

УДК 621.564 : 621.565.001.5

Фиалко Н.М., Зимин Л.Б.

Институт технической теплофизики НАН Украины

## ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ ПРИМЕНЕНИЯ ТЕПЛОВЫХ НАСОСОВ В УСЛОВИЯХ МЕТРОПОЛИТЕНОВ И УГОЛЬНЫХ ШАХТ

Наведено результати робіт щодо впровадження теплонасосної техніки у системи енергопостачання підземних споруд. Проаналізовано типову схему теплонасосної установки, призначеної для утилізації низькопотенційної теплоти вентиляційних викидів підземних споруд. Визначено деякі зв'язки показників ефективності установки з режимними параметрами та розподілом втрат ексергії у її елементах.

Представлены результаты работ по внедрению теплонасосной техники в системы энергоснабжения подземных сооружений. Проанализирована типичная схема теплонасосной установки, предназначенной для утилизации низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов подземных сооружений. Определены некоторые связи показателей эффективности установки с режимными параметрами и распределением потерь эксергии в ее элементах.

The results of activities on an implantation of heat pump plants in power supply systems of underground structures are submitted. The typical circuit of heat pump installation intended for recycling of low-potential heat of underground structures ventilating emissions is analysed. Some connections between of installation efficiency and of regime parameters, and distribution of exergy losses in its elements are determined.

$E$  – эксергия;  
 $c$  – теплоемкость;  
 $\Delta H$  – теплота фазового перехода;  
 $l$  – удельная работа сжатия рабочего тела;  
 $\kappa$  – коэффициент адиабаты;  
 $M$  – массовый расход;  
 $N$  – мощность привода;  
 $Q$  – плотность телового потока;  
 $q$  – удельная холодопроизводительность;  
 $R$  – газовая постоянная;  
 $\Delta S$  – возрастание энтропии в единицу времени;  
 $s$  – удельная энтропия;  
 $T$  – абсолютная температура;  
 $\varepsilon$  – холодильный коэффициент;  
 $\eta$  – КПД;  
 $\mu$  – коэффициент преобразования (отопительный коэффициент);  
 $P$  – эксергетическая потеря;  
 $\pi$  – степень повышения давления;  
 $\tau$  – коэффициент работоспособности теплоты;  
 $\Omega$  – коэффициент эксергетических потерь;  
 $\omega$  – удельный коэффициент потерь;  
 $A, B, b, m, n$  – постоянные величины.  
 ТН – тепловой насос;  
 ПО – подземные объекты;

РТ – регенеративный теплообменник;

**Нижние индексы:**

$a$  – адиабатический;  
 $d$  – действительный;  
 $\kappa$  – конденсации,  
 $\kappa p$  – критический;  
 $v$  – нормальная точка кипения;  
 $oc$  – окружающая среда;  
 $e$  – эксергетический;  
 $эм$  – электромеханический;  
 $i$  – индикаторный;  
 $L$  – жидкость;  
 $p$  – при постоянном давлении;  
 $sL$  – насыщенная жидкость;  
 $pL$  – жидкость при постоянном давлении;  
 $HL$  – состояние насыщенной жидкости при изменении энтальпии;  
 $T$  – температурный;  
 $v$  – к двухфазной области;  
 $o$  – кипение низкотемпературного теплоносителя;  
 $x$  – рабочее тело;  
**Верхние индексы:**  
 $'$ ,  $''$  – вход, выход;  
 $-$  – среднее значение.

### **Общие положения**

Сложившийся дефицит топлива и тепловой энергии, высокие тарифы и теплопотери при централизованном теплоснабжении в Украине обуславливают тенденцию роста доли автономного энергоснабжения. Одним из наиболее перспективных видов энергосберегающего и экологически чистого теплоснабжения является применение тепловых насосов. Отопительный коэффициент надежных и высокоэффективных серийных зарубежных ТН в зависимости от температурного уровня источника низкопотенциальной теплоты достигает значений 3...6. Соответственно и затраты электроэнергии на привод ТН ниже, чем затраты на централизованное теплоснабжение. Современное теплонасосное оборудование отличается экологической чистотой, легкостью регулирования и способностью работать в обратимых режимах.

Анализ эффективности теплонасосных систем теплоснабжения свидетельствует, что при существующих тарифах на природный газ и электроэнергию, а также стоимости ТН, в современных условиях Украины они могут быть эффективными только при круглогодичной работе. Экономически обоснованный минимум коэффициента превращения ТН оценивается довольно высоким значением — около 3,8. При меньших его значениях и отсутствии государственных субсидий использование ТН в большинстве случаев оказывается экономически нецелесообразным. Гарантией экономичного применения ТН можно полагать их работу с коэффициентом превращения энергии не меньшим 4.

