

*Л. А. Огуречников*

Институт теплофизики им. С. С. Кутателадзе СО РАН  
пр-т ак. Лаврентьева, г. Новосибирск, 1630090, Россия  
Тел.: (383) 330-60-40; факс: (383) 330-84-80  
E-mail: ola@itp.nsc.ru



Огуречников  
Лев Александрович

**Сведения об авторе:** доктор техн. наук (2000 г.), ведущий научный сотрудник Института теплофизики им. С. С. Кутателадзе Сибирского отделения РАН.

**Образование:** Ивановский энергетический институт (1960 г.), Московский энергетический институт, факультет усовершенствования дипломированных инженеров (1964 г.); 1969–1972 гг. — очная аспирантура Сибирского энергетического института СО АН СССР (г. Иркутск)

**Профессиональный опыт:** 1960–1964 гг. — дежурный инженер, мастер по ремонту оборудования котельного цеха ТЭЦ Сегежского целлюлозно-бумажного комбината (г. Сегежа, Карельская АССР); 1964–1969 гг. — старший инженер, руководитель группы электрических сетей и подстанций РЭУ «Новосибирскэнерго» (г. Новосибирск); с 1974 г. по настоящее время — старший инженер, м. н. с., старший науч. сотрудник, ведущий науч. сотрудник Института теплофизики СО РАН (г. Новосибирск).

**Основной круг научных интересов:** математическое моделирование энергосберегающих технологий, оптимизационные термодинамические, технико-экономические и системные исследования.

**Публикации:** 62 работы, в том числе 40 в соавторстве.

The main consumption tendencies for geothermal heat with low potential ( $T_1 < 130\text{ }^\circ\text{C}$ ) are as follows: heat supply, electricity production and refrigerating. Full-scale investigations performed in Russia in Kamchatka (Paratunka village) provided development of reliable and efficient power-saving technologies with low-boiling actuating fluids. This was the basis for development of mathematical models for the choice of optimal parameters and determination of technical-economical efficiency of low-temperature power-saving systems for electricity and heat supply.

### Введение

Идея применения неводяных паров в качестве рабочих тел теплосиловых установок для выработки электроэнергии была впервые в мире реализована в России в 1967 г. на Паратунской опытно-промышленной геотермальной электростанции [1]. Успешные работы по использованию низкокипящих веществ для выработки электроэнергии расширили область эффективного преобразования тепловой энергии ( $70\text{--}130\text{ }^\circ\text{C}$ ) в электрическую и позволили повысить глубину использования теплоты энергоресурсов. Однако это направление в бывшем Советском Союзе не получило дальнейшего развития в силу разных причин, основной из которых была весьма низкая стоимость первичных топливно-энергетичес-

ких ресурсов, и низкотемпературные экологически чистые энергосберегающие технологии не нашли промышленного применения. Развитие низкотемпературных двухконтурных геотермальных установок для выработки электроэнергии в зарубежных странах (Филиппины, Индонезия, Новая Зеландия, Исландия, США, Япония и др.) осуществляется в промышленном масштабе.

Проведение высокотемпературных процессов в технических устройствах сопровождается недоиспользованием энергетического потенциала органического топлива. Эта задача особенно актуальна при использовании первичных энергоресурсов для низкотемпературных процессов в локальных системах отопления и горячего водоснабжения. Технические решения позволяют эффективно преобразовывать теплоту геотермаль-

Статья поступила в редакцию 04.11.2005. The article has entered in publishing office 04.11.2005.

ных источников ( $<40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ) в энергию высокого потенциала и расширить возможности получения горячей воды. Создание насосных станций теплоснабжения — это один из возможных и перспективных путей замещения органического топлива геотермальными энергоресурсами. Работы по комплексному использованию геотермальных теплоносителей в России относятся к 1965–1971 гг., когда на Камчатке была создана система геотермального теплоснабжения жилой зоны Средне-Паратунского теплично-парникового комбината [2]. В настоящее время очевидно, что замещение органического топлива геотермальными энергоресурсами в любых экономически оправданных направлениях неизбежно.

