УДК 536.7 002.8:621.577:574

АНДРЕЕВ А.А., КАЛИНИЧЕНКО И.В., Украинский государственный морской технический университет им. адмирала Макарова, г. Николаев

ЭКОЛОГИЧЕСКАЯ И ЭНЕРГЕТИЧЕСКАЯ ЦЕЛЕСООБРАЗНОСТЬ УТИЛИЗАЦИИ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ НА СУДАХ С ПОМОЩЬЮ ТЕПЛОВОГО НАСОСА

Рассмотрена экологическая и энергетическая целесообразность утилизации сбросной теплоты судовых дизельных установок с помощью тепловых насосов, производящих водяной пар для различных судовых потребителей. Проведены выбор источника низкопотенциальной теплоты и анализ используемых рабочих веществ для получения необходимой температуры водяного пара.

The ecological and power expedience of ship diesel plants waste heat utilization by the heat pumps to produce water steam for different ship users is considered. The selection of low potential heat source and analysis of the working fluids to get necessary temperature of water steam is made.

Актуальность проблемы. Вопросы охраны окружающей среды в последние десятилетия выдвинулись в число важнейших, которые необходимо решать человечеству. Результаты специальных исследований показали, что бездумное использование природных ресурсов, а также неограниченные выбросы отходов производства создали опасность необратимых процессов в биосфере, то есть угрозу самой жизни человека.

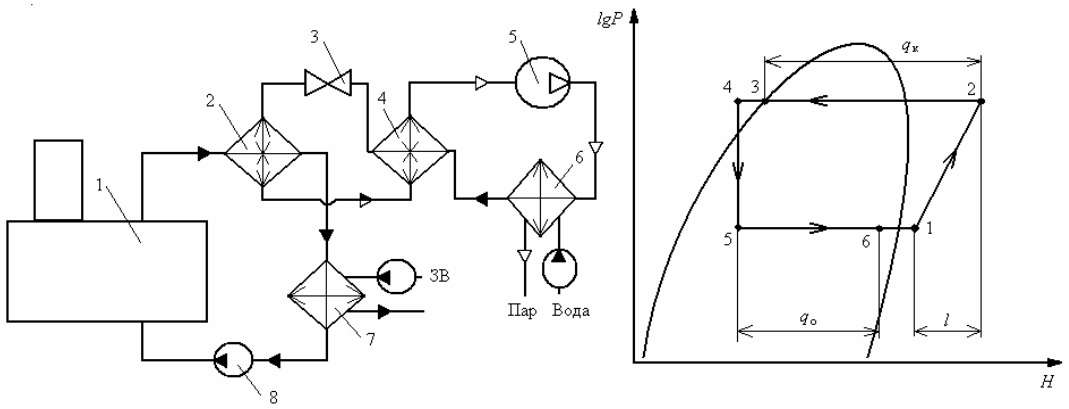
Предотвращение загрязнения Мирового океана – важная составная часть общей задачи охраны окружающей среды. Бесспорными источниками загрязнения являются суда, так как любое судно – это перемещаемый по водоёму комплекс: производство плюс населённый пункт. Большой вред окружающей среде наносят выбросы теплоты при эксплуатации судовых главных и вспомогательных двигателей (соответственно ГД и ВД). И хотя КПД современных судовых двигателей уже достигает 50…55 %, потери теплоты в окружающую среду всё ещё остаются велики и составляют 30…40 % с отходящими газами (ОГ) и 10…20 % – с охлаждающими средами (вода, масло) [1]. Тепловое загрязнение приводит к глобальной экологической проблеме – всемирному потеплению и подъёму уровня Мирового океана.

Источниками серьёзного загрязнения окружающей среды также являются уходящие газы вспомогательных котлов (ВК). С ними выбрасывается в атмосферу около 200 компонентов вредных веществ, среди которых диоксид азота NO_2, диоксид углерода CO_2, диоксид серы SO_2, сернистый ангидрид SO_3, зола, а также канцерогенные вещества элементов неполного сгорания топлива. Токсичные вещества, содержащиеся в дымовых газах ВК, отрицательно влияют на биосферу и человека, вызывая такие хронические заболевания как атеросклероз, корональные и дегеративные заболевания сердца, хронический бронхит, бронхиальная астма и т.д.

