

80 с.

З.Зеркальцев В.И. Метод наименьших квадратов, геометрические свойства, альтернативные подходы, приложения. – Новосибирск: Наука, 1995. – 220 с.

*Получено 11.11.2005*

УДК 621.564

В.Г.ШЕРСТЮК

*НПО «Холод», г.Харьков*

## **ПРОИЗВОДСТВО ХОЛОДА И ТЕПЛОТЫ В СХЕМАХ ЭНЕРГЕТИЧЕСКОГО ВЗАИМОДЕЙСТВИЯ ХОЛОДИЛЬНЫХ И ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК**

Анализируется целесообразность внедрения теплонасосных технологий для производства низкопотенциальной теплоты на оборудовании существующих холодильных станций. Приведена схема, которая может дать существенный энергетический эффект.

Возрастающий дефицит энергоресурсов, рост цен на твердое, жидкое и газообразное топливо диктуют необходимость внедрения энергосберегающих технологий, создания новой энергосберегающей техники и вовлечения в топливно-энергетический баланс вторичных энергоресурсов и нетрадиционных природных источников энергии на базе теплонасосных установок (ТНУ). Достаточно подробный обзор современного использования ТНУ представлен в [1].

Известно, что для реализации технологических процессов в химической, пищевой и деревообрабатывающей промышленности, в технологических процессах производства, переработки и хранения сельскохозяйственной продукции требуются значительные количества низкопотенциальной тепловой энергии. В применяемых здесь системах тепло- и хладоснабжения используются, как правило, отдельные схемы получения теплоты и холода в автономных котельных, теплогенераторах, электронагревателях и холодильных машинах соответственно. При этом теплота конденсации рабочего тела холодильных машин нередко рассматривается как отходы, не подлежащие утилизации, а сжигание дефицитного органического топлива происходит в низкоэффективных котельных или индивидуальных топочных агрегатах и сопряжено с загрязнением окружающей среды.

Принимая во внимание, что большинство из указанных потребителей теплоты и холода во многих случаях сами являются источниками низкопотенциального вторичного тепла, а также то обстоятельство, что часто встречается необходимость одновременного производства и применения теплоты и холода, внедрение высокоэффективных и экологически чистых энергоисточников на базе теплонасосных установок

(ТНУ) представляется наиболее актуальным. Выполненные расчетные исследования и анализ богатого мирового опыта внедрения и эксплуатации ТНУ различного функционального назначения, подтверждают целесообразность их применения с целью экономии энергоресурсов, комплексного решения экологических и социальных проблем во многих отраслях экономики.

Существующие системы потребления холода в химической и молочной промышленности, на мясокомбинатах и на предприятиях пивоварения и охлаждения складских помещений и т.д. являются энергоёмкими и зачастую оснащены морально и физически устаревшим оборудованием. Например, в химической промышленности работают холодильные станции, содержащие по шесть турбокомпрессорных агрегатов с электрической мощностью каждого 1500 кВт, на пивоваренных заводах холодильные станции оснащены десятками винтовых или поршневых компрессоров электрической мощностью 20-50 кВт. Большинство холодильных станций сегодня модернизируются и переоснащаются новым современным оборудованием.

Анализ энергопотоков в указанных системах свидетельствует, что существует достаточно обширная область возможного использования ТНУ взамен традиционно используемых здесь теплогенераторов на органическом топливе или электрогенераторов. При этом производство низкопотенциального тепла для систем теплоснабжения может выполняться на освобождающихся мощностях холодильных машин, которые высвобождаются по причине снижения потребности в холоде в результате перестройки основного производства или модернизации системы хладоснабжения. При этом помимо энергосбережения повышается также коэффициент использования дорогостоящего оборудования холодильных машин.