### Выработка электроэнергии

**Структура математической модели.** Выявление технической возможности и экономической целесообразности выработки электрической энергии в геотермальных системах оценивалось по математической модели, в основу которой положены натурные результаты «Паратунских экспериментов», позволившие утверждать, что создана работоспособная и надежная энергосберегающая технология. Математическая модель хладоновой энергетической установки представляет собой формализованное описание количественных и логических взаимосвязей между термодинамическими, расходными и конструктивно-компоновочными параметрами, технологическими, материальными и энергетическими характеристиками оборудования, системой ограничений и критерием эффективности. Модель алгоритма представляет собой блок-схему алгоритма расчета, состоящую из ряда автономных блоков. Блок 1 управления и оптимизации содержит необходимую исходную информацию по размещению установки, условиям ее работы, диапазону изменения параметров и параметров, характеризующих серию рассматриваемых вариантов, а также алгоритм оптимизации. От первого блока осуществляется переход к расчету технологической схемы установки. Блок 2 состоит из трех частей. Первая часть предназначена для описания процессов, определяющих параметры рабочих тел, используемых в установке, во второй описываются процессы преобразования и передачи тепловой энергии в отдельных элементах установки, включая хладоновый турбогенератор и теплообменные аппараты, при этом учитываются все основные физические процессы, связанные с использованием низкокипящих веществ. Третья часть моделирует реальную технологическую схему всей энергоустановки. В качестве основного методического положения при математическом моделировании технологической схемы хладоновой энергетической установки принято условие постоянной электрической мощности, снимаемой с шин электрогенератора. Таким образом, формируются исходные данные, необходимые для определения конструктивно-компоновочных характеристик оборудования. В пределах теплоэнергетического

оборудования установки определяются потери напора по трактам движения энергоносителей. Определяются мощности насосных групп и расход электроэнергии на собственные нужды. В блоке 4 вычисляются технико-экономические показатели оборудования и установки в целом. В блок памяти 5 записываются значения параметров и характеристик установки, вычисленные в предыдущих блоках, с целью их использования в дальнейших расчетах или устройствах вывода на печать. При этом осуществляется прямая и обратная связь между блоками, что позволяет блоку управления и оптимизации вызывать из блока памяти необходимые значения величин и сведения о выполнении следующей операции, проводить проверку логических условий и засылать полученный результат в блок 5, управляя ходом вычислительного процесса в соответствии с алгоритмом расчета.

**Эффективность выработки электроэнергии.** Для вновь создаваемых энергетических установок необходимо, прежде всего, обеспечить работоспособность инженерного варианта технологической схемы, реализующей термодинамический цикл. В двухконтурных низкотемпературных энергетических установках начальное давление  $P_0$  и температура  $T_0$  хладонового пара перед турбиной и конечное давление процесса расширения  $P_k$  определяют термодинамическую и технико-экономическую эффективность (табл. 1). Рассматривается цикл Ренкина с хладоном R21 (потенциал истощения озонового слоя Земли ODP = 0,04).

Влияние начального давления хладоном рассматривается при фиксированных  $T_0 = T_1 = 115\text{ }^{\circ}\text{C}$  и  $P_k = 0,18\text{ МПа}$ . Из представленных в табл. 1 результатов заслуживает внимание следующее:

- 1) монотонное снижение начальной энтальпии  $i_0$ , что вызывает уменьшение подводимого в цикле тепла  $q_1$ . При этом имеет место, хотя и незначительное, но закономерное повышение энтальпии (энтропии) хладоном за питательным насосом. Эти факторы приводят к росту среднетермодинамической температуры подвода тепла. Наблюдается увеличение внутреннего КПД цикла;
- 2) увеличение работы расширения  $l_{\text{расш}}$  и работы сжатия хладоном в питательном насосе  $l_{\text{сж}}$ . В результате работа, затраченная на создание дополнительного напора, уменьшает конечный эффект — полезную работу цикла;
- 3) существование двух характерных областей, в которых может находиться конечная точка процесса расширения: область сухого насыщенного и перегретого пара и область влажного пара (двухфазная область).

Анализ результатов, представленных в табл. 2, показывает, что повышение температуры первичного теплоносителя позволяет уменьшить величину потерь от влажности хладонового пара в конце процесса расширения, иметь более высокое начальное давление в цикле и более высокий внутренний КПД цикла.

