

УДК 577.4: 621.039.584

Ю. М. Мацевитый, акад. НАН Украины

Н. Б. Чиркин, канд. техн. наук

М. А. Кузнецов

Институт проблем машиностроения им. А. Н. Подгорного НАН Украины
(г. Харьков, E-mail: chirkin@ipmach.kharkov.ua)

ТЕРМОЭКОНОМИЧЕСКИЙ АНАЛИЗ ТЕПЛОНАСОСНОЙ СИСТЕМЫ ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ

Разработана термoeкономическая модель моновалентной теплонасосной системы теплоснабжения автономного объекта. Анализ модели позволил получить аналитическое решение, на основании которого определяются оптимальные условия проектирования рассматриваемой системы теплоснабжения и режимы её эксплуатации. Решение пригодно для любой парокompрессионной теплонасосной установки, работающей по предложенной схеме.

Розроблено термoeкономічну модель моновалентної теплонасосної системи теплопостачання автономного об'єкта. Аналіз моделі дозволив одержати аналітичний розв'язок, на підставі якого визначаються оптимальні умови проектування системи теплопостачання, що розглядається, і режими її експлуатації. Розв'язок придатний для будь-якої парокompресійної теплонасосної установки, що працює за запропонованою схемою.

Введение

Теплонасосное теплоснабжение бытовых, социальных и производственных объектов является одним из наиболее динамично развивающихся направлений мировой теплоэнергетики, использующей возобновляемые низкопотенциальные природные источники или сбросную энергию промышленных, сельскохозяйственных и других технологических процессов. Энергетическая значимость замещения традиционных теплогенераторов, использующих органическое топливо или электроэнергию, теплонасосными доказана широкомасштабным внедрением теплонасосных технологий в мире. Украина, в силу ряда объективных причин [1], только приступает к освоению этих технологий. В связи с тем, что в нашей стране нет собственного производства тепловых насосов, отвечающих современным мировым требованиям, на свободный украинский рынок устремились десятки иностранных фирм, производящих подобное оборудование. При этом сегодня производство тепловых насосов в мире подчинено, прежде всего, конкретным интересам стран-производителей (имеются в виду не только климатические особенности, но и уровень применяемых строительных технологий, архитектурно-планировочных и инженерных решений, уровень технологий при производстве теплонасосного оборудования, потребности рынка и другие факторы). Поэтому кажущаяся простота использования импортного оборудования и слепое копирование иностранных проектов для условий Украины могут не только привести к неоптимальным решениям, но и вообще дискредитировать саму идею внедрения теплонасосных технологий. Целесообразность применения тепловых насосов и оптимальные режимы их эксплуатации для каждого конкретного объекта могут быть определены только на основании выполненных термодинамических и технико-экономических расчетов.

Основная часть

По традиционной методике технико-экономическая задача оптимизации конструкции и режимов эксплуатации теплонасосных установок (ТНУ) решается в следующей последовательности.

Для ТНУ заданного функционального назначения (отопление, горячее водоснабжение, кондиционирование или конкретный технологический процесс) составляется принципиальная схема, оценивается необходимая теплопроизводительность, выбирается источник низкопотенциальной теплоты, принимаются рабочие температуры теплоносителей и некоторые начальные значения температурных напоров и изменений температуры теплоносителей низкого и высокого температурного потенциалов в теплообменных аппаратах. Далее, исходя из расчета термодинамического цикла или по заводским техническим характеристикам отдельных элементов, определяются значения тепловых нагрузок испарителя, конденсатора, требуемая производительность компрессора, насосов и вентиляторов, по которым производится подбор основного и вспомогательного оборудования. Для выбранного оборудования и заданного режима работы производится технико-экономический расчет, заканчивающийся определением величины приведенных затрат. После этого меняется один или несколько определяющих параметров, и расчет повторяется. Вариант, обеспечивающий минимальные приведенные затраты, считается оптимальным.

Однако с помощью традиционного технико-экономического метода невозможно оценить «качество» производимого тепла, выполнить оптимизацию работы ТНУ с учетом сезонного колебания температур теплоносителей или переменных тепловых нагрузок системы в течение года. Кроме того, применение традиционных технико-экономических расчетов предполагает индивидуальный подход к конкретно рассматриваемой ТНУ и не предусматривает получения общих (аналитических) решений.

В 60-е годы прошлого столетия М. Трайбус [2] предложил методику единовременного учета термодинамических и экономических факторов при проведении оптимизационных расчетов, названную им термозкономикой.