Основным препятствием к применению в Украине серийных атмосферных ТН является несоответствие климатических условий отопительного периода расчетным параметрам (+5...+7 °С), при которых в режиме нагрева достигается максимальный КПД.

Наряду с этим, в зимнее время такие (и более высокие) значения температуры низкопотенциального источника энергии характерны для различных выбросов промышленных и гражданских объектов. Однако, как правило, подобные выбросы рассредоточены, удалены от потенциальных потребителей теплоты и характеризуются

высокой изменчивостью теплового потенциала и нерегулярностью работы. В подавляющем большинстве случаев эти источники непригодны для работы серийных атмосферных ТН.

Исключение в этом плане составляют вентиляционные выбросы подземных объектов и, в частности, метрополитенов и шахт, эксплуатация которых требует постоянной работы вентиляционных систем. Такие ПО вместе с их грунтовым массивом весьма инерционны в тепловом отношении и могут выполнять роль сезонных аккумуляторов теплоты. В наиболее холодное время года температура выбросов ПО не опускается ниже (12...16) °С, что гарантирует высокие значения отопительного коэффициента и конкурентноспособность ТН. При этом зимой метрополитены и шахты потребляют внешнюю тепловую энергию для собственных нужд. Объемы внешнего теплоснабжения таких ПО могут быть существенно сокращены за счет утилизации теплоты вентиляционных выбросов с помощью ТН.

### **Метрополитены**

Тепловая мощность выброса одной вентиляционной шахты, доступная для утилизации в испарителях ТН, оценивается величиной (220...380) кВт. Суммарный же пригодный к использованию тепловой ресурс вентиляционных выбросов Киевского метрополитена следует оценить в (12...15) МВт.

В 2000 г. ИТТФ НАНУ с участием “Укрметротоннельпроекта” разработана и сооружена на станции Киевского метрополитена “Майдан Незалежності” опытная ТН–установка [1, 2], использующая избыточное технологическое тепловыделение оборудования машинного зала эскалаторов для отопления комплекса служебных помещений. Опытная эксплуатация установки показала, что в условиях метрополитенов реальное значение коэффициента превращения энергии серийных атмосферных ТН в режиме воздушного отопления значительно превышает паспортное (3,1) и достигает величины 4,9.

Основные технические и экономические характеристики традиционной и теплонасосной систем приведены в табл. 1 и 2.

Табл. 1. Основные технические характеристики сопоставляемых вариантов

№ п/п	Наименование показателя	Размер- ность	Значения		
			Базовый вариант	Теплонасосная система	
				Расчет	Факт
1	Расчетная температура отопления	°С	<b>21</b>	<b>21</b>	<b>21</b>
2	Средняя тепловая мощность отопления помещений	кВт	<b>26,2</b>	<b>26,2</b>	<b>26,2</b>
3	Продолжительность отопительного периода	час/год	<b>4500</b>	<b>4500</b>	<b>4500</b>
4	Годовое потребление тепла	ГДж	<b>424,4</b>	<b>424,4</b>	<b>424,4</b>
5	Холодопроизводительность ТН для машинного зала	кВт	----	<b>21,6</b>	<b>21,6</b>
6	Электрическая мощность системы охлаждения машинного зала и отопления обслуживаемых помещений	кВт	<b>30,4</b>	<b>5,6</b>	<b>5,35</b>
7	Продолжительность периода охлаждения машинного зала	час/год	<b>6935</b>	<b>6935</b>	<b>6935</b>
8	Годовое потребление электроэнергии	тыс кВт-ч	<b>210,82</b>	<b>38,84</b>	<b>37,10</b>
9	Отопительный коэффициент	-		<b>5,4/4,7*</b>	<b>5,6/4,9*</b>

\* – с учетом затрат электроэнергии в приводе дополнительного осевого вентилятора

