

ТЕПЛОНАСОСНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ УТИЛИЗАЦИИ ВТОРИЧНЫХ ТЕПЛОВЫХ РЕСУРСОВ СУДОВОЙ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОЙ УСТАНОВКИ

Андреев А.А., Калинин И.В.,

Национальный университет кораблестроения им. адм. Макарова, Херсонский филиал

Актуальность проблемы. Утилизация тепловых потерь главного двигателя (ГД) традиционно является одним из основных направлений повышения эффективности судовой энергетической установки (СЭУ). Теоретические исследования и разработки систем повторного использования теплоты ГД, в первую очередь судовых дизельных установок (СДУ), были успешно реализованы на большом числе морских судов [6, 8, 13]. Однако на сегодняшний день ситуация с утилизацией теплоты СДУ на транспортном флоте качественно изменилась. Повышение КПД и снижение удельного расхода топлива современных судовых дизелей сопровождается перераспределением статей их теплового баланса, в частности уменьшением потерь с отходящими газами (ОГ) при одновременном возрастании доли теплоты, отводимой в охладителе наддувочного воздуха. Также имеет место существенное снижение температуры ОГ. Эти факторы в совокупности резко понижают эффективность традиционных схем утилизации, что приводит к отказу от их использования и необходимости ввода в работу на ходовом режиме вспомогательного котла (ВК) [14].

Как один из вариантов решения этой проблемы может рассматриваться применение на судах теплонасосных паропроизводящих установок (ТНПУ) для выработки водяного пара, источником потребляемой теплоты низкого потенциала (в испарителе) у которых являлись бы вторичные тепловые ресурсы ГД. Это позволило бы, во-первых, утилизировать сбрасываемую теплоту, уменьшая тем самым тепловое загрязнение окружающей среды, во-вторых, отказаться от работы ВК на ходовом режиме судна, а следовательно понизить загрязнение атмосферы токсичными компонентами уходящих дымовых газов и, в-третьих, сэкономить невозобновляемые источники энергии (котельное топливо).

Анализ исследований по данной проблеме. Теплонасосное направление утилизации вторичных тепловых ресурсов СДУ для производства водяного пара в научно-технической литературе ранее уже рассматривалось. Например, в [13] приведена схема ТНПУ (рис. 1), предназначенная для повышения температурного потенциала (45...60 °С) теплоты, сбрасываемой в системе охлаждения дизеля, и получения водяного пара. Установка состоит из испарителя 2, по трубкам которого прокачивается насосом 8 охлаждающая вода внутреннего контура двигателя 1. За счет испарения хладона она охлаждается на 6...10 °С. При работе ТНПУ на долевых режимах доохлаждение воды происходит в холодильнике 7, через

Определенный опыт использования ТНПУ накоплен и в стационарной энергетике [12, 15].