Таблица 1

**Влияние начального давления  $P_0$  на эффективность термодинамического цикла**

Давление $P_0$ , МПа	0,853	0,957	1,25	1,53	1,62	1,68
Энтальпия $i_0$ , кДж/кг	806	804	800	795	793	791,7
Энтропия $s_0$ , кДж/кг·гр.	1,892	1,880	1,849	1,824	1,815	1,809
Энтальпия хладона за питательным насосом $i$ , кДж/кг	523,1	523,2	523,5	523,7	523,8	523,9
Тепло, подведенное в цикл $q_1$ , кДж/кг	282,9	280,8	276,5	271,3	269,2	267,8
Работа расширения $l_{расш.}$ , кДж/кг	32,7	34,6	38,4	40,6	41,0	40,9
Работа сжатия, $l_{сж.}$ , кДж/кг	0,7	1,0	1,1	1,4	1,5	1,6
Работа цикла $l_{ц.}$ , кДж/кг	32,0	33,6	37,3	39,2	39,5	39,3
Внутренний КПД цикла $\eta_b$ , %	911,3	11,95	13,5	14,45	14,75	14,7
Влажность пара, %	—	—	—	2,7	3,6	4,4

Таблица 2

**Влияние температуры первичного теплоносителя  $T_1$  на начальное давление  $P_0$  термодинамического цикла**

Показатели	$T_1 = 140 \text{ }^\circ\text{C}$			$T_1 = 90 \text{ }^\circ\text{C}$		
Давление $P_0$ , МПа	1,25	1,62	2,57	0,671	0,853	0,970
Энтальпия $i_0$ , кДж/кг	820,1	815,2	798,3	790,0	786,7	784,4
Энтропия $s_0$ , кДж/кг·гр	1,900	1,870	1,801	1,867	1,841	1,826
Энтальпия хладона за питательным насосом $i$ , кДж/кг	523,5	523,9	524,8	522,9	523,1	523,2
Тепло, подведенное в цикл, $q_1$ , кДж/кг	296,6	291,3	273,5	267,0	263,6	261,2
Работа расширения, $l_{расш.}$ , кДж/кг	42,1	46,1	47,5	26,0	29,7	29,1
Работа сжатия, $l_{сж.}$ , кДж/кг	1,1	1,5	2,5	0,5	0,7	0,8
Работа цикла $l_{ц.}$ , кДж/кг	41,0	44,6	45,0	25,5	29,0	28,3
Внутренний КПД, %	13,8	15,3	16,3	9,5	11,0	10,8
Влажность пара, %	—	—	3,5	—	—	20,0

Влияние перегрева на термодинамическую эффективность цикла можно проследить по результатам исследований, представленных в табл. 3. Видно, что повышение начальной температуры хладонового пара в цикле приводит к увеличению внутреннего КПД цикла. Полученный результат хорошо согласуется с общей теорией циклов, в соответствии с которой с ростом начальной температуры цикла увеличивается среднетермодинамическая температура подвода потока тепла в реальном цикле. При изменении температуры начального перегрева хладона из состояния сухого насыщенного пара на 25 % (до температуры первичного теплоносителя) количество тепла, подведенное в цикл, повысилось на 8 %, а работа расширения увеличилась на 12 %. При этом термический КПД цикла возрос на 0,5 %.

Как следует из табл. 3, с повышением температуры перегрева процесс расширения смещается вправо, сначала с уменьшением конечной влажности хладонового пара, а затем с увеличением перегрева отработанного пара и ростом потерь работоспособности хладона от перегрева. Исследованный диапазон изменения температуры перегрева хладонового пара от температуры сухого насыщенного пара до температуры горячего источника показывает, что перегрев хладона R21 в низкотемпературных энергетических

Таблица 3

**Влияние температуры перегрева хладонового пара на термодинамическую эффективность ( $P_0 = 1,07$  МПа,  $P_k = 0,18$  МПа)**

