

УДК 621.1

АНДРЕЕВ А.А.

Национальный университет кораблестроения г. Николаев

ТЕПЛОНАСОСНОЕ НАПРАВЛЕНИЕ ГЕНЕРИРОВАНИЯ ВОДЯНОГО ПАРА В ПРОМЫШЛЕННОЙ ЭНЕРГЕТИКЕ

Проведено аналіз схем і характеристик теплонасосних паровиробляючих установок. Для обґрунтування областей їхнього переважного використання застосовано метод ексергетичного ККД. Запропоновано нову схему теплонасосної установки для генерації водяної пари двох тисків (0,3 і 0,5 МПа), наведено результати її розрахункового дослідження на різних робочих тілах. Представлені матеріали дозволяють зробити висновок про доцільність і технічну можливість широкого впровадження теплонасосних паровиробляючих установок у промислову енергетику.

Проведен анализ схем и характеристик теплонасосных паропроизводящих установок. Для обоснования областей их предпочтительного использования применен метод эксергетического КПД. Предложена новая схема теплонасосной установки для генерирования водяного пара двух давлений (0,3 и 0,5 МПа), приведены результаты ее расчетного исследования на различных рабочих телах. Представленные материалы позволяют сделать вывод о целесообразности и технической возможности широкого внедрения теплонасосных паропроизводящих установок в промышленную энергетику.

The analysis of the heat pump steam producing plants schemes and technical data is carried out. A method of exergy efficiency is applied for the ground of areas of their preferable use. A new scheme of heat pump designed for two pressure water steam generation (0,3 and 0,5 МПа) is offered. The results of its designed research on the various working agents are given. The materials presented allow to make a conclusion about expediency and technical opportunity of a wide heat pump steam producing plants introduction in industry power.

COP – коэффициент преобразования теплоты;
ВКУ – вспомогательная котельная установка;
ДВС – двигатель внутреннего сгорания;

РТ – рабочее тело;
ТНПУ – теплонасосная паропроизводящая установка.

Использование ТНПУ в процессе перевода промышленности на энергосберегающие технологии позволяет: утилизировать сбрасываемую вторичную теплоту, уменьшая тепловое загрязнение окружающей среды; отказаться от работы котельных установок, а следовательно понизить загрязнение биосферы токсичными компонентами уходящих дымовых газов; сэкономить невозобновляемые источники энергии (котельное топливо).

Теория и практика для тепловых насосов достаточно отработаны и нашли широкое освещение, однако научно-исследовательских работ и публикаций по ТНПУ крайне мало [1, 2]. Недостаточность и разрозненность информации не позволяют обоснованно выбирать схему (состав оборудования), РТ, конструктивные и эксплуатационные параметры ТНПУ, что сдерживает их внедрение в энергетике.

Это и определило цель работы: провести анализ схем и характеристик ТНПУ для обоснования областей их применения, а также направленный дальнейших исследований.

Результаты информационного поиска [3] показали, что главными задачами, решаемыми для ТНПУ, является выбор схемы и РТ. Для большинства установок был принят двухступенчатый цикл с развитой регенерацией. Так, фирмой “Westinghouse” (Англия) был создан двухступенчатый парокomppressorный тепловой насос (рис. 1) для получения технологического пара [2]. Источником низкопотенциальной теплоты был сбросной насыщенный пар давлением 0,17 МПа. В конденсаторе ТНПУ подавалась вода при давлении 0,54 МПа, нагретая до температуры насыщения. Параметры отпускаемого пара: 0,54 МПа, 163 °С. Расход РТ в ТНПУ составлял 9,3 кг/с, теплопроизводительность – 8790 кВт, мощность привода –