Метод термозкономии успешно применен В. В. Оносовским [3] для оптимизации холодильных установок, причем в качестве обобщающей термодинамической характеристики выбрана эксергия. Известно, что эксергия характеризует энергию любого вида не только по её количеству, но и дает возможность количественно оценить её качественную сторону и определить пригодность для технического применения, т.к. в зависимости от внешних условий энергия имеет разную ценность для практического использования [4].

Базируясь на понятии эксергии, можно решать широкий круг технических и технико-экономических задач на основе единой, логически построенной методики.

Принимая во внимание, что в современных системах теплоснабжения энергия передается как в форме теплоты, так и в форме механической работы, напомним, что под эксергией теплоты понимается работа, которая может быть получена в обратимом прямом цикле при переходе некоторого количества теплоты Q от источника высокого потенциала с температурой T к окружающей среде с температурой T_{oc}

$$e_Q = Q \left(1 - \frac{T_{oc}}{T} \right).$$

Термодинамические основы и возможность практического использования эксергетического анализа для решения технических и технико-экономических задач в системах преобразования энергии и вещества достаточно подробно разработаны В.М. Бродянским в МЭИ, Россия, В. Фратшером и К. Михалеком в Дрезденском техническом университете, Германия [5], Я. Шаргутом в Силезском политехническом институте, Польша [6]. В работах ученых одесской школы Д. П. Гохштейна, А. И. Андрущенко, Г. Н. Костенко, В. С. Мартыновского приводятся эксергетические методы анализа и оптимизации различных энергопреобразующих систем для холодильных, химических и других технологий [7–9].

О росте интереса к этим методам свидетельствует тот факт, что если до 50-х годов прошлого столетия в литературе встречались лишь единичные статьи по эксергетическому анализу, то только за последние 10 лет в мире появилось более 2 млн. научных публикаций, освещающих вопросы применения эксергетических методов для различных систем энергопреобразования [10].

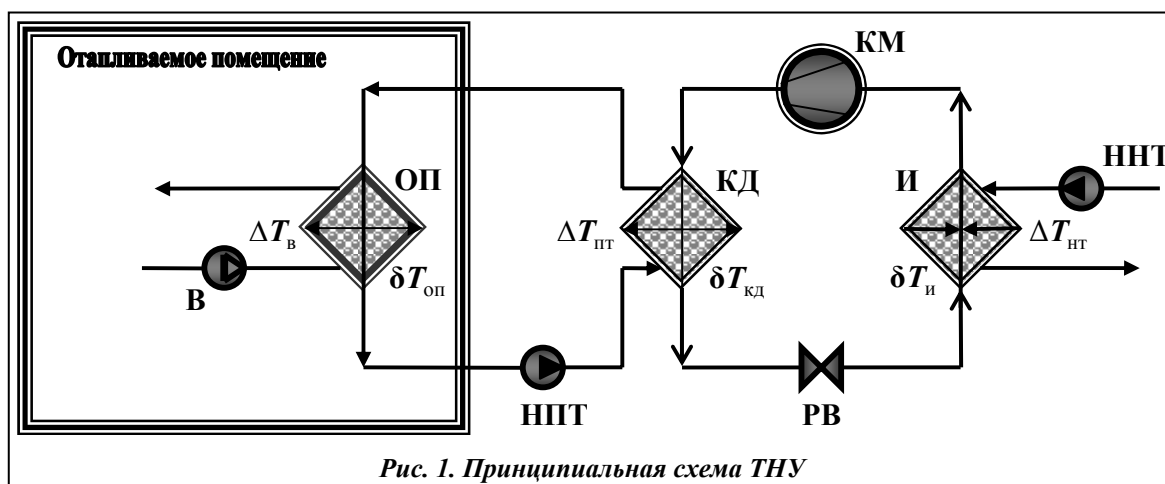


Рис. 1. Принципиальная схема ТНУ

В настоящей статье показана возможность применения термозкономического метода для оптимизации режимов эксплуатации парокompрессионной теплонасосной установки, работающей в автономной системе отопления коммунального объекта. Для простоты изложения принята моновалентная схема ТНУ с промежуточным теплоносителем в высокопотенциальном контуре (рис. 1).

Схема включает компрессор с электродвигателем КМ, конденсатор КД, насос с электродвигателем НПТ для подачи в конденсатор промежуточного теплоносителя, регулирующей вентиль РВ, испаритель И, насос (или вентилятор, если источником низкопотенциальной теплоты служит воздух) с электродвигателем ННТ для транспортировки низкопотенциального теплоносителя, отопительный прибор ОП (например конвективный воздушный нагреватель), вентилятор с электродвигателем В для организации вынужденного движения воздуха через теплообменную поверхность отопительного прибора. Естественно, что представленные на схеме элементы теплонасосной установки носят принципиальный характер и не отражают тип используемого оборудования.