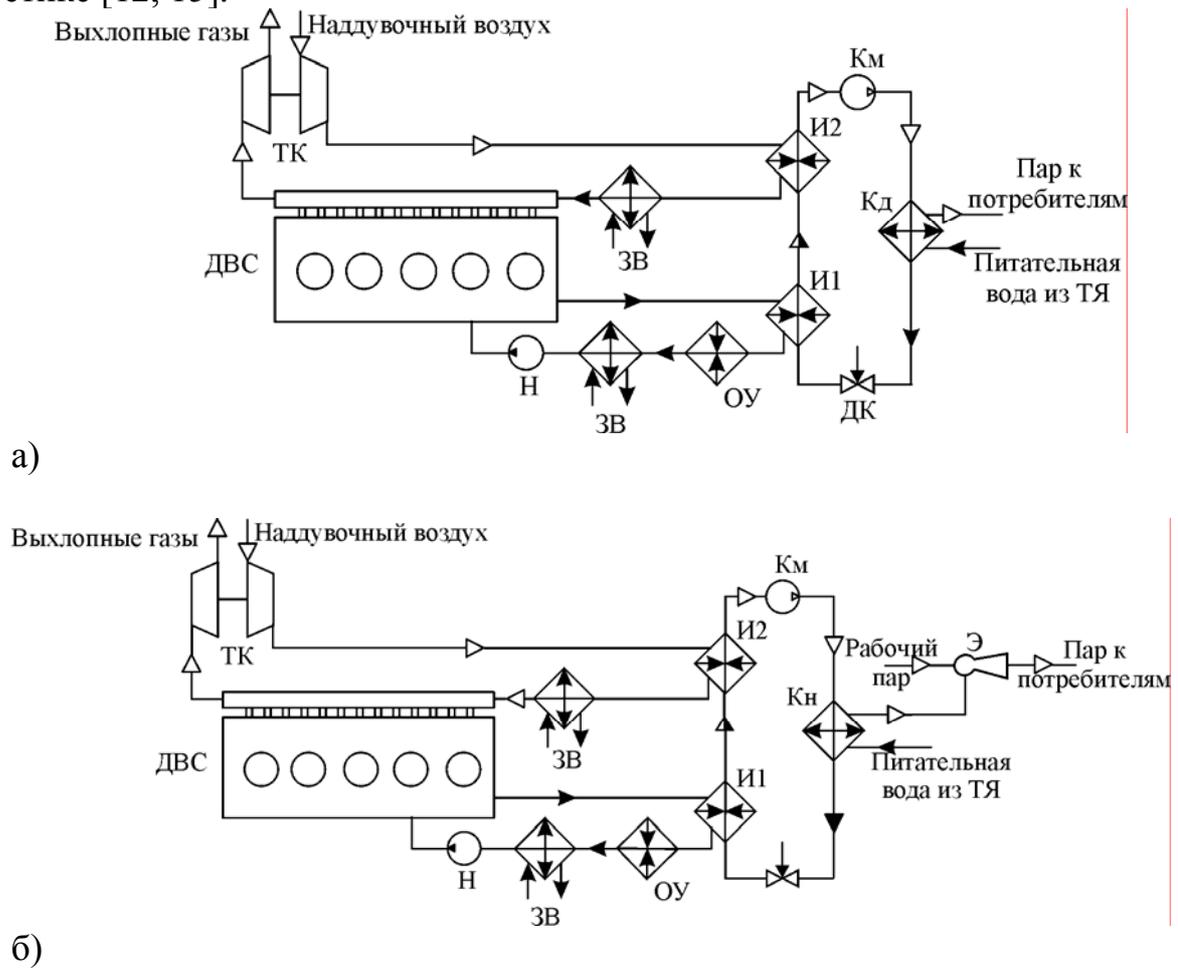


Рисунок 2. Схемы теплоутилизирующих контуров для получения водяного пара:

а) компрессорный контур; б) комбинированный эжекторно-компрессорный контур;

ДК – дроссельный клапан; ЗВ – забортная вода; И1, И2 – испарители; Км – компрессор теплового насоса; Кд – конденсатор; Н – насос; ОУ – опреснительная установка; ТК – турбокомпрессор; ТЯ – теплый ящик; Э – эжектор.

Однако данных, приведенных в рассмотренных выше источниках, недостаточно для оценки перспективности теплонасосного направления утилизации низкопотенциальной теплоты СДУ. Параметры работы дизелей приведены для устаревших моделей машин, не обоснован выбор рабочего агента, не произведены конструктивные расчеты основных аппаратов.

Постановка задачи. Недостаточность достоверной информации и определила цель проведенного исследования, результаты которого нашли отражение в данной статье: выяснить техническую возможность и целесообразность теплонасосной утилизации низкопотенциальной теплоты СДУ с целью производства водяного пара для различных судовых потребителей. Следует отметить, что авторами данной статьи уже накоплен

определенный опыт в анализе эффективности использования тепловых насосов для судовых утилизационных систем [2–5, 9, 10].

Изложение материала исследования. Выбор параметров работы установки утилизации низкопотенциальной теплоты с помощью теплового насоса определяется, с одной стороны, необходимостью обеспечения максимальной степени утилизации теплоты, отводимой от дизеля различными охлаждающими средами, а с другой, наличием на судне специфических потребителей пара, в первую очередь, подогревателей тяжелого топлива для ГД и вспомогательных дизель-генераторов. Анализ параметров судовых потребителей тепловой энергии показывает, что они могут быть разделены на три основные группы: использующие водяной пар низкого (0,3 МПа), среднего (0,5 МПа) и высокого (0,9 МПа) давлений [14]. Первоначально рассматривалась работа ТНПУ с получением пара всех трех параметров. Однако, учитывая возможность термического разложения хладонов, являющихся рабочим телом ТНПУ, и с целью упрощения установки окончательно была принята схема (рис. 3). При этом предполагалось, что водяной пар давлением 0,9 МПа вырабатывается в традиционном утилизационном водяном котле за счет теплоты ОГ ГД.