Табл. 2. Основные экономические характеристики сопоставляемых вариантов

№ п/п	Наименование показателя	Размер- ность	Значения		
			Базовый вариант	Теплонасосная система	
				План	Факт
1	<b>Эксплуатационные расходы на энергоносители, всего:</b>	грн.	<b>37193</b>	<b>5278</b>	<b>5042</b>
	<u>В том числе:</u>				
1.1	Годовые расходы на отопление служебных помещений от тепловой сети	грн.	<b>8543</b>	---	---
1.2	Годовые расчетные расходы на электрообеспечение системы вентиляции	грн.	<b>28650</b>	<b>5278</b>	<b>5042</b>
2	<b>Капитальные затраты, всего</b>	грн.	----	<b>29000</b>	<b>36208</b>
	<u>В том числе:</u>				
2.1	Приобретение теплового насоса	грн.	----	<b>14000</b>	<b>21000</b>
2.2	Приобретение вспомогательного оборудования	грн.	----	<b>2000</b>	<b>5391</b>
2.3	Приобретение нестандартного оборудования	грн.	----	<b>7000</b>	----
2.4	Монтаж и наладка системы	грн.	----	<b>4000</b>	<b>9817</b>
2.5	Непредусмотренные расходы	грн.	----	<b>2000</b>	----
3	Дополнительные амортизационные расходы (3 %)	грн.	----	<b>870</b>	<b>1086</b>
4	Суммарные годовые расходы	грн.	<b>37193</b>	<b>6148</b>	<b>6128</b>
5	Годовая экономия средств	грн.	-	<b>31045</b>	<b>31065</b>
6	Срок окупаемости капиталовложений	Лет		<b>0,93</b>	<b>1,17</b>

Оценка конкурентоспособности схем теплонасосного теплоснабжения метрополитенов по сравнению с традиционными системами проведена для вариантов сооружения новых объектов и реконструкции существующих.

Результаты сопоставления технико-экономических показателей свидетельствуют, что применение теплонасосной техники в метрополитенах позволяет достичь существенной экономии [3]. В пересчете приведенных затрат на 1 крупный типичный объект участка глубокого заложения годовая экономия эквивалентна \$ 75000. Превышение капиталовложений, необходимое для сооружения на подобном новом объекте теплонасосных систем вместо традиционных, окупается менее, чем за 2 месяца. При этом исключаются затраты на подвод централизованного теплоснабжения, которые на порядок выше упомянутого превышения капитальных вложений.

Кроме того, применение реверсивных ТН в теплоventилиационных системах метрополитена позволяет совместить функции отдельных систем отопления, вентиляции и кондиционирования в одной теплонасосной системе, способной на протяжении теплого периода года охлаждать вентиляционный воздух, что улучшает условия работы персонала и общие технико-экономические показатели ТН.

На основании проведенных исследований нами разработаны и внедрены в практику проектирования “Рекомендации по применению теплонасосного энергоснабжения в проектах новых станций перспективных участков метрополитена (на системах местной вентиляции)”, с использованием которых в 2005 г. сооружена и вводится в действие теплонасосная система на станции “Сырец”.

### **Угольные шахты**

Себестоимость угля, добываемого в Украине, как известно, очень высока. В ее структуре заметную часть составляют расходы на работу шахтных систем вентиляции и кондиционирования. В основном это прямые энергозатраты на зимний подогрев воздуха, подаваемого в шахту, а также на работу систем кондиционирования. При этом возможности повышения эффективности систем подогрева и охлаждения шахтного воздуха традиционными методами исчерпаны.

Несмотря на значительное количество избыточной по отношению к окружающей среде тепловой энергии, содержащейся в исходящем из шахт вентиляционном потоке, прямая ее утилизация путем организации теплообмена с потоком воздуха, подаваемого в шахту, ранее вполне обоснованно считалась нерациональной из-за низкого температурного уровня потока. В связи с повышением стоимости энергоресурсов нами рассмотрены техническая возможность и экономическая эффективность утилизации низкопотенциальной сбросной теплоты исходящих вентиляционных потоков шахт с помощью ТН. Предложена соответствующая система [4], предполагающая почти круглогодичное снижение энергозатрат на искусственную тепловую обработку воздуха, подаваемого в шахту (как на подогрев зимой, так и на кондиционирование летом). Для получения с помощью таких систем 100 % тепловой энергии, необходимой для искусственной обработки воздуха, в приводе компрессора ТН придется затратить электроэнергию не более чем 20...22 % зимой и 30...35 % летом. Благодаря более высокому, чем у атмосферного воздуха, тепловому потенциалу используемого источника — исходящего вентиляционного воздуха шахт, энергетическая эффективность применения серийных ТН в рассматриваемых условиях заметно превышает их паспортные характеристики. Поэтому даже при наличии на шахтах котельных, работающих на собственном твердом топливе, применение ТН-систем может обусловить достижение не только энергосберегающего, но и экономического эффекта.