Поскольку при функционировании ТНУ основное место занимают тепловые процессы, в качестве оптимизирующих переменных выбираем логарифмические температурные напоры между обменивающимися энергией теплоносителями в испарителе $\delta T_{и}$, в конденсаторе $\delta T_{кд}$ и отопительном приборе $\delta T_{оп}$, а также изменения температуры низкопотенциального теплоносителя в испарителе $\Delta T_{нт}$, промежуточного теплоносителя в конденсаторе $\Delta T_{кд}$ и воздуха в отопительном приборе $\Delta T_{в}$. Такой выбор переменных обеспечивает сравнительно простое представление температур, определяющих реализацию цикла (температуры кипения и конденсации) при заданных температурах отапливаемого помещения $T_{п}$, окружающей среды $T_{ос}$ и источника низкопотенциальной теплоты $T_{нт}$.

При использовании термозкономического метода анализируются изменения, происходящие с основным потоком эксергии, обеспечивающим получение конечного полезного эффекта – теплопроизводительности ТНУ $Q_{т}$. При этом учитываются потери эксергии, возникающие при передаче и преобразовании энергии в отдельных элементах установки, а также экономические затраты, связанные с созданием и эксплуатацией элементов установки, которые определены выбранной схемой. Поскольку величина эксергетической производительности для теплонасосной установки задана количественно, то для оптимизации системы необходимо найти условия, обеспечивающие получение минимальной цены единицы эксергетической производительности.

Изменения, претерпеваемые основным потоком эксергии, обеспечивающим получение конечного полезного эффекта, оцениваются входящими и выходящими эксергетическими и тепловыми потоками для перечисленных элементов установки. Значения основного потока эксергии в различных элементах ТНУ используются для получения аналитических зависимостей, описывающих механизм тепломассопереноса в этих элементах. Исходя из

общего (экономического) подхода, при построении термoeкономической модели для рассматриваемой теплонасосной системы теплоснабжения в качестве целевой функции принята переменная часть приведенных затрат. Кроме того, для упрощения представления аналитических зависимостей сделаны следующие допущения:

- не учитывается изменение потерь давления в трубопроводах при транспортировке рабочего тела и теплоносителей;
- не учитывается теплообмен между рабочим телом и окружающей средой в компрессоре, теплообменных аппаратах и соединительных трубопроводах;
- было принято, что перегрев пара обусловлен правилами безопасной эксплуатации, а охлаждение жидкости осуществляется непосредственно в конденсаторе и определяется выбранной конструкцией аппарата, т.е. перегрев всасываемого компрессором пара так же, как и переохлаждение жидкого рабочего тела, поступающего к регулирующему вентилю, не оптимизировались;
- стоимости запорной арматуры, регулирующих вентилей, трубопроводов и вспомогательного оборудования, так же, как и стоимость рабочего тела, необходимого для первоначальной заправки системы, принимались одинаковыми как в установке с оборудованием, подобранным по оптимальным разностям температур в теплообменных аппаратах, так и в установке с оборудованием, подобранным по обычно принимаемой разности температур (исходя из опыта проектирования и эксплуатации). Это дало возможность не учитывать стоимость арматуры, трубопроводов, вспомогательного оборудования и рабочего тела, необходимого для первоначальной заправки системы, т. е., как отмечено выше, в качестве целевой функции была принята переменная часть приведенных затрат.

Принципиально факторы, исключенные сделанными допущениями, могут быть учтены при проведении более точных оптимизационных расчетов, однако при этом представление аналитических зависимостей усложнится и соответственно увеличится объем вычислений.

Учитывая изложенные выше исходные положения и сделанные допущения, термoeкономическая модель теплонасосной системы теплоснабжения, принципиальная схема которой приведена на рис. 1, графически может быть представлена в виде трёх последовательно соединённых зон, изображённых на рис. 2 и объединённых контрольной границей, обозначенной пунктирной линией.