Как один из путей решения этих проблем может рассматриваться применение на судах

теплонасосных установок (ТНУ) для выработки водяного пара, источником потребляемой теплоты низкого потенциала (в испарителе) у которых бы были вторичные тепловые ресурсы ГД и ВД. Это позволило бы, во-первых, утилизировать сбрасываемую теплоту, уменьшив тем самым тепловое загрязнения окружающей среды, во-вторых, отказаться от работы ВК на ходовом и, возможно, стояночном режимах судна, а следовательно понизить загрязнение окружающей среды токсичными компонентами уходящих дымовых газов и, в-третьих, сэкономить невозобновляемые источники энергии (котельное топливо).

Анализ исследований по данной проблеме. Теплонасосное направление утилизации тепловых ресурсов судовых энергетических установок (СЭУ) уже разрабатывалось ранее. Например, в [7] приведены схемы ТНУ, предназначенные для повышения температурного потенциала сбрасываемой теплоты (45…60 °С) во вторичном контуре системы охлаждения дизеля и получения водяного пара (см. рис. 1). Установка состоит из испарителя 2, по трубкам которого прокачивается насосом 8 охлаждающая вода двигателя 1. В испарителе за счет испарения хладона охлаждается вода внутреннего контура двигателя на 6…10 °С. При работе ТНУ на долевых режимах доохлаждение воды происхо-дит в холодильнике двигателя 7, через который прокачивается забортная вода ЗВ. Из испарителя хладоновый пар с параметрами P_1 и t_0 засасывается турбокомпрессором 5, имеющим электропривод (в качестве привода может использоваться и паровая турбина).



а *б*

Рис. 1. Использование парокомпрессорного теплового насоса для повышения температурного уровня во вторичном контуре системы охлаждения дизеля:
а – схема установки; б – цикл в *H–lgP*-диаграмме

Перед поступлением в компрессор пар проходит через регенеративный теплообменник (РТО) 4, где несколько подогревается. Применение в схеме РТО позволяет повысить эффективность работы ТНУ. В компрессоре происходит сжатие хладона до давления P_2, соответствующего температуре конденсации $t_к$. Перегретый пар из компрессора направляется в конденсатор 6, который является одновременно пароводяным котлом. В конденсаторе за счёт конденсации хладонового пара при температуре $t_к$ образуется водяной пар. Из конденсатора жидкий хладон через РТО поступает на дроссельный клапан 3. После дросселирования парожидкостная хладоновая смесь подаётся в испаритель 2.

Произведённые в [7] расчёты показали, что при работе ТНУ можно получить дополнительно на 1 кВт·ч мощности ГД 0,35…0,50 кг насыщенного пара давлением 0,20…0,25 МПа и тем самым уменьшить расход топлива по судну. Использовать полученный пар для энергетических целей в утилизационном турбогенераторе неоправданно в связи с низким КПД паросилового цикла. Таким образом, применение компрессорной ТНУ для получения водяного пара за счёт теплоты охлаждающей воды и масла ГД оправдано только при замещении нею в ходовом режиме ВК.

Однако это направление утилизации низкопотенциальной теплоты СЭУ в последующие годы не получило своего развития, поскольку скорости судов и мощности их ГД непрерывно возрастали, КПД ГД не превышал 35…37 %, а температуры ОГ достигали 375…390 °С, что позволяло применять на морских судах системы глубокой утилизации теплоты (СГУТ) с водой в качестве рабочего тела [3].

Повышение топливной экономичности современных судовых малооборотных дизелей сопровождается перераспределением статей теплового баланса, в частности уменьшением потерь теплоты с ОГ (240…260 °С) и пресной водой, при одновремённом возрастании доли теплоты, отводимой в охладителе наддувочного воздуха. Эти факторы в совокупности резко снижают эффективность применения традиционных схем СГУТ. Выполненные расчёты

показали, что для дизелей с температурой ОГ до 240 °С располагаемая мощность утилизационного турбогенератора оказывается на 70 % ниже, чем в установках с дизелями предыдущих поколений с температурой ОГ около 350 °С [8]. Становится затруднительным одновременное обеспечение паром подогревателей различных сред на судне, что возвращает к необходимости использовать дополнительно ВК для получения пара.

Постановка задачи. Таким образом, становится актуальной задача оценки рациональности использования теплонасосной установки для утилизации низкопотенциальной теплоты на судах для замещения в ходовом режиме ВК. Для этого авторами были произведены моделирование цикла парокомпрессорного теплового насоса, оценочные расчёты для различных потребителей тепловой энергии различных типов судов и предварительный анализ полученных данных, результаты которого изложены в данной статье.