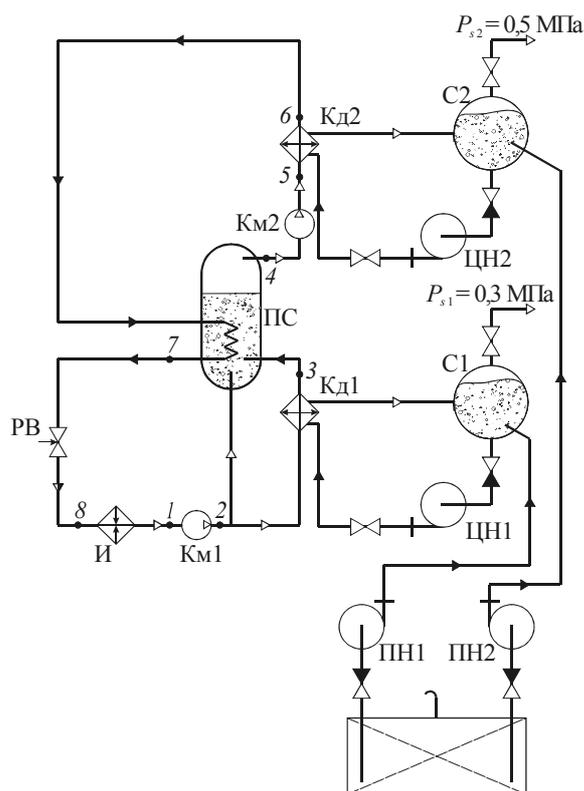


Рисунок 3. Принципиальная схема теплонасосной паропроизводящей установки двух давлений (цифры 1 и 2 в конце обозначений соответствуют аппаратам первой и второй ступени)

ДК – дроссельный клапан; И – испаритель; Кд – конденсатор; Км – компрессор; ПН – водяной питательный насос; ПС – промежуточный сосуд; С – сепаратор водяного пара; ЦН – водяной циркуляционный насос

Установка працює наступним чином. Робочий агент ТНПУ (хладон) кипить в іспарителі І, отбираючи низькопотенціальну теплоту системи охолодження ГД. Далі він стискається до проміжного тиску в компресорі першої ступені Км1 і розділяється на два потоки. Перший потік конденсується в конденсаторі Кд1, являючись генератором водяного пару низького тиску (0,3 МПа), і в рідкому стані поступає в проміжний посуд ПС. Туди ж поступає і другий потік пара робочого агента проміжного тиску після компресора першої ступені Км1. З проміжного посуду ПС пар поступає на всасування в компресор другої ступені Км2. Після стиснення в ньому хладон конденсується в конденсаторі Кд2, який є генератором водяного пару середнього тиску (0,5 МПа). Далі рідкий хладон високого тиску охолоджується в змеевіці проміжного посуду ПС, дроселюється в дросельному клапані ДК і знову при низькому тиску подається на вхід в іспарителі І.

Зображення процесів в циклі ТНПУ представлено на рисунку 4.