Сегодня в мире [2] специальное оборудование для ТНУ не производится и миллионы успешно эксплуатируемых установок созданы на элементной базе холодильных машин (ХМ) и автономных кондиционеров. Вместе с тем, условия работы основного оборудования холодильных машин и тепловых насосов различны. Основное отличие работы теплонасосного компрессора, например, заключается в том, что температура и давление рабочего тела в конце процесса сжатия выше, чем в холодильных компрессорах и время непрерывной его работы существенно больше. Однако, если речь не идет об оптимальных условиях эксплуатации, то перевод работы ХМ в режим работы ТМ не представляет особых технических трудностей.

Энергетическая эффективность использования альтернативного источника выработки теплоты по сравнению с ее производством, к

примеру, в парогенераторах или котельных может быть оценена показателем  $\psi = K_a / K_{n2}$ , где  $K_a$  – коэффициент преобразования первичной энергии альтернативного источника в теплоту. В общем виде  $K = Q_n / Q_3$ , где  $Q_3$  – затраченная энергия первичного топлива;  $Q_n$  – часть затраченной энергии, превращенной в тепловую и переданную тепловому потребителю.

Например, если в качестве первичной энергии рассматривается органическое топливо при его сжигании в парогенераторе с массовым расходом  $B_m$  и теплотворной способностью топлива  $Q_n^p$ , то  $Q_3 = B_m Q_n^p$ , а  $Q_n = Q_3 \eta_{n2} \eta_{mp}$ . Здесь  $\eta_{n2}$  и  $\eta_{mp}$  – соответственно КПД парогенератора и транспорта теплоты. Отсюда  $K_{n2} = \eta_{n2} \eta_{mp}$ .

В такой интерпретации коэффициент использования первичной энергии при электронагреве оценивается эффективностью преобразования первичной энергии природного топлива в электрическую энергию на электростанции  $\eta_{эс}$ , потерями энергии при транспорте электроэнергии  $\eta_{лэн}$  и внутренним КПД преобразования электрической энергии в тепловую  $\eta_э$  по формуле  $K_{эл} = \eta_{эс} \eta_{лэн} \eta_э$ .

Из выражения для  $\psi$  наглядно следует неэффективность прямого преобразования электрической энергии в тепловую. Приняв  $\eta_{n2} = 0,87$ ;  $\eta_{mp} = 0,95$ ;  $\eta_{эс} = 0,38$ ;  $\eta_{лэн} = 0,95$ ;  $\eta_э = 0,995$ , получим  $\psi = 0,435$ .

Для парокompрессионного теплового насоса с приводом от электродвигателя очевидно, что если  $\beta$  – коэффициент преобразования ТНУ, равный отношению генерированной теплопроизводительности к затраченной электрической энергии, то  $K_{тн} = \beta \eta_{эс} \eta_{лэн}$ , и энергетическая целесообразность внедрения ТН как альтернативы традиционным теплогенераторам будет обеспечена при  $\psi > 1$ , откуда следует, что действительная величина  $\beta$  теплового насоса должна быть  $\beta > 2,29$ .

Для ориентировочного определения величины  $\beta$  в зависимости от температур конденсации  $T_k$  и испарения  $T_0$  можно принять формулу, полученную на основе испытаний поршневых холодильных компрессоров, работающих с легкокипящими жидкостями [3]:

$$\beta = 0,74 \cdot \frac{T_0}{T_k - T_0} - \left( 0,0032T_0 + 0,765 \frac{T_0}{T_k} \right) + 0,9.$$

Представив эту зависимость графически, линиями минимально допустимой величины  $\beta=2,29$  и изотермы  $t_k=50^\circ\text{C}$  (уровень температур пригодный для системы горячего водоснабжения или системы воздушного отопления помещений с применением теплообменных аппаратов типа Fan-coil), определяется зона параметров конкурентоспособной замены теплогенераторов на органическом топливе тепловыми насосами (рис.1). Более высокая температура испарения  $T_0$  или температура источника низкопотенциальной теплоты  $T_{инт}$  и меньшая разность температур  $T_k - T_0$  благоприятствуют конкурентоспособности систем на базе ТНУ.