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 ВД и т.д. Анализ параметров судовых потребителей тепловой энергии показывает, что они могут быть разделены на три основные группы: использующие пар низкого, среднего и высокого давления, соответственно: 0,3; 0,5 и 0,9 МПа [8]. В таблице 1 показаны температурные уровни традиционных греющих и нагреваемых сред для судового теплообменного оборудования.

Таблица 1

Температурные уровни греющих и нагреваемых сред для судового теплообменного оборудования

Потребители теплоты	Температура подогрева, °С	Температура греющей среды, °С	Греющая среда	Давление пара, МПа
Подогреватели тяжелого топлива ГД	150	170...180	Пар	0,8...0,9
Системы обогрева цистерн топлива, цистерн масла, кингстонных ящиков, подогреватели воды	50...80	80...110	Вода	–
Системы отопления, зимнего кондиционирования, подогреватели воздуха	20...40	70...140	Вода, пар	До 0,4
Хозяйственно-бытовые нужды	–	70...140	Вода, пар	До 0,4
Абсорбционные холодильные установки	–	80...140	Вода, пар	До 0,4

При определении целесообразности использования ТНУ для получения водяного пара необходимых параметров производился тепловой расчет для каждого потребителя. В качестве низкопотенциального источника теплоты для ТНУ рассматривалось два варианта: охлаждающая вода (90 °С) и масло (60 °С) ГД и ВД.

Исследовались циклы ТНУ с тремя температурами конденсации: $t_{к1}$ = 130 °С, $t_{к2}$ = 160 °С, $t_{к3}$ = 200 °С, что обеспечивает получение водяного пара различных параметров для всех групп потребителей. В то же время, предварительные оценки ТНУ с использованием в качестве низкопотенциального источника теплоты масла ГД и ВД показали нецелесообразность работы при высоких температурах конденсации $t_{к2}$ и $t_{к3}$.

При выборе рабочего тела ТНУ рассматривались хладоны, отвечающие следующим требованиям: высокая критическая температура, обеспечивающая возможность процесса конденсации при соответствующих температурах $t_{к1}$, $t_{к2}$, $t_{к3}$; нормальная температура кипения должна быть ниже расчетной температуры кипения в цикле для предотвращения образования вакуума в испарителе [2]; озонобезопасность, т.е., хладоны представляли собой полностью негалогенизированные углеводороды [4]. В таблице 2 приведены краткие характеристики рекомендуемых хладонов [5].

Таблица 2

Краткая характеристика рекомендуемых хладонов

Хладон	Формула	Нормальная температура кипения t_s, °С	Критическая температура $t_{кр}$, °С	Критическое давление $P_{кр}$, МПа
*R*21	$CHCl_2F$	9	179	5,17
*R*21*B*1	CHClFBr	43	234	5,35
*R*21*B*2	$CHFBr_2$	65	270	5,49

Продолжение табл. 2

Хладон	Формула	Нормальная температура кипения t_s, °С	Критическая температура $t_{кр}$, °С	Критическое давление $P_{кр}$, МПа
*R*30	CH_2Cl_2	40	237	6,17
*R*30*B*1	CH_2ClBr	68	282	6,32
*R*31*B*1	CH_2FBr	17	195	6,11
*R*40*B*1	CH_3Br	4	189	6,57
*R*123	$C_2HCl_2F_3$	28	184	3,67
*R*160	C_2H_5Cl	12	187	5,39
*R*160*B*1	C_2H_5Br	38	231	6,15
*R*280	C_3H_7Cl	46	230	4,52

Анализ проведенных исследований ТНУ, использующей низкопотенциальную теплоту с температурой 60 °С (масло ГД и ВД), показывает (табл. 3), что: хладоны *R*21, *R*31*B*1, *R*40*B*1, *R*160 имеют высокое давление конденсации (желательно, чтобы оно не превышало 2,1 МПа [6], т.к. это ведет к утолщению стенок трубопроводов, повышенной прочности компрессора, что вызывает его удорожание и т.д.); недостатком хладона *R*123 является самое низкое значение коэффициента преобразования *COP* = 2,6. Хладоны *R*21*B*1, *R*30, *R*160*B*1, *R*280 имеют примерно одинаковое отношение давлений (7,8…8,0), а также близкие значения *COP* (3,4…3,8), что позволяет использовать данные хладоны в ТНУ.

Схожие результаты получены и при расчетах показателей работы ТНУ с температурой кипения t_0 = 90 °С (источник теплоты – охлаждающая двигателя вода). Они приведены в таблице 4.