Температура пара, $T_0$ , $^\circ\text{C}$	90	97	108	115
Работа расширения, $l_{расш.}$ , кДж/кг	32,2	33,5	35,4	36,2
Тепло, подведенное в цикл, $q_1$ , кДж/кг	268	275	284	290
Термический КПД цикла Карно, %	22,0	23,5	25,7	27,0
Внутренний КПД цикла Ренкина, %	12,0	12,2	12,45	12,48
Степень сухости пара в конце процесса расширения	0,99	1,01	1,04	1,06

установках является термодинамически оправданным. Однако по мере приближения к начальной температуре горячего источника увеличение внутреннего КПД цикла замедляется. При этом наиболее эффективное повышение температуры перегрева в пределах  $\Delta T = 12 \text{ }^\circ\text{C}$ .

**Оптимизационный выбор параметров.** Результаты выполненной по методу Гаусса – Зейделя технико-экономической оптимизации выбора параметров бинарной электростанции с R21 мощностью 1500 кВт, работающей на водном

греющем теплоносителе с температурой 115 °С при температуре охлаждающей воды 5 °С, характерной для Камчатского региона в течение всего года (5–7 °С), представлены в табл. 4 для исходного А и оптимального Б вариантов. Оптимальный вариант обеспечивает минимум затрат на создание и функционирование электростанции с низкокипящим рабочим телом. Специфическая особенность хладагона — относительно высокая плотность — ограничивает начальное давление в связи с увеличением расхода электроэнергии на привод хладонового питательного насоса, появлением дополнительных затрат в замещаемую мощность для приведения сравнимых вариантов в процессе оптимизации к одинаковому энергетическому эффекту и окончанием процесса расширения хладонового пара в перегретой области.

Таблица 4

**Оптимальные параметры хладоновой энергетической установки мощностью 1500 кВт, работающей по циклу Ренкина**

Параметр	А	Б
Начальное давление хладонового пара перед турбиной $P_0$ , МПа	1,25	1,0
Начальная температура пара перед турбиной $T_0$ , °С	110	109
Конечное давление процесса расширения $P_k$ , МПа	0,18	0,14
Скорость охлаждающей воды в трубках конденсатора $W_{\text{конд}}$ , м/с	1,5	1,73
Скорость первичного теплоносителя в зоне кипения $W_{\text{кип}}$ , м/с	2,0	1,85
Скорость хладагона в подогревателе $W_{\text{под}}$ , м/с	0,1	0,8

Оптимизационные исследования по выбору параметров бинарной электростанции были выполнены при исходной информации в виде детерминированных зависимостей и исходных данных. В действительности используемая при решении задачи исходная информация имеет в определенной мере случайный характер, особенно для расчетов, относящихся на перспективу. В этой связи неопределенность исходных данных требует обоснованности полученных решений.

Анализ информации, необходимой для решения оптимизационной задачи, показывает, что наибольшей погрешностью в смысле достоверности обладают технико-экономические исходные данные. В связи с отсутствием закономерностей в изменении исходных технико-экономических данных на перспективу принято целесообразным считать удельные капитальные затраты случайными величинами, заданными в определенном диапазоне их изменения. Выполненные оптимизационные исследования для пессимистического варианта показали, что удорожание на 20 % металла теплообменных поверхностей изменило оптимальные скорости первичного теплоносителя в зоне кипения ( $W_{\text{кип}} = 1,9$  м/с) и охлажда-

ющей воды в конденсаторе ( $W_{\text{конд}} = 1,8$  м/с). Другие оптимизируемые параметры установки оказались устойчивыми к этим изменениям. В определенном оптимальном диапазоне параметров варианты бинарной электростанции будут равноэффективными.

Оценка экономической эффективности использования геотермальных энергоносителей для выработки электроэнергии на низкокипящих рабочих телах выполнена для условий Камчатского региона России. На рис. 1 представлена динамика изменения чистого дисконтированного дохода (ЧДД) за срок службы бинарной электростанции, включая период строительства. При принятых исходных данных все основные критерии дисконтированной системы оценки экономической эффективности создания геотермальной бинарной электростанции — чистый дисконтированный доход, индекс доходности, внутренняя норма доходности и т. д. — являются достаточными для принятия решения об инвестировании средств в проект.