В целом среднюю величину капитальных затрат на устройство на шахтах Донбасса подобных ТН-систем можно оценить суммой 2,5...3,0 млн. грн. С учетом возрастающей роли энергетической составляющей в годовых эксплуатационных затратах, продолжительность срока окупаемости в зависимости от соотношения тарифов на тепловую и электрическую энергию можно оценить величиной 7...9 лет. Помимо значительного энергосберегающего и природоохранного эффектов, возникающих сразу после введения системы в эксплуатацию, по истечении этого срока система начнет приносить годовую экономию порядка 350 тыс. грн.

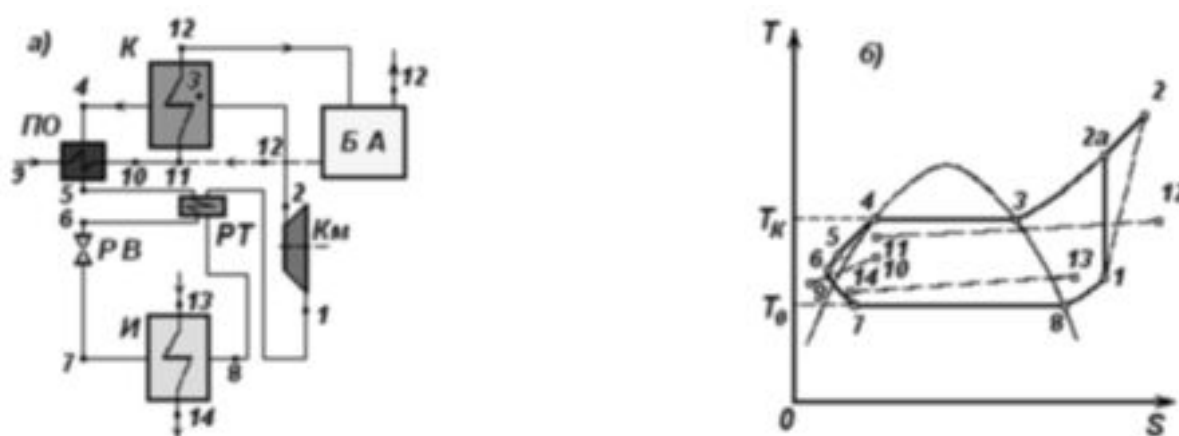


Рис. 1. Принципиальная схема (а) и цикл (б) в  $T-S$  диаграмме теплового насоса: Км – компрессор, К – конденсатор, ПО – переохладитель, РВ – регулирующий вентиль, И – испаритель, БА – бак-аккумулятор, РТ – регенеративный теплообменник.

### Идентификация рабочих параметров тепловых насосов

Для обоснования эффективности применения парокompрессионных ТН в составе теплоэнергетических систем ПО необходимы методы идентификации и оптимизации параметров работы ТН во взаимосвязи со специфическими условиями эксплуатации.

В этой связи значительный интерес представляют результаты работ [5-9], посвященных определению эксергоэкономической эффективности и оптимизации ТН-систем, а также разработке методов диагностики ТН путем структурного и параметрического анализа их функционирования. С использованием этих и других результатов нами предпринята попытка количественной оценки связей тепловых параметров работы ТН с экономической эффективностью и рациональностью применения ТН в системах жизнеобеспечения ПО [10].

На основе энтропийного метода оценена эффективность современного типичного ТН с одноступенчатым поршневым компрессором, предназначенного для обогрева воздухоподающего шахтного ствола или для горячего водоснабжения надшахтного комплекса и использующего низкопотенциальную теплоту исходящего из ПО вентиляционного воздуха, в стационарном режиме работы.

На рис. 1 показана принципиальная схема (а) и цикл (б) установки.

Последовательность характерных процессов в установке (см. рис. 1, б): необратимое адиабатическое сжатие рабочего тела в компрессоре (процесс “1-2”); необратимый отвод теплоты от перегретого пара в конденсаторе (“2-3”); необратимый отвод теплоты конденсации рабочего тела (“3-4”); изобарное охлаждение в переохладителе (процесс “4-5”) и в регенеративном теплообменнике (процесс “5-6”); – дросселирование (процесс “6-7”); – испарение (процесс “7-8”); – смешение теплоносителей (точка 11).

Отопительный коэффициент и ряд других параметров ТН, работающего по подобной схеме на хладоне R12 в трех заданных режимах, в свое время на основании экспериментальных данных был подробно оценен в работе [11]. Рассмотренные в работе [11] температурные режимы конденсатора и испарителя близки к таковым при возможном использовании ТН для утилизации низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов ПО, в связи с чем данные этой работы представляют значительный интерес.

Вычисленные в [11] по данным эксперимента значения отопительного коэффициента  $\mu_{\text{д}}$ , соответствующие трем режимам, составляли 4,04, 4,92 и 6,25.