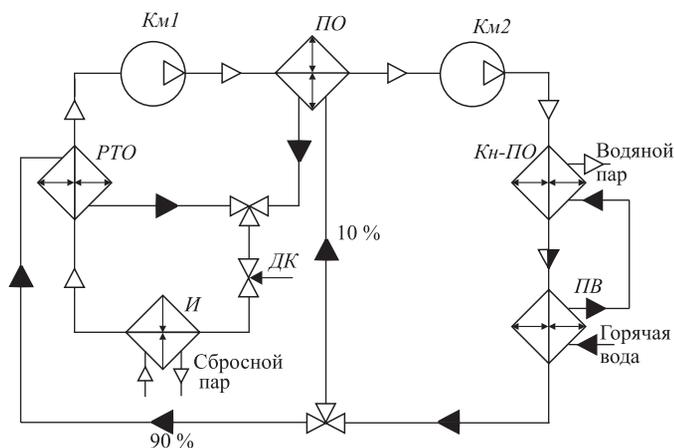


Рис. 1. Схема опытного теплового насоса для получения технологического пара.

ДК – дроссельный клапан; **И** – испаритель; **Км1** и **Км2** – компрессоры первой и второй ступеней; **Кн-ПО** – конденсатор-парообразователь водяного пара; **ПВ** – подогреватель воды; **ПО** – промежуточный охладитель рабочего тела; **РТО** – регенеративный теплообменник.

1850 кВт, коэффициент преобразования теплоты COP – 4,75, срок окупаемости – 1,3 года. Испаритель рабочего агента представлял собой цилиндрический кожухотрубный теплообменник диаметром 2 м и длиной около 7 м. В межтрубном пространстве кипело РТ, а сбросной пар проходил по трубкам. Температурный напор составлял 8 °С. Аналогичную конструкцию имел и конденсатор. Компрессор центробежный, двухступенчатый, высокоскоростной. Одним из основных вопросов получения высоких параметров водяного пара в ТНПУ был выбор РТ. Из целого ряда органических и неорганических веществ был выбран метанол CH_3OH .

Для другой ТНПУ, утилизирующей теплоту загрязненного пара температурой 70 °С при производстве бетона и вырабатывающей водяной пар давлением до 0,9 МПа, применено специальное РТ, названное фирмой MM01 [2]. Для получения водяного пара давлением 0,35 МПа перепад давлений РТ в компрессоре составлял от 0,14 МПа на входе до 1,4 МПа на выходе; температура РТ на выходе 148 °С. Конструкция испарителя рекомендована обычная пленочная или кожухотрубная. Коэффициент преобразования теплоты COP – больше 5. Установки оказались просты в эксплуатации. Наиболее сложным был пусковой пери-

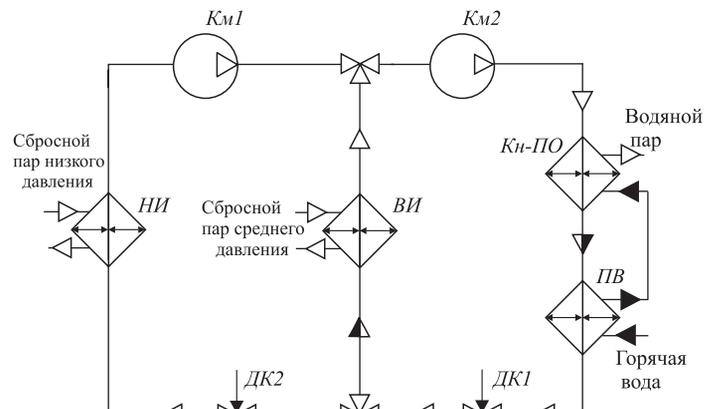


Рис. 2. Схема ТНПУ, используемой в производстве бумаги.

ВИ – высокотемпературный испаритель; **НИ** – низкотемпературный испаритель; остальные обозначения те же, что и на рис. 1.

од: подъем температуры происходил за 10 мин.