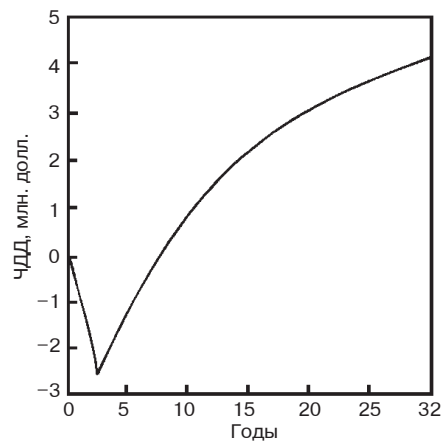


Рис. 1. Чистый дисконтированный доход инвестиционного проекта бинарной электростанции в Камчатском регионе России

**Выработка тепла**

**Эффективность парокompрессионных тепловых насосов.** Критерием эффективности термодинамического цикла, реализованного в технологической схеме, принят коэффициент преобразования энергии:

$$\varphi = (Q_{\text{от}} + Q_{\text{ГВС}}) / L_{\text{сж}} = 1 + Q_{\text{ГИТ}} / L_{\text{сж}}, \quad (1)$$

где  $Q_{\text{от}}$ ,  $Q_{\text{ГВС}}$  — количество теплоты, отведенной в систему отопления и горячего водоснабжения, соответственно;  $L_{\text{сж}}$  — работа сжатия компрессора;  $Q_{\text{ГИТ}}$  — количество теплоты, подведенной от геотермального источника к испарителю теплонасосной установки (ТНУ).

Оценка экономической целесообразности инвестиционных проектов выполнена по ЧДД:

$$\text{ЧДД} = \sum (R_t - 3_t^+) \alpha_t - K, \quad (2)$$

где  $R_t$  — результат от реализации произведенной объектом продукции;  $3_t^+$  — затраты без приведенных капиталовложений;  $\alpha_t$  — коэффициент дис-



контрирования;  $K$  — дисконтированные капиталовложения.

На рис. 2 представлены зависимости коэффициента преобразования энергии  $\phi$  в тепловом насосе в зависимости от перепада температур  $\Delta t$  между процессами испарения и конденсации рабочего тела в теплосиловом контуре ТНУ. Уменьшение перепада температур между изотермами (изобарами) цикла Ренкина вызывает сокращение работы сжатия, повышение количества теплоты, подведенной от геотермального источника, и возрастание коэффициента преобразования энергии. Соотношение коэффициентов преобразования в режимах отопления с горячим водоснабжением получено исходя из потенциальных возможностей цикла. Это соотношение может уменьшаться до 8–10 % в зависимости от конкретных условий работы теплонасосных установок. Представленные зависимости свидетельствуют, что специфика термодинамических свойств низкокипящих рабочих тел оказывает влияние на эффективность процесса преобразо-

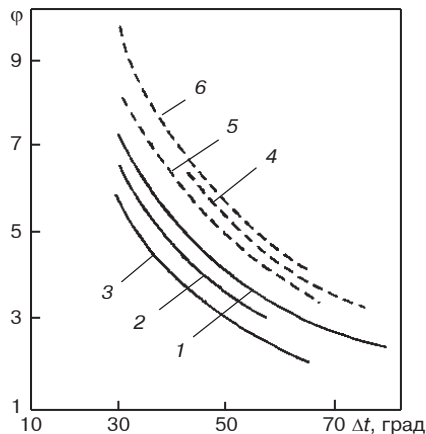


Рис. 2. Влияние перепада температур в цикле на его эффективность для различных рабочих тел: 1–3 — режим отопления; 4–6 — режим отопления и горячего водоснабжения в отопительный период (1, 4 — R134a (R12); 2, 5 — R21; 3, 6 — R142b)