Если основные энергетические показатели рассматриваемого ТН представить в виде [12]:

$$\eta_e = 1 - \sum_{i=1}^n \Omega_i, \quad (1)$$

$$\Omega_i = \frac{P_i}{E} = \frac{T_{oc} \Delta S_i}{N_D (1 + \varepsilon_D \tau_0)}, \quad (2)$$

$$\mu_D = \varepsilon_D + \eta_{эм} = \frac{\eta_e (1 - \eta_{эм} \tau_0)}{\tau_1 + \eta_e \tau_0}, \quad (3)$$

то для вычисления энергетических показателей установки в целом зависимости (1) – (3) понадобится выразить через температуры основных точек цикла и интегральные характеристики установки.

При определении коэффициентов эксергетических потерь в элементах данной схемы (рис. 1, а), использованы следующие общепринятые допущения: электромеханические потери приняты постоянными и не зависящими от термодинамических параметров; потери за счет теплообмена через поверхность элементов с окружающей средой, а также гидравлические потери и потери, обусловленные наличием примесей в рабочем теле, пренебрежимо малы; интегральная характеристика компрессора практически не зависит от перегрева рабочего тела на всасывающей линии.

### Внутренние потери цикла

Для определения эксергетической потери от необратимого сжатия рабочего тела в компрессоре можно использовать эмпирическую интегральную характеристику компрессора – индикаторный КПД ( $\eta_i$ ). При этом изменение энтропии в компрессоре можно вычислить по соотношению [12]

$$\Delta S_{1-2} = M_x (s_2 - s_1) = M_x I_a (1 - \eta_i) / T_{(2-2a)}.$$

$$\text{Тогда } \Omega_{1,2} = \frac{\omega_{1,2}}{1 + \varepsilon_D \tau_0}, \quad \omega_{1-2} = \frac{T_{oc}}{T_{2-2a}} (1 - \eta_i) \eta_{эм}.$$

Для оценки величины  $\eta_i$  используем рекомендации справочника [13], содержащего соотношения, связывающие между собой основные показатели работы компрессора:

$$\ln (T_{(2-2a)} / T_1) \cong \ln (T_{2a} / T_1) \cong \ln \pi (k_T - 1) / k_T, \\ \eta_i = \eta_0 \exp (m\pi - n\pi^2), \quad \pi = \exp [B(1/T_0 - 1/T_\kappa)], \\ (\text{для } R12 \quad \eta_0 = 0,75; \quad m = 4,52 \cdot 10^{-2}; \quad n = 4,42 \cdot 10^{-3}).$$

Потери эксергии в дроссельном вентиле (процесс “6 – 7”) можно определить по известному

уравнению [12]

$$P_{6-7} = M_x T_{oc} \Delta S_{6-7} = \frac{\varepsilon_D N_D}{q_0} T_{oc} \Delta S_{6-7}$$

с учетом того, что

$$q_0 = \Delta H_{v0} - c_{HL} (T_6 - T_0), \quad \Delta S_{6-7} = s_7 - (s_4 - s_{4-6}), \\ \Delta S_{4-6} = c_{pL} \ln (T_\kappa / T_6).$$

Окончательно для эксергетических потерь в дроссельном вентиле

$$\Omega_{6-7} = \frac{\varepsilon_D}{1 - \varepsilon_D \tau_0} \omega_{6-7}. \quad \text{Здесь}$$

$$\omega_{6-7} = \frac{T_{oc}}{q_0} \left[ -c_{pL} \ln \frac{T_\kappa}{T_6} + c_{sL} \frac{(T_6 - T_0)}{T_0} - bR(T_\kappa - T_0) \right].$$

### Потери в теплообменных аппаратах

Для произвольного теплообменника изменение энтропии, обусловленное необратимостью процессов теплообмена, можно представить в виде [12]

$$\Delta S = \sum_{i=1}^n M_i'' s_i - \sum_{i=1}^m M_i' s_i + Q_{oc} / T_{oc}.$$

Если величину  $\Delta S$ , определенную по этому выражению, подставить в (2), коэффициенты эксергетических потерь для всех теплообменников схемы можно представить в следующем виде:

Конденсатор:

а) необратимость, связанная с отводом теплоты перегрева паров рабочего тела (процесс “2 – 3”)

$$\Omega_{2-3} = \frac{\varepsilon_D}{1 + \varepsilon_D \tau_0} \omega_{2-3},$$

$$\omega_{2-3} = \frac{c_p (T_2 - T_\kappa) T_{oc}}{q_0} \left( \frac{1}{T_{11-12}} - \frac{1}{T_{2-3}} \right);$$