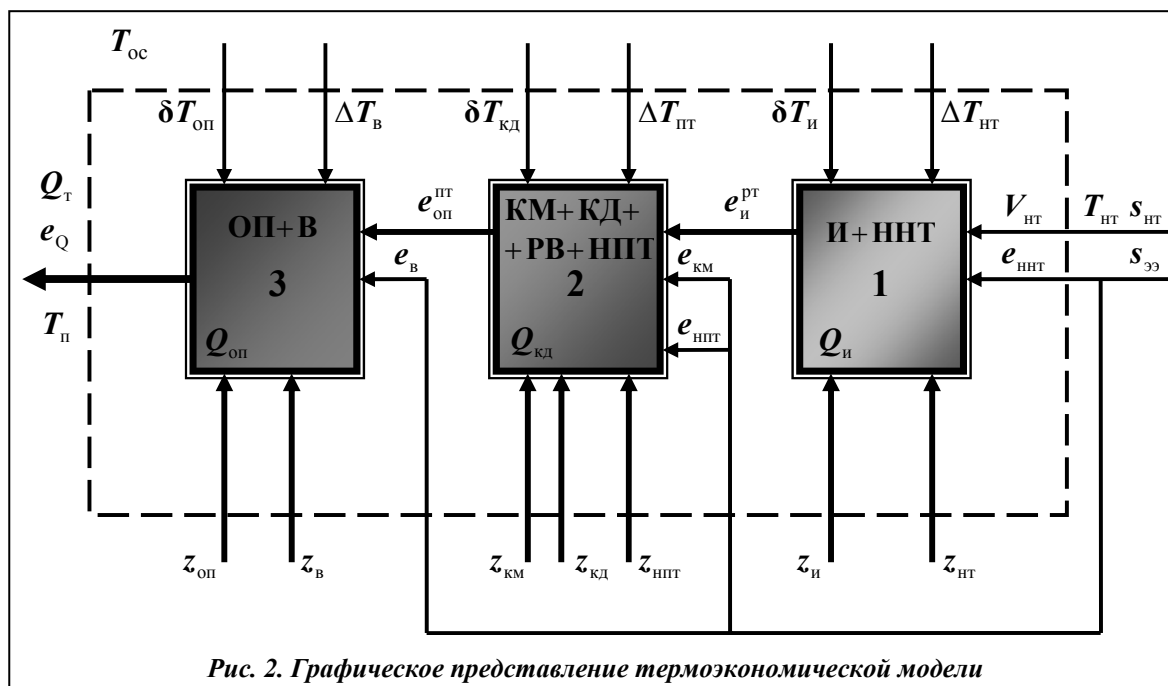


Рис. 2. Графическое представление термoeкономической модели

Зона 1 объединяет испаритель теплового насоса и насос для транспортировки низкопотенциального теплоносителя. Зона 2 включает компрессор с электродвигателем, конденсатор, регулирующий вентиль и насос с электродвигателем, обеспечивающим подачу в конденсатор промежуточного теплоносителя. Зона 3 объединяет отопительный прибор и вентиль с электродвигателем, обеспечивающий движение воздуха через теплообменную поверхность воздухоподогревателя.

Через контрольную границу к различным зонам термозкономической модели подводится эксергия для привода электродвигателя компрессора $e_{км}$, для привода электродвигателей насосов, транспортирующих низкопотенциальный ($e_{нпт}$) и промежуточный ($e_{пт}$) теплоносители и для привода вентилятора отопительного прибора e_v . Цена этих эксергий численно равна цене затраченной электроэнергии по известному тарифу. Через контрольную границу от низкопотенциального источника подводится теплоноситель, расход которого равен $V_{нт}$, и цена $s_{нт}$. Очевидно, что при использовании в качестве низкопотенциального источника атмосферного воздуха $s_{нт} = 0$. В каждой из зон термозкономической модели учитываются нормативные отчисления от стоимости соответствующих элементов оборудования ТНУ, а также отчисления на реновацию и ремонт этих элементов. Для удобства расчётов такие отчисления нормируются единицей времени работы системы. Тогда для i -го элемента ТНУ удельные суммарные отчисления от стоимости элемента оборудования

$$z_i = \frac{(k_{hi} + k_{pi})C_i}{\tau},$$

где k_{hi} и k_{pi} – соответственно нормативный коэффициент отчислений и коэффициент отчислений на реновацию и ремонт от стоимости i -го элемента; C_i – стоимость i -го элемента оборудования; τ – время работы системы (в качестве времени работы системы τ может быть принято время отопительного периода, год эксплуатации или срок окупаемости).

Графическое представление термозкономической модели в виде зон позволяет выразить отчисления в зависимости от стоимости элементов, а энергию, подводимую к каждой из зон, – в виде функциональных зависимостей от заданной приведенной эксергетической производительности ТНУ e_Q , от потока эксергии, выходящей из рассматриваемой зоны, и от воздействующих на рассматриваемую зону оптимизирующих переменных.