вания энергии в теплосиловом контуре ТНУ. Хладагент R134a (заменитель R12) позволяет вести процесс конденсации на максимальном уровне температур  $\leq 65$ – $70$  °С. Применение этого хладагента позволяет использовать в качестве греющей среды теплоносители низкопотенциальных источников (например, грунтовых вод с температурой 6–9 °С) и создать систему хладоснабжения со стабильным уровнем низких (положительных по шкале Цельсия) температур в холодильной камере. Появляется возможность реализовать термодинамический цикл ТНУ с многоцелевым назначением: источника отопления, горячего водоснабжения и холодоснабжения. Для хладагента R21 характерна меньшая степень сжатия при фиксированном для рассмотренных низкокипящих веществ перепаде температур  $\Delta t$ , как внутренней функции процессов, и возможность увеличения давления паров. Это позволяет в системах отопления осуществлять режим теплоснабжения по-

требителей с температурой прямой сетевой воды 95–120 °С. Анализ изменения объемного термодинамического потенциала позволяет оценить способность низкокипящих рабочих тел эффективно переносить энергию (рис. 3). При постоянном перепаде температур между процессами конденсации и испарения имеет место повышение объемной плотности энергии низкокипящих рабочих тел с ростом температуры подвода теплоты в цикле от низкопотенциального источника. В рассмотренной совокупности хладагентов, перспективных к применению в парокомпрессионных ТНУ, наиболее предпочтительны R22 (ODP = 0,05) и R134a. Хладагент R142b, несмотря на меньший ко-

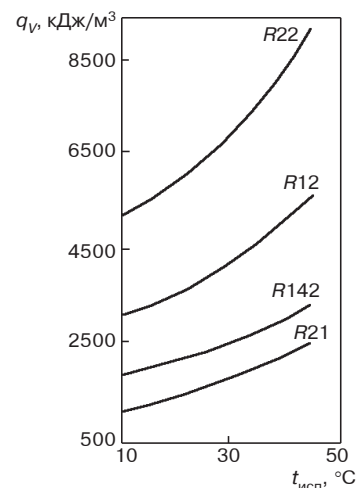


Рис. 3. Зависимость объемной теплопроизводительности хладагентов  $q_v$  от температуры испарения  $t_{исп}$  хладагента в цикле

эффициент преобразования энергии, обладает большей объемной энергией по сравнению с R21. Использование R142b (ODP = 0,065) в тепловых насосах дает возможность реализовать в парокомпрессионных ТНУ термодинамический цикл с верхней температурой отвода теплоты на уровне 90 °С, что благоприятно для климатических условий России, большинство территории которой находится в умеренной и холодной климатической зонах. Это позволяет снабжать потребителей качественной тепловой энергией в соответствии с нормативным графиком подачи сетевой воды 95/70 °С, в зависимости от температуры наружного воздуха.

В последние годы за рубежом и в нашей стране рассматривается возврат к использованию углекислого газа (R744) в качестве экологически безопасного рабочего тела холодильных машин [3, 4]. Относительно низкий удельный объем сжимаемого газа вызывает повышение удельной объемной теплопроизводительности  $q_v$  и сокращение объемного расхода  $CO_2$ . При оценке сравнительной эффективности термодинамических циклов с диоксидом углерода (R744) и озонобезопасным фреоном — R134a и R142b (ODP = 0,065) температура  $CO_2$  на выходе из газоохладителя принималась с учетом возможной температуры обратной сетевой воды системы отопления в зависимости от температуры наружного воздуха с сохранением существующих отопи-

тельных систем жилых зданий, производственных помещений. Максимальное давление в цикле теплового насоса на двуокиси углерода при температуре на входе в газоохладитель 70 °С находится на уровне 10 МПа, что в ~6 раз выше, чем в тепловых насосах на фреонах. Это вызовет увеличение металлоемкости и капиталоемкости оборудования, предъявит повышенные требования к герметичности теплосилового контура на закритических параметрах диоксида углерода. Полученные результаты показывают нецелесообразность использования тепловых насосов на двуокиси углерода в системах отопления в связи с их низкой энергетической эффективностью, потерей свойств энергосберегающих технологий (табл. 5).

Таблица 5

**Эффективность транскритического цикла парокompрессионного теплового насоса на двуокиси углерода**

Давление газа за компрессором, МПа	Температура газа, °С		φ
	за компрессором	за газоохладителем	
9,22	65	53	1,27
8,73	60	48	1,45
10,0	70	40	4,60
10,0	70	50	2,30
10,0	70	55	1,62

**Системные исследования.** Коэффициент преобразования энергии φ характеризует теплонасосную установку с точки зрения количества теплоты высокого потенциала, полученного на единицу работы сжатия паров в компрессоре с затратой электроэнергии. Это два разных и неравнозначных вида энергии. С позиций системного подхода парокompрессионные теплонасосные установки используются в топливно-энергетическом комплексе страны, а это определяет критерий в оценке энергосберегающей технологии, которым является расход топлива.