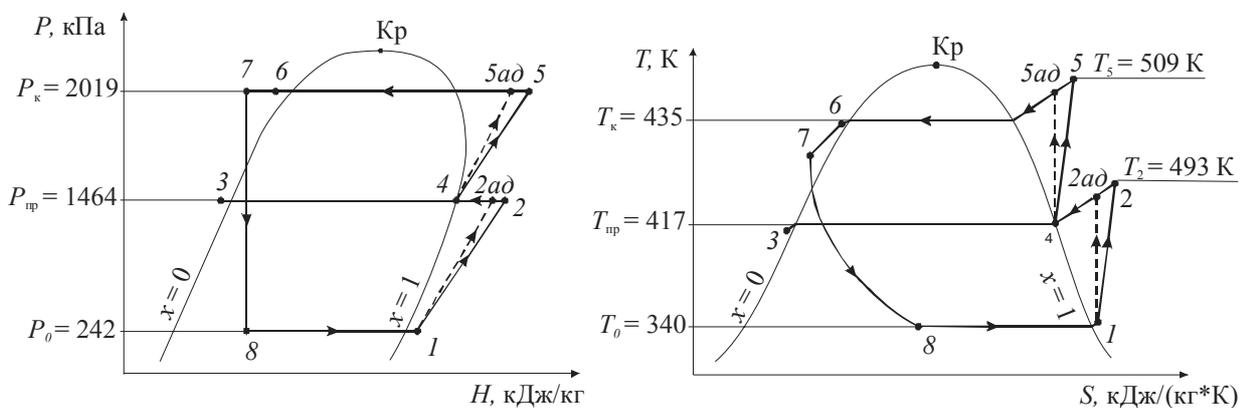


Рисунок 4. Цикл теплонасосної паропроизводячої установки в теплових h - P і S - T -діаграмах стану речовини (значення температур і тиску в характерних точках циклу наведені для хладону R30)

Як судно-прототип було вибрано танкер проекту 15966, водоізміщенням $D = 35970$ т, розробки ЦКБ "Ізумруд" (г. Херсон). Вибір цього типу судна визначався тим, що танкерний флот характеризується, в першу чергу, великими потужностями встановлених ГД, а, в другу, значними потребами в водяному парі, необхідному для підігріву палива дизелів, для підігріву перевозимого вантажу, для функціонування різних загальносудових систем і систем двигунів.

В якості ГД танкера розглядався сучасний малооборотний супердлинноходний дизель марки $5RTA58T-B$ фірми "Wartsila-NSD" (Фінляндія) номінальної ефективної потужністю 10625 кВт.

Джерелом низькопотенціальної теплоти було вибрано високотемпературний контур системи охолодження ГД прісної водою. По даним каталогів фірми "Wartsila-NSD" теплова навантаження на іспарителі ТНПУ складе 3605 кВт. При цьому температура охолоджуючої прісної водою

на входе и на выходе из испарителя должна поддерживаться соответственно 85 °С и 70 °С.

Параметры окружающей среды принимались для судов неограниченного района плавания при эксплуатации в теплый период года: температуры наружного воздуха и забортной воды соответственно 34 °С и 30 °С.

Для производства водяного пара необходимых давлений давления конденсации хладона принимались для первой и второй ступеней соответствующими 144 °С и 162 °С. Кроме того, при расчете цикла ТНПУ задавалось:

- температура кипения хладона в испарителе 67 °С;
- температура паров хладона на выходе из испарителя 75 °С;
- переохлаждение жидкого хладона в конденсаторах $\Delta t=1$ °С;
- адиабатный КПД хладонового центробежного компрессора $\eta_{ад.к}=0,82$;
- расход насыщенного водяного пара низкого (0,3 МПа) давления $G_{s,l}=364$ кг/ч (согласно паровым нагрузкам судна-прототипа в ходовом режиме).

При расчетах были приняты следующие допущения:

- расчет циклов ТНПУ производился для работы ГД на номинальном режиме нагрузки;
- не учитывались гидравлические потери, как в теплообменных аппаратах, так и в соединительных трубопроводах;
- отсутствуют потери теплоты в окружающую среду в теплообменных аппаратах, трубопроводах и других элементах установки;
- рабочий агент ТНПУ является абсолютно чистым веществом без примесей.

В процессе расчета циклов для определения термодинамических (давление, температура, удельный объем) и калорических (энтальпия, энтропия) свойств хладонов в различных фазовых состояниях (перегретый пар, жидкость, паро-жидкостная смесь) использовался информационно-вычислительный комплекс «*Tersvo*», позволяющий моделировать свойства 70 различных веществ во всех фазовых состояниях [7]. В основе этого комплекса лежит ряд теоретических и аналитических зависимостей, в первую очередь уравнение состояния вещества в форме Ли-Эрбара-Эдмистера [1].

При выборе рабочего тела ТНПУ рассматривались хладоны, отвечающие следующим требованиям:

- отсутствие вакуума в системе для предотвращения подсоса воздуха и, соответственно, установки сложного оборудования, отделяющего воздух от рабочего агента. Для этого следует использовать такие хладоны, у которых давление кипения в испарителе больше или равно атмосферному давлению, то есть нормальная температура кипения хладона должна быть меньше или равна температуре кипения в испарителе;

- осуществимость процесса конденсации хладона в конденсаторе Кд2, что достигается в случае, если критическая температура хладона больше температуры его конденсации в конденсаторе Кд2;

- озонобезопасность, что обеспечивается использованием таких хладонов, у которых молекулы не содержат атомов брома, а также атомов хлора без атомов водорода.