Основной поток эксергии проходит через ключевые элементы ТНУ от точки ввода эксергии в систему до получения конечного полезного эффекта у потребителя. Обозначения на рис. 2 означают:

e_Q – приведенная эксергетическая производительность ТНУ;

$e_{оп}^{пт} = f(e_Q, \Delta T_v, \delta T_{оп})$ – количество эксергии, которое должно быть подведено потоком промежуточного теплоносителя к отопительному прибору (зона 3);

$e_{и}^{пт} = f(e_Q, \Delta T_v, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и})$ – количество эксергии, которое должно быть подведено к рабочему телу в испарителе (зона 2);

$Q_{оп} = f(e_Q, \Delta T_v)$ – теплопроизводительность отопительного прибора;

$Q_{кд} = f(e_Q, \Delta T_v, \Delta T_{пт})$ – теплопроизводительность конденсатора;

$Q_{и} = f(e_Q, \Delta T_v, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и})$ – холодопроизводительность испарителя;

$s_{ээ}$ – цена электроэнергии.

Аналогично, величины удельных суммарных отчислений от стоимости элементов ТНУ z_i , количества эксергии, подводимой к отдельным элементам установки e_i , и объемный расход теплоносителя источника низкопотенциальной теплоты $V_{нт}$, могут быть в общем виде представлены следующими функциональными выражениями:

$$\begin{aligned}
 e_B &= f(e_Q, \Delta T_B); \\
 z_B &= f(e_Q, \Delta T_B); \\
 z_{оп} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}); \\
 e_{нпт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \Delta T_{пт}); \\
 z_{нпт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \Delta T_{пт}); \\
 z_{кд} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и}); \\
 e_{км} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и}); \\
 z_{км} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и}); \\
 z_{и} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и}); \\
 e_{ннт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и}); \\
 z_{ннт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и}); \\
 V_{нт} &= f(e_Q, \Delta T_B, \delta T_{оп}, \Delta T_{пт}, \delta T_{кд}, \Delta T_{нт}, \delta T_{и}).
 \end{aligned} \tag{1}$$

Представленные в (1) $z_B, z_{оп}, z_{нпт}, z_{кд}, z_{км}, z_{и}, z_{ннт}$ обозначают удельные суммарные отчисления от стоимости соответственно вентилятора отопительного прибора, теплообменной поверхности отопительного прибора, насоса промежуточного теплоносителя, конденсатора, компрессора, испарителя и насоса низкогопотенциального теплоносителя.

Математическое описание эксергетических потоков достаточно громоздки, и ввиду ограниченного объёма статьи мы позволим себе привести примеры окончательного вида аналитических зависимостей для некоторых из величин, представленных выше.

Так, например, количество эксергии, которое должно быть подведено потоком промежуточного теплоносителя к теплообменной поверхности отопительного прибора, будет выражаться как сумма эксергии, которой должен обладать поток воздуха, $e_{оп}^B$ и потерь эксергии при передаче теплоты от промежуточного теплоносителя к воздуху $d_{оп}$

$$e_{оп}^{пт} = e_{оп}^B + d_{оп} = Q_{оп} \left(1 - \frac{T_{oc}}{\bar{T}_B^{оп}} \right) + Q_{оп} \left(\frac{T_{oc}}{\bar{T}_B^{оп}} - \frac{T_{oc}}{\bar{T}_{пт}^{оп}} \right) = Q_{оп} \left(1 - \frac{T_{oc}}{\bar{T}_{пт}^{оп}} \right), \tag{2}$$

где $\bar{T}_B^{оп}$ и $\bar{T}_{пт}^{оп}$ – соответственно средние температуры воздуха и промежуточного теплоносителя в отопительном приборе.

В развернутой форме средняя температура промежуточного теплоносителя в отопительном приборе может быть представлена как

$$\bar{T}_{пт}^{оп} = \bar{T}_B^{оп} + \delta T_{оп} = T_{п} + \frac{H_B}{\rho_B^{вент} c_B^{вент} \eta_B \eta_{дв}} + \frac{\Delta T_B}{2} + \delta T_{оп},$$

где H_B – напор воздуха, создаваемый вентилятором отопительного прибора, Н/м²; $\rho_B^{вент}$ – плотность нагреваемого воздуха в вентиляторе отопительного прибора, кг/м³; $c_B^{вент}$ – массовая теплоемкость воздуха в вентиляторе отопительного прибора, кДж/(кг·К); η_B – коэффициент полезного действия вентилятора отопительного прибора; $\eta_{дв}$ – коэффициент полезного действия двигателя вентилятора (с учетом КПД передачи).