Двухступенчатая ТНПУ (рис. 2) также использовалась в технологическом процессе термомеханического получения древесной массы [2]. Особенность – два испарителя, утилизирующих теплоту технологического пара низкого (до 0,14 МПа) и среднего (до 0,2 МПа) давлений. Параметры РТ на входе в первую ступень компрессора: температура 93,3 °С; давление 0,35 МПа; во вторую – 121 °С и 1,03 МПа; на выходе из компрессора – 148 °С и 1,4 МПа. Полученный в конденсаторе водяной пар давлением 0,29 МПа направлялся к бумагоделательным машинам. Расходы пара составляли: сбросного – 4,9 кг/с, вторичного – 4,75 кг/с; потребляемая мощность – 2050 кВт; COP – 6.

В Англии создана опытная ТНПУ с приводом от газового ДВС для утилизации теплоты сточных вод температурой 80 °С и получения насыщенного водяного пара температурой 110 °С [1]. Особенность компоновки – парообразование происходит одновременно в системе охлаждения ДВС за счет теплоты дымовых газов и в конденсаторе теплового насоса. После комплексного исследования были выбраны: РТ хладон R114 (CF_2ClCF_2Cl); температуры кипения и конденсации 60 °С и 120 °С соответственно. Расход РТ в ТНПУ составлял 2,54 кг/с, COP – 3,12.

Для судовой энергетики рассматривалась схема ТНПУ [4], использующей сбрасываемую теплоту (45...60 °С) вторичного контура системы ох-

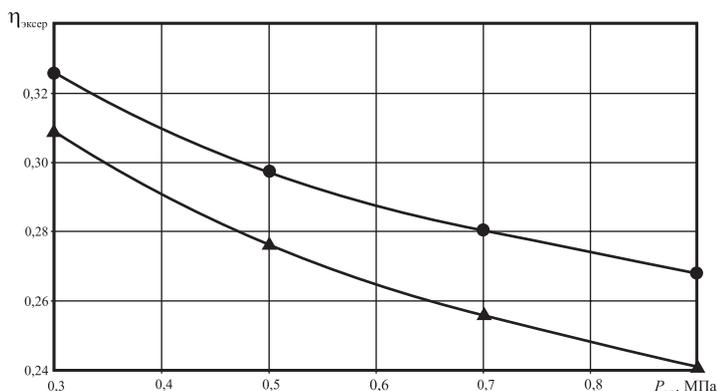


Рис. 3. Зависимость эксергетического КПД теплонасосной паропроизводящей установки от давления вырабатываемого насыщенного водяного пара.

- — двухступенчатая установка;
- ▲ — одноступенчатая установка.

лаждения ДВС. Как показали расчёты, при работе ТНПУ можно получить дополнительно на 1 кВт мощности ДВС 0,35...0,50 кг/ч насыщенного водяного пара давлением 0,20...0,25 МПа. К применению рекомендовались хладоны R11 (CCl_3F), R113 ($\text{CCl}_2\text{FCClF}_2$) и R114.

В [5, 6] представлены схемы (компрессорная и комбинированная эжекторно-компрессорная) судовых теплоутилизирующих контуров на низкокипящих РТ для выработки водяного пара давлением 0,2 МПа за счет теплот наддувочного воздуха и охлаждающей ДВС воды. Для первой схемы предлагалось применение высокотемпературных РТ, например хладона R114, а во второй — хладона R22 (CHF_2Cl).

В то же время, при оценке перспективности ТНПУ следует учитывать, что для их функционирования необходимы затраты мощности для работы компрессора, в качестве привода которого могут использоваться или паровая турбина с подачей водяного пара от утилькотла, или электродвигатель. Вторым вариантом является предпочтительным, поскольку этот тип привода обладает более высокой надежностью, легко реализуется, требует меньших капитальных затрат. Однако появление на судне дополнительного потребителя электроэнергии увеличивает электрическую мощность, которую необходимо вырабатывать дизель-генератором, а следовательно, и его расход топлива.