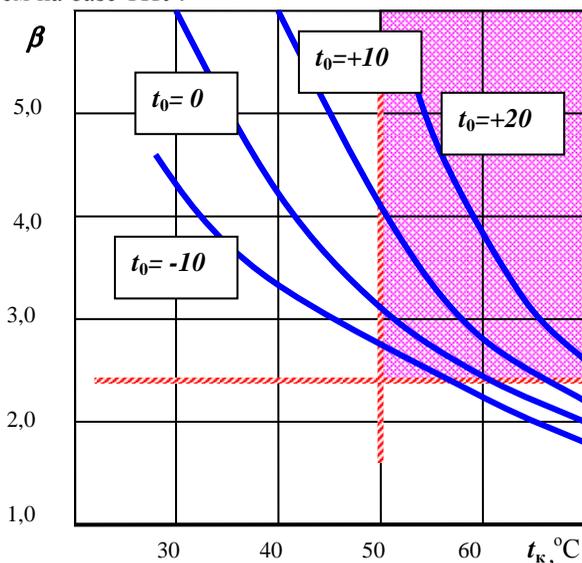


Рис. 1 – К определению зоны рабочих температур целесообразного использования ТН

Следует подчеркнуть, что предварительная оценка зоны энергетической конкурентоспособности ТНУ является важной при проектировании систем теплоснабжения различного назначения и позволяет избежать ошибки при определении целесообразности внедрения теплонасосной технологии получения теплоты взамен традиционной.

С экономической точки зрения применение теплонасосной техни-

ки оправдывается, если стоимость сэкономленной энергии (топлива) превышает увеличение неэнергетической части приведенных годовых затрат (капитальных затрат, затрат на обслуживание и ремонт) [4]. Для электроприводных тепловых насосов это возможно, если

$$\frac{\xi_{эл}}{\xi_{тн}} \cdot \frac{K_a}{\beta} < 1,$$

где  $\xi_{эл}$  и  $\xi_{тн}$  – соответственно стоимость электроэнергии и заменяемого топлива в пересчёте на его теплотворную способность, грн./кВт·ч.

Выполнение этого условия в большой степени определяется соотношением тарифов на электроэнергию и топливо  $\xi_{эл}/\xi_{тн}$ . Расчеты показывают, что при  $\xi_{эл}/\xi_{тн} < 2,5$  срок окупаемости ТН техники составляет 2-3 года. В «стране тепловых насосов» Швеции отношение  $\xi_{эл}/\xi_{тн}$  составляет 1,3, в Германии – 2,2. В странах бывшего СНГ это отношение было на уровне 10, что являлось одной из причин невыгодности широкого применения электроприводных ТН, несмотря на значительную экономию первичной энергии. Следует ожидать, что переход Украины на мировые цены по расчету за энергоресурсы будет благоприятствовать действительному внедрению энергосберегающих технологий в целом и теплонасосных технологий производства теплоты, в частности.

Во многих областях возможность использования тепла от конденсаторов работающих холодильных машин успешно реализуется с различной степенью эффективности в зависимости от приоритета применения теплоты или холода. С энергоэкономической точки зрения наиболее эффективны системы комбинированной выработки холода и теплоты в случае одновременного их потребления.

Энергетический показатель эффективности одновременной выработки теплоты  $Q_m$  и холода  $Q_x$  на одном и том же оборудовании представляет отношение полезно используемых количеств теплоты и холода установкой ХМ-ТН к потребляемой электрической энергии на привод компрессоров, водяных насосов, воздушных вентиляторов  $\zeta = (Q_m + Q_x) / \sum N_{эл}$ . Расчеты показывают, что в оптимальном режиме работы установки ХМ-ТН при  $t_0 = -10^\circ\text{C}$  и  $t_k = 40-50^\circ\text{C}$  показатель  $\zeta$  достигает величины 5,5 более, чем в два раза превышая низший предел целесообразного использования ТН.