Выражение (2) для случая размещения электродвигателя вентилятора отопительного прибора в пределах нагреваемого помещения, можно представить в виде зависимости от приведенной эксергетической производительности «нетто» e_Q

$$e_{\text{оп}}^{\text{пт}} = \frac{e_Q}{\left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{п}}}\right)} \cdot \left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{п}} + \frac{H_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} c_{\text{в}} \eta_{\text{в}} \eta_{\text{дв}}} + \frac{\Delta T_{\text{в}}}{2} + \delta T_{\text{оп}}}\right) \cdot \left[1 - \frac{H_{\text{в}}}{\rho_{\text{в}} c_{\text{в}} \Delta T_{\text{в}} \eta_{\text{в}} \eta_{\text{дв}} + H_{\text{в}}}\right], \quad (3)$$

где $\rho_{\text{в}}$ – плотность нагреваемого воздуха в отопительном приборе, кг/м³; $c_{\text{в}}$ – массовая теплоемкость воздуха в отопительном приборе, кДж/(кг·К).

Выражение (3) представляет собой развернутую форму записи зависимости для $e_{\text{оп}}^{\text{пт}}$.

Удельные суммарные отчисления от стоимости вентилятора отопительного прибора в развернутой форме определяются из выражения

$$z_{\text{в}} = \frac{(\kappa_{\text{нв}} + \kappa_{\text{рв}})}{\tau} \cdot \left(C_{\text{в}}^{\text{б}} + C_{\text{в}}^{\text{уд}} \frac{e_Q \eta_{\text{в}} \eta_{\text{дв}}}{\left(1 - \frac{T_{\text{ос}}}{T_{\text{п}}}\right) (\rho_{\text{в}} c_{\text{в}} \Delta T_{\text{в}} \eta_{\text{в}} \eta_{\text{дв}} + H_{\text{в}})} \right),$$

где $\kappa_{\text{нв}}$ – нормативный коэффициент отчислений от стоимости вентилятора отопительного прибора; $\kappa_{\text{рв}}$ – коэффициент отчислений на реновацию и ремонт от стоимости вентилятора отопительного прибора; $C_{\text{в}}^{\text{б}}$ – базовая стоимость вентилятора отопительного прибора, грн; $C_{\text{в}}^{\text{уд}}$ – удельная стоимость вентилятора отопительного прибора, грн/(м³/ч).

Остальные развернутые функциональные выражения, представленные в (1), построены аналогично [3].

При решении задачи оптимизации стационарных режимов работы ТНУ с учетом сделанных выше допущений и принятых обозначений величина приведенных затрат может быть найдена по формуле

$$PZ = \left[s_{\text{э}} (e_{\text{км}} + e_{\text{нтт}} + e_{\text{пт}} + e_{\text{в}}) + s_{\text{нт}} V_{\text{нт}} + z_{\text{км}} + z_{\text{и}} + z_{\text{нтт}} + z_{\text{кд}} + z_{\text{нтт}} + z_{\text{оп}} + z_{\text{в}} \right] \tau. \quad (4)$$

Анализ работы ТНУ показывает, что затраты электрической энергии на привод двигателей компрессора, насосов и вентиляторов, расход теплоносителя источника низкопотенциальной теплоты и величины теплопередающей поверхности теплообменных аппаратов, производительность компрессора, насосов и вентилятора, определяющие их стоимость, зависят от режима работы установки, а значит, от температурных напоров в теплообменных аппаратах и от изменения температур низкопотенциального теплоносителя и нагреваемых сред. Поэтому выражение (4) является функцией выбранных оптимизирующих переменных.

Термоэкономические расчеты позволяют упростить построение аналитических выражений, описывающих взаимосвязь между целевой функцией и всеми оптимизирующими переменными, и свести задачу оптимизации к определению безусловного экстремума функции приведенных затрат.

Для нахождения экстремума частные производные от функции приведенных затрат (4) по всем оптимизирующим переменным приравниваются нулю.

$$\frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{в}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{оп}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{пт}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{кд}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \Delta T_{\text{нт}}} = 0, \quad \frac{\partial PZ}{\partial \delta T_{\text{и}}} = 0. \quad (5)$$

При решении системы (5) выражения (1) должны быть представлены в виде развернутых аналитических соотношений, математически описывающих энергетические процессы, происходящие в отдельных элементах системы.

Для решения системы уравнений (5) необходимо задать следующие исходные величины: $Q_{\text{т}}$ – теплопроизводительность теплонасосной установки «нетто», т.е. количество теплоты, подводимой к нагреваемому объекту, Дж/с; $T_{\text{п}}$ – комфортная температура в отапливаемом помещении, К; $T_{\text{ос}}$ – температура окружающей среды, К; $T_{\text{нт}}$ – температура источника низкопотенциальной теплоты, К.