б) необратимость в процессе отвода теплоты конденсации рабочего тела (процесс “3 – 4”)

$$\Omega_{3-4} = \frac{\varepsilon_D}{1 + \varepsilon_D \tau_0} \omega_{3-4}, \quad \omega_{3-4} = \frac{T_{oc} \Delta H_{вк}}{q_0} \left( \frac{1}{T_{11-12}} - \frac{1}{T_\kappa} \right).$$

Испаритель (процесс “7 – 8”)

$$\Omega_{7-8} = \frac{\varepsilon_D}{1 + \varepsilon_D \tau_0} \omega_{7-8}; \quad \omega_{7-8} = T_{oc} \left( \frac{1}{T_0} - \frac{1}{T_{13-14}} \right).$$

Регенеративный теплообменник (процесс “5 – 6”)

$$\Omega_{5-6} = \frac{\varepsilon_D}{1 + \varepsilon_D \tau_0} \omega_{5-6},$$

$$\omega_{5-6} = \frac{c_{pL} (T_5 - T_6) T_{oc}}{q_0} \left( \frac{1}{T_{8-1}} - \frac{1}{T_{5-6}} \right).$$

Переохладитель (процесс “4 – 5”)

$$\Omega_{4-5} = \frac{\varepsilon_D}{1 + \varepsilon_D \tau_0} \omega_{4-5},$$

$$\omega_{4-5} = \frac{c_{pL} (T_k - T_5) T_{oc}}{q_0} \left( \frac{1}{T_{9-10}} - \frac{1}{T_{4-5}} \right).$$

Процесс смешения теплоносителей (точка 11)

$$\Omega_{11} = \frac{\varepsilon_D}{1 + \varepsilon_D \tau_0} \omega_{11},$$

$$\omega_{11} = \frac{\Delta H_{вк} + c_p (T_2 - T_3)}{q_0} \frac{T_{oc}}{(T_{12} - T_{10})} \ln \frac{T_{11}^{\gamma+1}}{T_{10} T_{12}^{\gamma}},$$

где  $\gamma = (T_{11} - T_{10}) / (T_{12} - T_{11})$ .

И, наконец, электромеханические потери

$$\Omega_{эм} = 1 - \eta_{эм}.$$

С помощью вышеприведенных выражений на основании измеряемых параметров процессов и при наличии сведений о значениях действительного холодильного коэффициента  $\varepsilon_D$  или отопительного коэффициента  $\mu_D$  (которые в большинстве случаев также являются искомыми) можно было бы определить коэффициенты эксергетических потерь  $\Omega_i$  для всех элементов установки.

С целью преодоления этой неопределенности можно воспользоваться следующим приемом.

На основании уравнения (3) аналогично [12] можно записать

$$\frac{\varepsilon_D}{1 + \varepsilon_D \tau_0} = \frac{\eta_e - \eta_{эм} \tau_1}{\tau_1 (1 - \eta_{эм} \tau_0)}.$$

Далее, в результате подстановки вышеприведенных выражений для коэффициентов эксергетических потерь во всех элементах установки в

уравнение (1), можно получить зависимость для эксергетического КПД ТН, в которой величина  $\eta_e$  зависит только от измеряемых параметров

$$\eta_e = \frac{\eta_{эм} \tau_1 (1 - \eta_{эм} \tau_0) - \tau_1 \omega_{1-2} + \eta_{эм} \tau_1 \left( \sum_{i=2}^7 \omega_{i...i+1} + \omega_{11} \right)}{\tau_1 (1 - \eta_{эм} \tau_0) + \tau_0 \omega_{1-2} + \sum_{i=2}^7 \omega_{i...i+1} + \omega_{11}}. \quad (4)$$

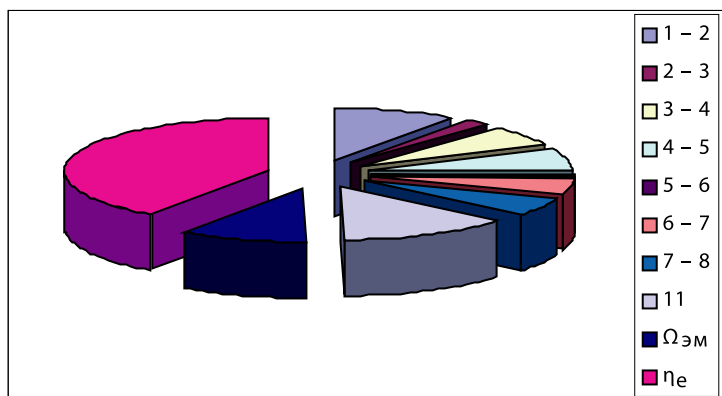
Таким образом, с помощью вышеприведенных выражений имеется возможность последовательно осуществить следующие операции:

1. определить значения удельных коэффициентов эксергетических потерь ( $\omega_{i...i+1}$ ) для всех элементов схемы рассматриваемого ТН;
2. определить эксергетический КПД установки  $\eta_e$  по выражению (4);
3. определить значение действительного отопительного коэффициента  $\mu_D$  (или холодильного коэффициента  $\varepsilon_D$ ) по формуле (3);
4. определить коэффициенты эксергетических потерь  $\Omega_i$  для всех элементов установки.

