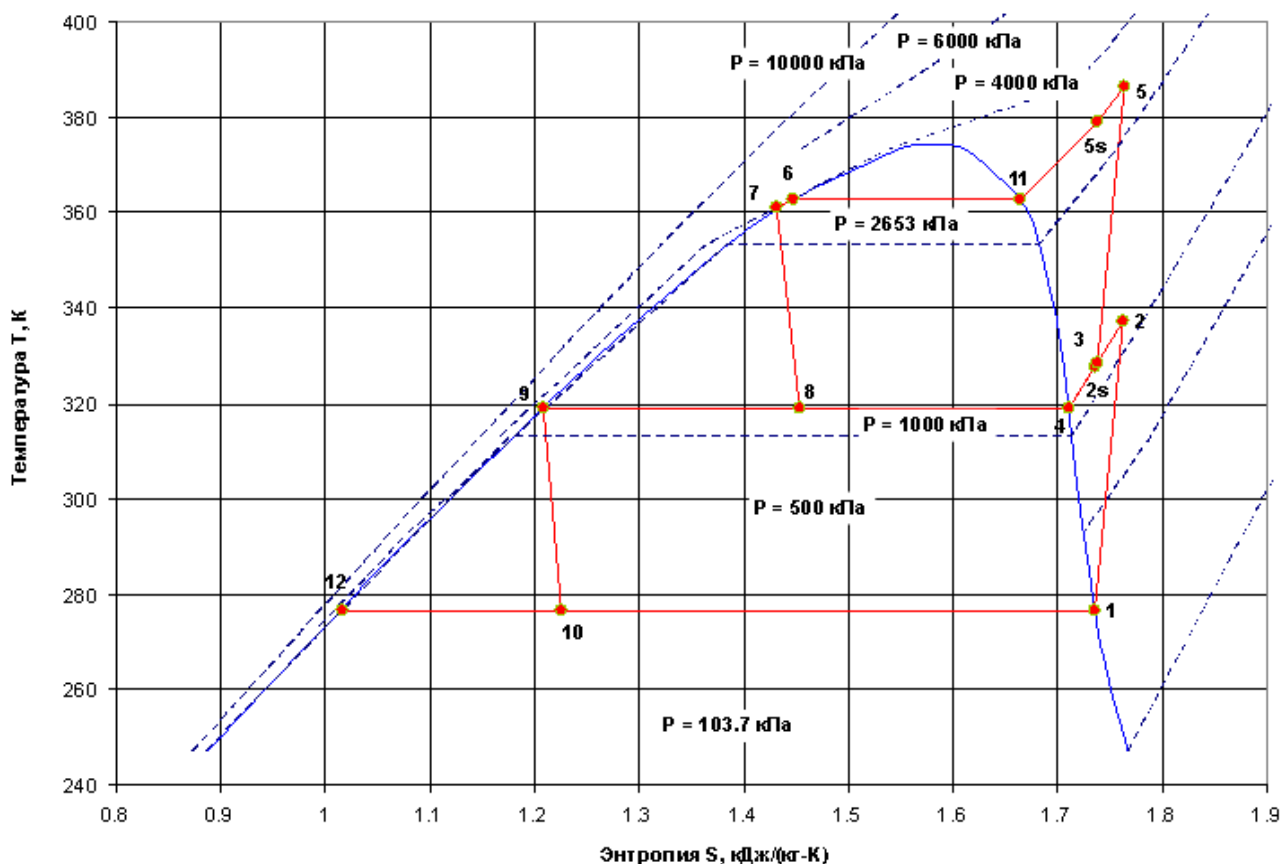


Рис. 3. TS-диаграмма тепловых процессов работы двухступенчатого теплового насоса на хладагенте R-134a при $t_{заборт.воды} = 10\text{ }^\circ\text{C}$

Fig. 3. TS-diagram of thermal processes a two-stage work heat pump the refrigerant R-134a at a temperature of seawater $10\text{ }^\circ\text{C}$

Сложность регулирования тепловых нагрузок в течение суток и сезона предъявляет повышенные требования к системам управления тепловым насосом. Современные тепловые насосы позволяют регулировать тепловую нагрузку в диапазоне 10–100 % благодаря изменению положения регулирующих аппаратов перед ступенями компрессора.