Должны быть также известны:

- тип и технические характеристики используемого оборудования: компрессора, конденсатора, испарителя, нагревательного прибора, насосов или вентиляторов для транспортировки теплоносителей и воздуха;
- вид и теплофизические свойства рабочего тела, низкопотенциального и промежуточного теплоносителей;
- тариф на электроэнергию и теплоносители.

Кроме того, в соответствии с принятыми допущениями, должны быть заданы величины $\Delta T_{\text{ж}}$ – переохлаждение жидкого рабочего тела в конденсаторе, К; $\Delta T_{\text{п}}$ – перегрев всасываемого компрессором пара, К.

При решении системы уравнений (5) необходимо задаться приблизительными значениями оптимизирующих параметров для идентификации теплофизических свойств рабочего тела и теплоносителей в выражениях (1). По полученным в результате решения температурам необходимо оценить расхождения в значениях теплофизических свойств и, при необходимости, перезадаваться уточненными значениями и повторить расчет.

Подстановка полученных в развернутой форме выражений (1) в систему уравнений (5) позволяет получить аналитическое решение, которое используется для формулирования необходимых условий минимума функции приведенных затрат.

Работоспособность разработанной термоэкономической модели парокомпрессионной теплонасосной установки проверена на условной моновалентной системе теплоснабжения.

Исходные данные для расчета приняты следующие:

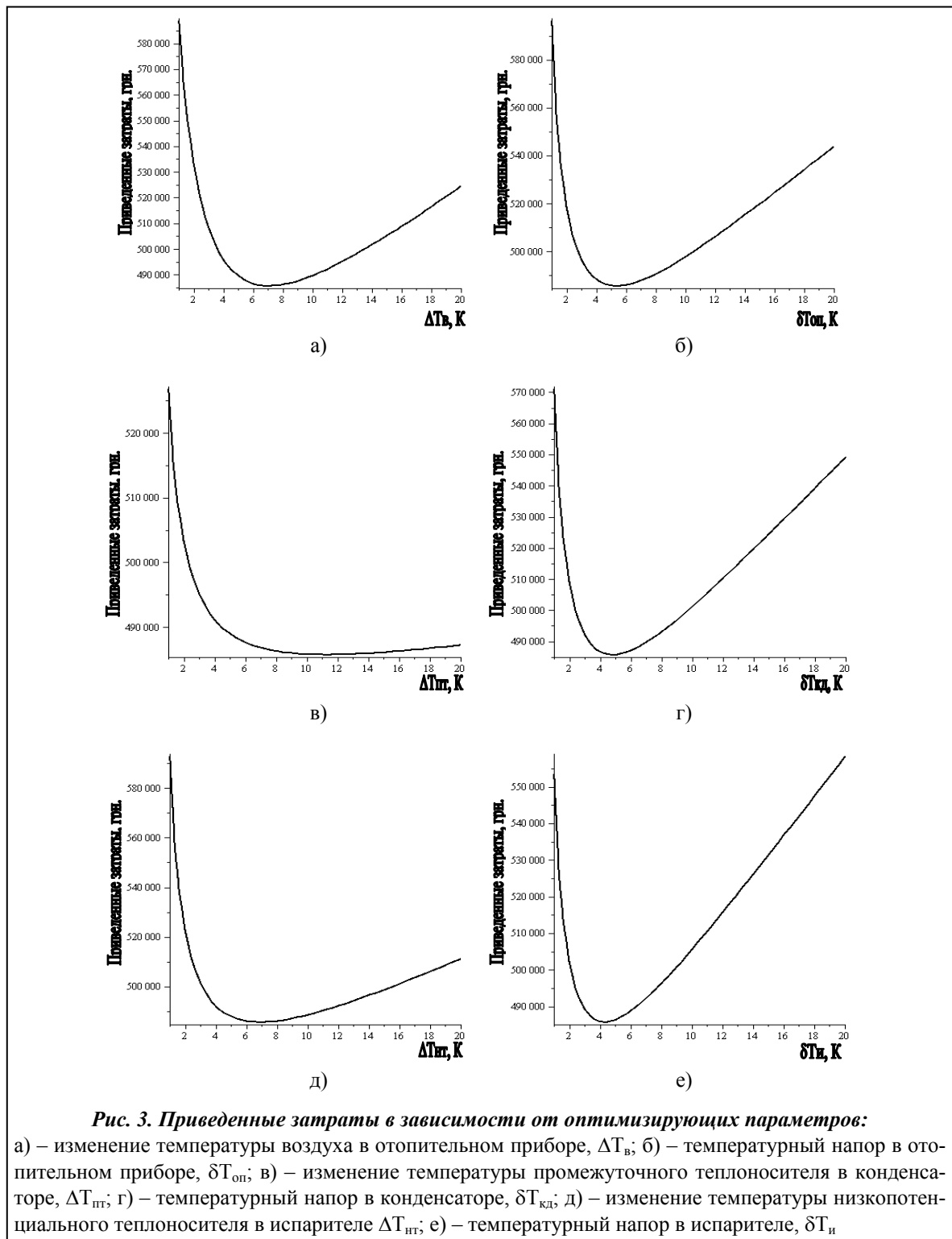
- теплопроизводительность теплонасосной установки «нетто», т. е. количество теплоты, подводимое к нагреваемому объекту, $Q_{\text{т}} = 100$ кВт;
- расчетная температура окружающей среды, $T_{\text{oc}} = -23^{\circ}\text{C}$;
- температура нагреваемого объекта, $T_{\text{п}} = 18^{\circ}\text{C}$;
- температура воды – низкопотенциального теплоносителя, $T_{\text{нт}} = 10^{\circ}\text{C}$;
- величина переохлаждения жидкого рабочего тела (фреона R22) в конденсаторе, $\Delta T_{\text{ж}} = 5$ К;
- величина перегрева всасываемого компрессором пара, $\Delta T_{\text{п}} = 5$ К;
- цена электроэнергии, $s_{\text{э}} = 0,75$ грн/(кВт·ч);
- срок работы установки за отопительный период для Харьковского региона, $\tau = 4560,5$ ч.