В такой последовательности выполнены расчеты для упомянутых трех режимов работы рассматриваемого ТН. Полученные в результате расчета значения отопительного коэффициента  $\mu_D$  (3,82, 4,70 и 5,55) сопоставлены с приведенными выше экспериментальными значениями [11], соответствующими трем указанным режимам (4,04, 4,92 и 6,25). Различия не превышают 12 %.

Существенный интерес представляют также данные, касающиеся изменения значений индикаторного и эксергетического КПД установки в зависимости от используемых режимов работы. Соотношение между безвозвратно теряемой и полезно используемой эксергией (на примере режима № 2) наглядно иллюстрируется диаграммой, приведенной на рис. 2.

Результаты расчетов относительно связи режимных параметров ТН с распределением потерь эксергии между элементами установки иллюстрируются также диаграммой, приведенной на рис. 3. Из рис. 3, в частности, следует, что величины  $\Omega$  в теплообменниках и при дросселировании близки между собой; что снижение температуры перед дроссельным вентилем приводит к уменьшению потерь в регенераторе, но при этом потери в переохладителе и испарителе растут; что



**Рис. 2.** Соотношение между полезно используемой и теряемой эксергией (режим № 2).

Обозначения пунктов схемы соответствуют рис. 1.

потери как в одноступенчатом компрессоре, так и при смешении потоков теплоносителя с различной температурой при использовании данной схемы непозволительно велики и существенно ухудшают технико-экономические характеристики установки.

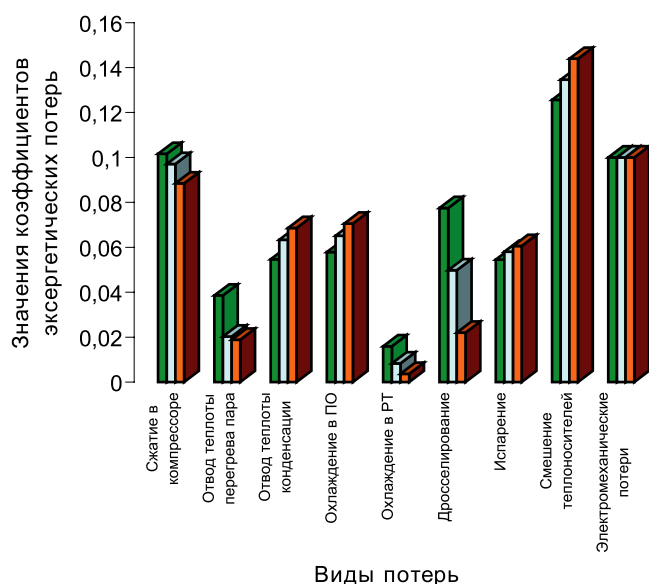
Анализ данных работ [11, 12] и результатов выполненных расчетов, а также их представления на рис. 2 и 3 позволяют сделать ряд выводов применительно к рассмотренным режимам работы ТН.

### Выводы

1. Вышеприведенный полуэмпирический метод количественной оценки показателей эффективности ТН, а также связей между эксергетическим КПД установки, коэффициентом преобразования и удельными коэффициентами эксергетических потерь в ее элементах можно считать приемлемым для использования при сопоставлении вариантов технических решений систем тепло- и холодоснабжения ПО.

2. Использование источников низкопотенциальной теплоты с температурным уровнем, близким к таковому у потоков вентиляционного воздуха, исходящего из ПО, позволяет существенно повысить коэффициент превращения энергии в ТН, что при технико-экономическом сопоставлении может оказаться решающим аргументом в пользу выбора варианта с теплонасосной системой.

3. Даже при достижении высоких значений отопительного коэффициента ( $\mu_D \approx 6$ ) и индикатора



**Рис. 3.** Распределение потерь эксергии между элементами установки в рассмотренных режимах.

торного КПД ( $\eta_i = 0,82$ ) эксергетический КПД парокомпрессионного ТН с одноступенчатым компрессором не превышает 43 %, что свидетельствует о необходимости дальнейшего совершенствования как самой теплонасосной техники, так и применяемых схем ее использования.