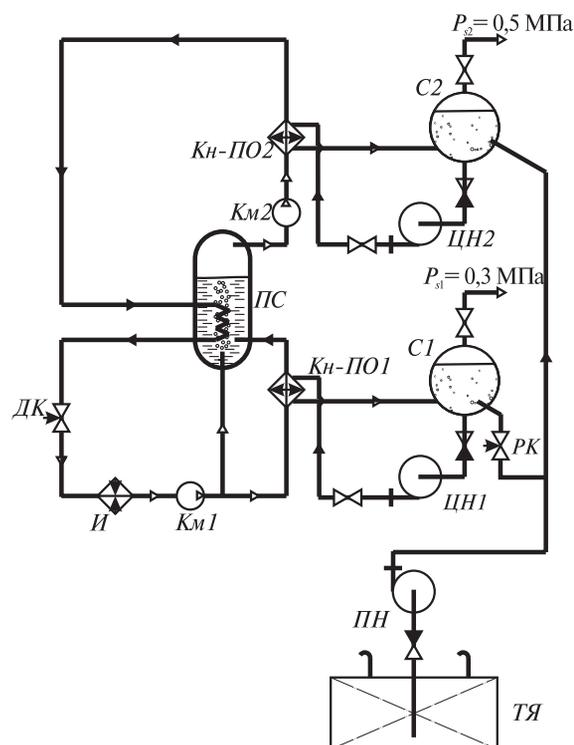


Рис. 4. Схема ТНПУ с получением пара двух давлений.
 ПН — водяной питательный насос;
 ПС — промежуточный сосуд; С — сепаратор водяного пара; ЦН — водяной циркуляционный насос; ТЯ — теплый ящик;
 остальные обозначения те же, что и на рис. 1.

Для оценки топливной экономичности ТНПУ был проведен анализ энергетических характеристик ТНПУ и ВКУ, а в качестве критерия сравнительной эффективности выбран эксергетический КПД [7]. Рассматривались два типа циклов ТНПУ на хладоне R20 (CHCl_3): одноступенчатый и двухступенчатый с однократным дросселированием и полным промежуточным охлаждением. Как показал анализ результатов (рис. 3), одноступенчатые ТНПУ с электроприводом не имеют энергетических преимуществ относительно лучших образцов судовых ВКУ, у которых значения эксергетического КПД достигают 0,28. Двухступенчатые же ТНПУ по эксергетическим показателям предпочтительней ВКУ при давлениях генерируемого насыщенного водяного пара до 0,6 МПа.

Основываясь на приведенных рекомендациях и с учетом того, что на судах есть потребители водяного пара разного потенциала, была предложена схема (рис. 4) работы ТНПУ двух давлений (0,3 и 0,5 МПа) [8]. При моделировании цикла

Таблица. Результаты расчета цикла ТНПУ на различных рабочих телах

Показатель работы установки, единица измерения	Марка рабочего тела						
	R20	R21	R30	R123	R160	R280	R601
Давления РТ, кПа:							
кипения	122	625	242	349	562	195	264
промежуточное	850	2996	1464	1892	2743	1183	1444
конденсации	1199	4013	2019	2581	3678	1633	1967
Массовые расходы РТ, кг/с, через:							
испаритель	23,63	39,43	18,33	78,55	23,84	22,53	47,72
конденсатор <i>KdI</i>	1,08	1,45	0,82	2,34	0,91	0,91	1,22
Отношение давлений ступеней:							
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
Мощности привода компрессора ступени, кВт:							
первой	1650	2342	1757	3084	2236	2014	3880
второй	350	455	378	576	422	303	959
Тепловая нагрузка на конденсатор второй ступени, 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 теплоты	2,82	2,29	2,70	1,99	2,26	2,56	1,59

(см. табл.) как источник вторичной теплоты был выбран высокотемпературный контур системы охлаждения пресной водой малооборотного дизеля 5RTA58T-B (“Wartsila-NSD”) мощностью 10625 кВт. При этом тепловая нагрузка на испаритель ТНПУ составит 3605 кВт, а температура воды на входе и на выходе из испарителя – соответственно 85 С и 70 °С. Расход насыщенного водяного пара низкого давления составлял 364 кг/ч (согласно паровым нагрузкам судна-прототипа в ходовом режиме). По результатам расчета цикла были выполнены конструктивные проработки основных элементов ТНПУ: кожухотрубного испарителя, конденсатора специальной компоновки, центробежного компрессора и промежуточного сосуда. Были получены приемлемые массогабаритные показатели машин и аппаратов, позволяющие смонтировать их в машинно-котельном отделении судна-прототипа с соблюдением требований морских классификационных обществ.