Таблица 3

Показатели цикла ТНУ (температуры кипения и конденсации соответственно 50 °С и 130 °С)

Хладон	Температура конца процесса сжатия, °С	Давление кипения P_0, кПа	Давление конденсации $P_к$, кПа	Отношение давлений в цикле	Коэффициент преобразования COP
*R*21	160	396	2347	5,9	3,2
*R*21*B*1	165	126	994	7,8	3,6
*R*30	190	142	1113	7,8	3,8
*R*31*B*1	180	317	2100	6,6	3,5
*R*40*B*1	200	462	2627	5,7	3,3
*R*123	130	212	1457	6,9	2,6
*R*160	152	353	2145	6,1	3,3
*R*160*B*1	155	151	1204	8,0	3,6
*R*280	130	114	898	7,9	3,4

Таблица 4

Показатели цикла ТНУ (температура кипеня 80 °С, температура конденсации, °С, соответственно 130 / 160 / 200)

Хладон	Температура конца процесса сжатия, °С	Давление кипения P_0, МПа	Давление конденсации $P_к$, МПа	Отношение давлений в цикле	Коэффициент преобразования *COP*
*R*21	146/–/–*	854	2347/–/–	2,8/–/–	5,6/–/–
*R*21*B*1	147/185/–	310	993/1739/–	3,2/5,6/–	6,1/3,7/–
*R*21*B*2	148/184/233	161	573/1049/2070	3,6/6,5/12,8	6,3/3,9/2,5
*R*30	162/205/–	348	1113/1946/–	3,2/5,6/–	6,3/3,7/–
*R*30*B*1	165/210/270	147	543/1010/2026	3,7/6,9/13,8	6,2/3,9/2,7
*R*31*B*1	159/–/–	720	2100/–/–	2,9/–/–	5,6/–/–
*R*40*B*1	170/–/–	979	2627/–/–	2,7/–/–	5,2/–/–
*R*123	130/–/–	490	1457/–/–	3,0/–/–	4,3/–/–
*R*160	141/–/–	770	2145/–/–	2,8/–/–	5,6/–/–
*R*160*B*1	142/–/–	374	1204/–/–	3,2/–/–	6,1/–/–
*R*280	130/165/–	280	898/1865/-	3,2/6,6/–	5,5/2,9/–

* – цикл не рассчитывался в связи с высоким давлением конденсации (более 2,1 МПа).

Выводы:

- одним из путей уменьшения загрязнения судами Мирового океана является применение теплонасосных установок, утилизирующих низкопотенциальную теплоту СЭУ. Это позволило бы, во-первых, уменьшить тепловое загрязнения окружающей среды, во-вторых, отказаться от работы ВК на ходовом и, возможно, стояночном режимах судна, а следовательно понизить загрязнения окружающей среды токсичными компонентами уходящих дымовых газов и, в-третьих, сэкономить невозобновляемые источники энергии (котельное топливо);
- данное направление утилизации низкопотенциальной теплоты СЭУ в свое время не получило распространения, однако коренным образом изменившиеся параметры работы судовых двигателей вновь делают эту задачу актуальной;
- проведенные термодинамические расчеты показали энергетическую эффективность утилизации низкопотенциальной теплоты ГД и ВД;
- окончательный выбор режимных параметров работы теплонасосной установки (в том числе и марки хладона) должен производиться на основе оптимизационных расчетов, моделирующих конструктивные и стоимостные характеристики аппаратов установки.

ЛИТЕРАТУРА

1. Артемов Г.А., Горбов В.М. Суднові енергетичні установки: Навчальний посібник. – Миколаїв: УДМТУ, 2002. – 356 с.
2. Загоруйко В.О., Голіков О.А. Суднова холодильна техніка. – К.: Наукова думка, 2002. – 576 с.
3. Маслов В.В. Утилизация теплоты судовых дизелей. – М.: Транспорт, 1990. – 144 с.
4. Морли Дж., Маркина Т. Замена озоноразрушающих веществ, применяемых в качестве хладагентов // Холодильная техника. – 2000. – № 7. – С. 15-16.
5. Перельштейн И.И., Парушин Е.Б. Термодинамические и теплофизические свойства рабочих веществ холодильных машин и тепловых насосов. – М.: Легкая и пищевая промышленность, 1984. – 232 с.
6. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы / Пер. с англ. – М.: Энергоиздат, 1982. – 224 с.
7. Селиверстов В.М. Утилизация тепла в судовых дизельных установках. – Л.: Судостроение, 1973. – 256 с.
8. 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.

Надійшла до редколегії 14.11.07.