В специальной литературе предлагается большое количество ва-

риантов компоновки оборудования тепло- и холодосистем [5]. При выборе схемных вариантов выполняется анализ потребления и производства теплоты и холода в суточном и годовом режимах. Установочная мощность машин принимается обычно по требуемой холодильной нагрузке, а количество требуемой теплоты балансируется установкой доводчиков или аккумуляторов, введением рециркуляции или внутренней утилизации энергопотоков.

Благодаря применению аккумулятора можно также снизить мощность теплового насоса (холодильной машины) в период кратковременной пиковой нагрузки.

В технологических процессах предприятий химической и пищевой промышленности, на мясокомбинатах и на объектах коммунального хозяйства, на крупных молочных фермах и т.д. часто требуется вода двух температурных уровней. В тех случаях, когда требуется значительное количество тепла при сравнительно низких температурах (35-40 °С) весьма эффективно совместное получение холода и тепла на аммиачных холодильных машинах с дожимающим термокомпрессором, который является основным элементом теплонасосной установки (рис.2).

Установка может работать как обыкновенная холодильная машина, не производя тепла. В этом случае термокомпрессор не работает (вентиль 12 закрыт) и аммиак совершает обычный холодильный цикл. При необходимости комбинированного производства холода и теплоты включается термокомпрессор (вентиль 12 открывается и вентиль 11 закрывается). Вода подогревается в конденсаторе ХМ, в охладителе аммиака после сжатия в основных компрессорах, затем в охладителе перегрева пара и конденсаторе термокомпрессора. Охлаждение аммиака после основных компрессоров позволит избежать высоких температур после термокомпрессора и получить удовлетворительные значения коэффициента подачи. Совместное производство холода при температуре -10 °С и теплой воды с температурой до 40 °С по данной схеме позволит получить  $\beta$  теплового насоса больше 4,64; при этом давление паров аммиака после термокомпрессора приблизительно 15-16 бар.

По указанной схеме в принципе возможно получить и более высокие температуры воды, например, используя двухступенчатый термокомпрессор, однако это связано с повышением давления паров аммиака до 30-38 бар и потребует специального оборудования. Небольшое количество горячей воды можно получить в аммиачном пароохладителе, но надо помнить, что эта доля теплоты составляет 15-20% от холодопроизводительности. Следует отметить, что использование теплоты перегрева пара у аммиачных компрессоров дает больший эффект,

чем у фреоновых вследствие более высокой температуры (до 100 °С и выше) перегретого аммиака в конце сжатия.

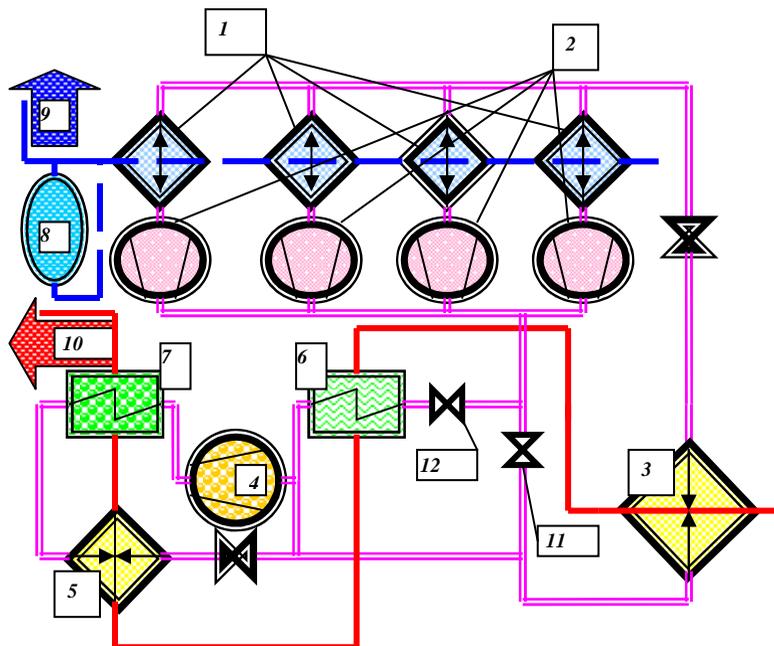


Рис. 2 – Предлагаемая схема установки совместного получения холода и теплоты с термокомпрессором:

- 1 – испаритель ХМ; 2 – холодильный компрессор; 3 – конденсатор ХМ;
- 4 – термокомпрессор; 5 – конденсатор ТН; 6 – охладитель аммиака промежуточный;
- 7 – охладитель перегрева паров аммиака; 8 – аккумулятор холода; 9 – к потребителю холода; 10 – теплая вода; 11, 12 – вентили.

Очевидно, что далеко не всегда на существующих холодильных машинах, даже при установке термокомпрессора, может быть полностью удовлетворена потребность в низкопотенциальной теплоте. Однако при правильно организованной совместной работе ХМ и ТН может быть получена довольно значительная экономия топлива.

Разработка систем тепло- и хладоснабжения по схеме перевода работы ХМ в режим ТН является эффективным способом энергосбережения и охраны окружающей среды. Объединение в единые комплексы ХМ и ТН позволяет создать безотходные технологии в системах потребления теплоты на разных температурных уровнях.

Однако соблазнительный вывод об абсолютной целесообразности замены традиционных способов получения тепла путем внедрения теплонасосных технологий неверен. Только на основе тщательного технико-экономического анализа, учитывающего большое количество факторов может быть определена целесообразность такой замены в каждом конкретном случае.

1.Товажнянский Л.Л., Капустенко П.А., Хавин Г.Л., Арсеньева О.П. Тепловые насосы в системах теплоснабжения // Интеграція технологій та ресурсозбереження. – 2005. – №4. – С.3-10.

2.Петин А.Ю. Тепловые насосы в теплоснабжении // Новости теплоснабжения. – 2001. – №11. – С.42-49.

3.Проценко И.П., Радченко В.А. Коэффициент преобразования парокompрессионных тепловых насосов // Теплоэнергетика. – 1988. – №8. – С.51-53.

4.Калнинь И.М. Техника низких температур на службе энергетики // Холодильная техника. – 1995. – №1. – С.26-29.

5.Мартьяновский В.С. Тепловые насосы. – М.-Л.: Госэнергоиздат, 1955. – 191 с.

*Получено 28.12.2005*

УДК 628.511

В.Ф.ГУБАРЬ, д-р техн. наук, М.В.ВЕРЕМЕЕНКО

*Донбасская национальная академия строительства и архитектуры. г.Макеевка*

### **ДВИЖЕНИЕ ПЫЛИ В ЦИКЛОНАХ С УЧЕТОМ ВЛИЯНИЯ ИНЕРЦИОННЫХ ЭФФЕКТОВ ОТНОСИТЕЛЬНОГО ДВИЖЕНИЯ ЧАСТИЦ**

Приводится решение уравнения движения частицы в циклоне с учетом инерционных эффектов относительного движения частиц. Уравнение составлено в неподвижных цилиндрических координатах с учетом сил инерции, сопротивления и внешней силы для нисходящего потока, обусловленной радиальным стоком.

Циклоны являются наиболее характерными представителями сухих инерционных пылеуловителей, которые, как правило, имеют простую конструкцию, обладают большой пропускной способностью и несложные в эксплуатации. Ввиду этих преимуществ циклоны получили широкое распространение.

В настоящее время при определении эффективности циклонов принимается, что сила лобового сопротивления определяется законом Стокса. Закон Стокса для технических расчетов применяется до значения критерия Рейнольдса менее 5, в действительности при очистке потока от пыли в циклонах  $Re$  достигает 40.

С 90-х годов прошлого столетия интенсивно ведутся работы по повышению эффективности улавливания циклонами пылевидных частиц средней дисперсности (10-30 мкм), поскольку применение в этом