### ЛИТЕРАТУРА

1. Фялко Н.М., Дубовской С.В., Зимин Л.Б. Принципы разработки теплонасосных систем для перспективных объектов метрополитенов // Тр. Межд. Конф. "Региональные проблемы энергосбережения в децентрализованной теплоэнергетике" Киев, октябрь 2000 г. — С. 19–23.
2. Зимин Л.Б. Опытная установка для утилизации низкопотенциальной теплоты вентиляционных выбросов метрополитенов // Пром. теплотехника, 2001, № 1–2. — С. 92–95.
3. Зимин Л.Б., Фялко Н.М. Сопоставление показателей традиционных и теплонасосных систем теплоснабжения метрополитенов // Пром. теплотехника, 2003, № 4. — С. 68–72.
4. Зимин Л.Б. Теплонасосная утилизация энергии исходящих вентиляционных потоков угольных шахт // Пром. теплотехника, 2004, № 3. — С. 69–75.



5. Долинский А.А., Драганов Б.Х., Дубровин В.А. Оптимизация технических систем методами эксергоэкономики // Пром. теплотехника. — 2003, Т. 25, № 5. — С. 57–60.
6. Драганов Б.Х., Мищенко А.В. Эксергоэкономический метод оптимизации энергетических систем // Електрифікація та автоматизація сільсько-го господарства. — № 1, 2002. — С. 98–101.
7. Косой Б. В., Ломовцев П. Б. Представление знаний об энергетических установках в экспертных системах // Холодильная техника и технология, № 63, 1999. — Одесса, ОГАХ. — С. 77–80.
8. Massimo Dentice d'Assadia, Fillippo de Rossi. Thermoeconomic optimization of a refrigeration plant. — Int J. Refrig. — 1998, vol. 21, № 1, pp. 42–54.
9. Ломовцев П. Б., Иванников Е.В., Новиков В.М. Системная диагностика аммиачной холодильной установки // Холодильная техника и технология, 2002, № 3 (77). — С. 16–19.
10. Голубинский П.К., Зимин Л.Б., Иваненко Г.В., Фиалко Н.М. Об эффективности применения термотрансформаторов в тепловентиляционных системах подземных сооружений. // Экотехнологии и ресурсосбережение, 2005, № 6. — С. 74–78.
11. Holland F.A; Watson F.A. Heat pumps. Pt IV. Derived thermodynamic design data for heat pump systems operating an R12 // Indian chem. Eng. 1979. V. 21. № 4, P. 3–15.
12. Проценко В. П., Сафонов В. К. Эксергетический КПД теплонасосных установок // Изв. АН СССР, сер. Энергетика и транспорт. — № 1, 1989. — С. 123–130.
13. Холодильные машины: Справочник / Под ред. Быкова А. В. — М.: Легкая и пищевая промышленность, 1982. — 223 с.

Получено 16.03.2006 г.

УДК 662. 925

КУРДЮМОВА К.А.<sup>1</sup>, КУРАТЕНКО А.П.<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Ялтинский учебно-методический центр экологии

<sup>2</sup>Ялтинский пансионат “Дружба”

## ВНЕДРЕНИЕ ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩЕЙ ТЕХНОЛОГИИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ НИЗКОПОТЕНЦИАЛЬНОЙ ТЕПЛОТЫ ЧЕРНОГО МОРЯ ДЛЯ ОТОПЛЕНИЯ ПАНСИОНАТА “ДРУЖБА” В Г. ЯЛТЕ

Викладено питання впровадження енергозберігаючої технології використання низькопотенційного тепла Чорного моря з допомогою теплових насосів для опалення пансіонату “Дружба” в м. Ялті.

Изложены вопросы внедрения энергосберегающей технологии использования низкопотенциальной теплоты Черного моря в тепловых насосах для отопления пансионата “Дружба” в г. Ялте.

We describe some problems of the introduction of energy saving technology of using the low-potential heat of the Black Sea in heat pumps for heating the hotel “Druzhba” in Yalta.

ГВС — горячее водоснабжение;  
ТНС — теплонасосная станция;

ТНУ — теплонасосная установка;  
НФС — насосно-фильтровальная станция.

В условиях высоких цен на энергоносители, является актуальным для различных систем теплоснабжения внедрение энергосберегающих тех-

нологий с использованием тепловых насосов, которые могут преобразовывать низкопотенциальную теплоту окружающей среды и передавать