Выводы

Внедрение ТНПУ повышает энергетическую эффективность и снижает вредное воздействие промэнергетики на окружающую среду; результаты исследований ТНПУ позволяют рекомендовать двухступенчатые схемы ее работы; дальнейшие исследования по оптимизации цикла (выбор конкретной схемы, использование внутренней регенерации, комплексная утилизация различных источников вторичной теплоты и т. п.), режимных параметров и РТ позволят дополнительно повысить уровень энергетических характеристик ТНПУ.

ЛИТЕРАТУРА

1. Рей Д., Макмайл Д. Тепловые насосы. — М.: Энергоиздат, 1982. — 224 с.

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

3. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Эколого-энергетические аспекты внедрения на судах теплонасосных паропроизводящих установок// Техногенна безпека: Наукові праці МДГУ ім. П. Могили. Миколаїв: МДГУ, 2006. Т. 61. Вип. 48.

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

5. Радченко Н.И. Использование тепла охлаждающей судовые ДВС воды для производства пара теплонасосными установками// Зб. наук. пр. УДМТУ. – 1999. – № 6 (366). – С. 144-149.

6. 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.

7. Андреев А.А., Калиниченко И.В. Сравнительная оценка энергетической эффективности судовых паропроизводящих установок различных типов// Зб. наук. пр. НУК. – 2007. – № 2 (413).

8. Оценка эффективности утилизации теплоты судовых главных дизелей теплонасосными паропроизводящими установками/ Ю.В. Захаров, А.А. Андреев, И.В. Калиниченко, В.И. Максимов// Зб. наук. пр. НУК. – 2005. – № 2 (401). – С. 70-79.

Получено 22.01.2007 г.

УДК 536.21+662.997

НАКОРЧЕВСКИЙ А. И.

Институт технической теплофизики НАН Украины

РАЦИОНАЛЬНЫЕ РЕШЕНИЯ В ТЕПЛОГЕНЕРИРУЮЩЕЙ СИСТЕМЕ “ГРУНТОВОЙ МАССИВ – ТЕПЛОВОЙ НАСОС”

Наведено аналіз роботи одиночного вертикального ґрунтового теплообмінника й сукупності таких теплообмінників. Виявлено негативні наслідки витягання теплоти одним пристроєм та високу ефективність роботи їх сукупності при дотриманні ряду вимог.

Представлен анализ работы одиночного вертикального грунтового теплообменника и совокупности таких теплообменников. Выявлены негативные последствия извлечения теплоты одним устройством и высокая эффективность работы их совокупности при соблюдении ряда требований.

The presented analyze the operation of a single vertical soil heat exchanger and a set of such heat exchangers. We reveal negative consequences of heat extraction by a single device and high efficiency of the work of their sets at the observance of a series of requirements.

A – параметр;

a – коэффициент температуропроводности;

c – удельная теплоемкость;

q – плотность теплового потока;

L – шаг теплообменников;

m – число теплообменников в направлении x ;

N – мощность;

n – число теплообменников в направлении y ;

R – радиус;

r – радиус-координата;

S – площадь поверхности;

T – температура;

t – время;

V – объем;

x, y, z – координаты;

Z – рабочая высота теплообменника;

ρ – плотность;

λ – коэффициент теплопроводности;

Π – периметр.

Индексы:

0 – наружная поверхность теплообменника;

m, n – в направлениях x, y соответственно;