На рис. 3 представлены зависимости целевой функции от каждой из оптимизирующих переменных при подстановке в уравнение приведенных затрат найденных оптимальных значений остальных оптимизирующих переменных. На графиках четко прослеживаются минимумы функции приведенных затрат, координаты которых соответствуют по оси ординат минимуму функции приведенных затрат, а по оси абсцисс – оптимальному значению данной оптимизирующей переменной.

Имея однозначное аналитическое решение, можно легко оценить влияние каждого элемента схемы на цену конечного продукта. Для этого необходимо подставить полученные оптимальные значения оптимизирующих переменных в соответствующие выражения (1). Это имеет важное практическое значение, так как дает возможность выделить те элементы схемы теплонасосной установки или статьи расходов, которые оказывают основное влияние на цену получаемой теплоты.

Заключение

Таким образом, одним из достоинств термоэкономического анализа является получение однозначного аналитического решения, на основании которого формулируются необходимые условия оптимизации режимов эксплуатации и обеспечивается получение минимальной величины приведенных затрат. Аналитическое решение системы уравнений (5) пригодно для любой моновалентной парокомпрессионной теплонасосной установки, работающей по рассматриваемой схеме.



Литература

1. *Мацевитый Ю. М.* О рациональном использовании теплонасосных технологий в экономике Украины / Ю. М. Мацевитый, Н. Б. Чиркин, Л. С. Богданович, А. С. Клепанда // Энергосбережение, энергетика, энергоаудит. – 2007. – № 3. – С. 3–11.
2. *Tribus M.* Thermostatics and thermodynamics. – New Jersey, 1961. – 276 s.

3. *Оносковский В. В.* Моделирование и оптимизация холодильных установок. – Л.: Ленинград. технолог. ин-т холодиль. пром-сти, 1990. – 205 с.
4. *Бэр Г. Д.* Техническая термодинамика. – М.: Мир, 1977. – 518 с.
5. *Бродянский В. М.* Эксергетический метод и его приложения / В. М. Бродянский, В. Фратшер, К. Михалек. – М.: Энергоиздат, 1988. – 288 с.
6. *Szargut J.* Koncentracja Egzergii // Zesz. nauk. PSL. – 1964.– 4, № 104. – Р. 13–20.
7. *Андрющенко А. И.* Дифференциальные уравнения энтальпии, эксергии и температуры, применяемые для оптимизации теплоэнергетических установок / А. И. Андрющенко, В. А. Понятов, Ю. М. Хлебалин // Изв. вузов. Энергетика. – 1972. – № 7. – С. 59–66.
8. *Костенко Г. Н.* Влияние параметров окружающей среды на эксергию газообразных рабочих тел / Г. Н. Костенко, В. Р. Никульшин, Т. М. Попова // Изв. вузов. Энергетика. – 1975. – 18, № 2. – С. 52–56.
9. *Мартыновский В.С.* Анализ действительных термодинамических циклов. – М.: Энергия, 1972. – 120 с.
10. *Тсатсаронис Д.* Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы. – Одесса: Студия «Негоциант», 2002. – 152 с.

Поступила в редакцию
18.12.09