Основные результаты расчетов цикла представлены в таблице 1. Согласно расчетам, работа ТНПУ обеспечивает водяным паром необходимых параметров всех потребителей на ходовом режиме в теплой зоне плавания.

Таблица 1. Результаты расчета теплонасосного цикла ТНПУ на различных рабочих агентах

Показатель работы установки, единица измерения	Марка хладона						
	R20	R21	R30	R123	R160	R280	R4(13)0
Давление хладона, Па:							
- кипения	122	625	242	349	562	195	264
- промежуточное	850	2996	1464	1892	2743	1183	1444
- конденсации	1199	4013	2019	2581	3678	1633	1967
Массовый расход хладона, кг/с, через:							
- испаритель	23,63	39,43	18,33	78,55	23,84	22,53	47,72
- конденсатор Кд1	1,08	1,45	0,82	2,34	0,91	0,91	1,22
Отношение давлений ступени:							
- первой	6,95	4,79	6,05	5,41	4,88	6,08	5,47
- второй	1,41	1,34	1,38	1,36	1,34	1,38	1,79
Мощность привода компрессора ступени, кВт:							
- первой N_1	1650	2342	1757	3084	2236	2014	3880
- второй N_2	350	455	378	576	422	303	959
Тепловая нагрузка на конденсатор второй ступени Q_2 , кВт	5373	6151	5496	7023	6019	6573	9623
Расход насыщенного водяного пара среднего давления, кг/с	2,06	2,36	2,11	2,70	2,31	2,18	3,69
Коэффициент преобразования цикла COP^*	2,82	2,29	2,70	1,99	2,26	2,56	1,59

Примечание. * Коэффициент находится по формуле

$$COP = \frac{Q_1 + Q_2}{N_1 + N_2},$$

где Q_1 – тепловая нагрузка на конденсатор первой ступени, кВт.

Анализ эффективности применения различных рабочих агентов показал следующее. Хладоны $R21$ ($CHFCl_2$), $R123$ (CF_3CHF_2), $R160$ (CH_2ClCH_3) имеют по сравнению с другими рассматриваемыми веществами высокое давление конденсации (желательно, чтобы оно не превышало 2,1 МПа [12], иначе это ведет к утолщению стенок трубопроводов, повышенной прочности корпуса компрессора и конденсатора, что вызывает их удорожание и т.д.); недостатком хладонов $R123$ и $R4(13)0$ (C_5H_{12}) является самое низкое значение коэффициента преобразования $COP < 2,0$. Для хладонов $R21$, $R123$ и $R4(13)0$ характерны высокие значения массовых расходов в цикле (больше 25 кг/с), что приводит к повышенным массогабаритным и стоимостным показателям машин, аппаратов и трубопроводов установки. Хладоны $R20$ ($CHCl_3$), $R30$ (CH_2Cl_2) и $R280$ (C_3H_7Cl) имеют примерно одинаковые отношения давлений в ступенях, удовлетворительные значения давлений кипения и конденсации, а также близкие значения COP (2,6...2,8), что позволяет рекомендовать их для использования в ТНПУ.

По результатам расчета цикла для хладона $R30$ были выполнены конструктивные проработки основных элементов ТНПУ: кожухотрубного испарителя, конденсатора специальной компоновки, центробежного компрессора и промежуточного сосуда. Были получены приемлемые массогабаритные показатели этих машин и аппаратов, позволяющие смонтировать их в машинно-котельном отделении судна-прототипа с соблюдением требований морских классификационных обществ. Особенности конструкций, методики расчета и основные характеристики элементов ТНПУ авторы планируют осветить в последующих публикациях по данной тематике.

Таким образом, полученные результаты показали перспективность теплонасосного направления утилизации низкопотенциальной теплоты СДУ и целесообразность проведения дальнейших исследований. По мнению авторов, в первую очередь необходимо решить следующие задачи:

- оценить потенциал различных источников вторичных тепловых ресурсов на судне для обоснованного выбора наиболее целесообразных для конкретных назначений;
- проанализировать различные конструкции аппаратов ТНПУ, обеспечивающие интенсификацию процессов теплообмена в них;
- сформировать базу данных о химической стабильности, токсичности, взрыво-пожароопасности, стоимости и других эксплуатационных характеристиках хладонов для обоснованного выбора конкретной марки для конкретного температурного диапазона работы ТНПУ;
- разработать математическую модель ТНПУ, оценить ее адекватность по данным экспериментальных исследований;
- провести многовариантные оптимизационные расчеты ТНПУ для выбора рациональных параметров ее работы.