Также могут быть разработаны различные высокоэффективные тепловые схемы теплоснабжения с тепловыми насосами с учетом конкретных условий региона. В отопительный период тепловому насосу выгодно покрывать базовую часть тепловой нагрузки, а кратковременную пиковую нагрузку оставлять электрическому или водогрейному котлу на газе.

Эффективность теплового насоса возрастет, если в летний период он будет покрывать одновременно холодильную нагрузку (например, для кондиционирования) и тепловую нагрузку для горячего водоснабжения [4].

Проблемы разработки хладагентов для тепловых насосов, не влияющих на глобальное потепление и озоновый слой: R-134a является хладагентом третьего поколения, не влияющим на озоновый слой ($ODP = 0$), но воздействующим на парниковый эффект с потенциалом глобального потепления ($GWP = 1340$ по сравнению с CO_2) [5].

Разработана директива ЕС, согласно которой с 2011 г. все новые модели автомобилей должны использовать хладагенты с минимальным воздействием на глобальное потепление. С 2017 г. абсолютно все транспортные суда должны иметь такие кондиционеры и хладагенты.

Хладагент R-1234yf не обеспечивает всех потребностей систем, основанных на принципе трансформации тепла. Для сравнения: его критическая температура 96 °С на 5 градусов ниже, чем у R-134a, следовательно, в условиях работы высокотемпературного теплового насоса выбор R-1234yf не будет оптимальным.

Необходимо искать новые хладагенты и доказывать, что они имеют $GWP < 150$, а также являются нетоксичными, невзрывоопасными.

Таким образом, необходимо найти новые хладагенты 4-го поколения, спрогнозировать и подтвердить их термодинамические свойства, разработать технологии их производства, оценить их энергетическую и экологическую эффективность как заменителей хладагентов 3-го поколения.

Выводы

1. Расчеты показывают, что высокотемпературные тепловые насосы большой мощности с двухступенчатыми центробежными компрессорами могут обеспечить нагрев горячей воды до 85...90 °С и иметь коэффициент трансформации тепла $\mu = 2,3-2,6$ на морской и речной воде.

2. Расчеты показывают, что необходимо разработать новые хладагенты для высокотемпературных тепловых насосов, не влияющие на глобальное потепление и озоновый слой.

3. Применение теплонасосной установки на судах оправдывает использование теплового эффекта как первичного агента для нагрева помещения, воды, рабочих и технических жидкостей (мазут, дизельное топливо, масла и т.д.), так и вторичного агента для охлаждения рабочих, производственных и бытовых помещений личного состава, а также для охлаждения продуктов питания, для отвода тепла от рабочих жидкостей двигателя внутреннего сгорания. Благодаря образующемуся конденсату возможно получение дистиллированной воды.

4. Внедрение теплонасосных систем теплохолодоснабжения является весьма эффективным инструментом политики энергосбережения для судов морского флота, позволяющим не только обеспечить экономию энергоресурсов у потребителя, но и существенным образом снизить нагрузку на централизованную систему энергосбережения судна, а также сократить выбросы в окружающую атмосферу продуктов сгорания традиционного органического топлива.

Список литературы

1. Селиверстов, В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках / В.М. Селиверстов. – Л.: Судостроение, 1973. – 256 с.
2. Соболенко, А.Н. Судовые энергетические установки: дипломное проектирование / А.Н. Соболенко, Р.Р. Симашов. – М.: Моркнига, 2015. – Ч. 2. – 426 с.
3. Васильев, Г.П. Руководство по применению тепловых насосов с использованием вторичных энергетических ресурсов и нетрадиционных возобновляемых источников энергии / Г.П. Васильев, Л.В. Хрустачев, А.Г. Розин, И.М. Абуев. – М.: ГУП «НИАЦ», 2001. – 202 с.
4. Калнинь, И.М. Тепловые насосы: вчера, сегодня, завтра / И.М. Калнинь, И.К. Савицкий // Холодильная техника. – 2000. – № 10. – С. 2–6.
5. Calm J.M. The next generation of refrigerants – Historical review, consideration, and outlook // International Journal of Refrigeration. – 2008. – Vol. 31. – P. 1123–1133.

Сведения об авторе: Волынцев Александр Владиславович, аспирант,
e-mail: gold125@list.ru.