Выводы:

1. На сегодняшний день на водном транспорте вопросы утилизации сбросной теплоты СДУ остаются крайне актуальными. Одним из вариантов решения этой задачи с учетом изменившихся параметров работы судовых дизелей является внедрение теплонасосных паропроизводящих установок.

2. Проведенные исследования показали энергетическую эффективность и техническую осуществимость теплонасосного направления утилизации низкопотенциальной теплоты СДУ.

3. Окончательный выбор режимных параметров работы ТНПУ (в том числе и марки хладагента) должен производиться на основе оптимизационных расчетов, моделирующих конструктивные и стоимостные характеристики аппаратов установки.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННОЙ ЛИТЕРАТУРЫ

1. Андреев А.А. Выбор оптимального уравнения состояния для моделирования термодинамических свойств гелий- и водородохладонных смесей // Теплоэнергетика и хладотехника : сб. научн. тр. – Николаев : НКИ, 1989. – С. 8–12.

2. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Сравнительная оценка энергетической эффективности судовых паропроизводящих установок различных типов : зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв : НУК, 2007. – № 2 (413). – С. 100–106.

3. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Экологическая и энергетическая целесообразность утилизации низкопотенциальной теплоты на судах с помощью теплового насоса // Техногенна безпека : наукові праці МДГУ ім. П.Могили.– Миколаїв : МДГУ. – 2008. – Т. 85, вип. 72. – С. 23–27.

4. Андреев А.А., Смагин Д.Н., Калиниченко И.В. Совершенствование схем утилизации низкопотенциальной теплоты судовых дизельных установок на основе низкокипящих жидкостей : зб. наук. пр. НУК. – Миколаїв : НУК, 2004. – № 4 (397). – С. 43–48.

5. Андреев А.А. Утилизация вторичных тепловых ресурсов судовых ДВС // Двигатели внутреннего сгорания. – 2006. – № 2. – С. 149-154.

6. Захаров Ю.В. Исследование и совершенствование энергоиспользования на дизельных судах : дисс. докт. техн. наук: 05.08.05 / Николаевский кораблестроительный институт. – Николаев, 1972. – 307 с.

7. Максимов В.І. Моделювання термодинамічних властивостей робочих речовин холодильних машин і теплових насосів : матеріали міжнар. наук.-техн. конф. студентів, аспірантів, молодих вчених та молодих спеціалістів [«Сучасні проблеми суднової енергетики»]. – Миколаїв : УДМТУ, 2003. – С. 108–109.

8. Маслов В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей. – М. : Транспорт, 1990. – 144 с.

9. Патент на корисну модель № 27941, Україна, МПК F22B3/00, F25B30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоты теплонасосним

парогенератором / Андреев А.А., Калініченко І.В.; Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 15.05.2007; Опубл. 26.11.2007, Бюл. № 19.

10. Патент на корисну модель № 29056, Україна, МПК F22B 3/00, F25B 30/00. Спосіб утилізації низькопотенційної теплоти теплонасосним парогенератором / Андреев А.А., Калініченко І.В.; Національний університет кораблебудування імені адмірала Макарова. – Заявл. 29.05.2007; Опубл. 10.01.2008.

11. Радченко Н.И., Сирота А.А. Теплоутилизирующие контуры на низкокипящих рабочих телах для ДВС // *Авіаційно-космічна техніка і технологія* : зб. наук. пр. – Харків : ХАІ, 2002. – Вип. 31 : Двигуни та енергоустановки. – С. 17–19.

12. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы / пер. с англ. – М. : Энергоиздат, 1982. – 224 с.

13. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – Л. : Судостроение, 1973. – 256 с.

14. Современное состояние систем глубокой утилизации вторичных энергоресурсов судовых дизельных энергетических установок / А.А. Андреев, В.С. Самохвалов, Д.Н. Смагин, В.С. Цвиклис : зб. наук. пр. УДМТУ. – Миколаїв : УДМТУ, 2002. – № 5 (283). – С. 66–76.

15. Янговский Е.И., Левин Л.А. Промышленные тепловые насосы. – М. : Энергоатомиздат, 1989. – 128 с.