В системах теплоснабжения при широко распространенных традиционных источниках тепловой энергии для отопления и горячего водоснабжения от котельных установок и теплоэлектроцентралей (ТЭЦ) расход электроэнергии для привода компрессора ТНУ при выработке тепловой энергии следует рассматривать как замыкающий вид электропотребления. В качестве замыкающих электрогенерирующих источников приняты конденсационные электростанции (КЭС). Анализ зависимости удельного расхода топлива на выработку электроэнергии КЭС от мощности энергоблока по России позволил определить усредненный расход условного топлива на единицу теплоты (выработанной парокompрессионной ТНУ с приводом компрессора от электродвигателя) как функцию коэффициента преобразования энергии:

$$b_{\text{ТНУ}} = ab_3(1 + b_{\text{сн}})/\phi, \quad (3)$$

где  $a$  — коэффициент пропорциональности, учитывающий размерность принятых величин;  $b_3$  —

усредненный расход условного топлива на выработку электроэнергии (340–360 г у. т./кВт·ч);  $b_{\text{сн}}$  — коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды.

При сравнительном анализе энергетической эффективности выработки тепловой энергии в парокompрессионном тепловом насосе рассматриваются традиционные источники теплоты — котельные установки, техническое совершенство которых определяется КПД, и теплофикационные системы теплоснабжения, источником теплоты которых является отборный пар теплофикационных турбин ТЭЦ. Удельный расход условного топлива на выработку единицы теплоты (ГДж) в котельной установке (КУ):

$$b_{\text{КУ}} = 34,2/\eta_{\text{КУ}}, \quad (4)$$

где  $\eta_{\text{КУ}}$  — КПД котельной установки.

Равенство удельных расходов условного топлива на выработку единицы тепловой энергии в парокompрессионных тепловых насосах и котельных установках позволило установить связь между энергетическими эффективностями рассматриваемых теплоисточников:

$$\phi = ab_3(1 + b_{\text{сн}})/34,2. \quad (5)$$

Для теплофикационных систем расход топлива на выработку тепловой энергии принят с учетом его значений при получении тепловой энергии в парогенераторе ТЭС, разницы расходов топлива при конденсационной и теплофикационной выработке электроэнергии теплофикационными турбинами при среднем значении выработки электроэнергии на тепловом потреблении. Удельный расход топлива на выработку теплоты в теплофикационных турбинах при использовании отборного пара для приготовления горячей воды систем теплоснабжения может быть определен как:

$$b_{\text{ТЭЦ}} = b_{\text{КУ}} - \Delta b_3 \mathcal{E}_T, \quad (6)$$

где  $\Delta b_3$  — удельная экономия условного топлива при комбинированной выработке электроэнергии, т. е. разница в удельных расходах топлива при конденсационной и комбинированной выработке;  $\mathcal{E}_T$  — удельная комбинированная выработка электроэнергии на базе теплового потребления.

Экономия топлива при комбинированной выработке электроэнергии находится в широком диапазоне значений в зависимости от типа турбины:  $\Delta b_3 = 0,09 \div 0,20$  кг у. т./кВт·ч. На современном уровне тепловой экономичности КЭС и ТЭЦ можно принять  $\langle \Delta b_3 \rangle = 0,175$  кг у. т./кВт·ч. Удельная выработка электроэнергии на тепловом потреблении определяется начальными параметрами пара и параметрами пара в отборах теплофикационных турбин. Эксплуатационное значение  $\mathcal{E}_T = 115 \dots 125$  кВт·ч/ГДж, достигая для турбин Т-100-130 значений 120–170 кВт·ч/ГДж. Для всех ТЭЦ России при рассмотрении различных систем горячего водоснабжения в качестве среднего значения  $\mathcal{E}_T = 116$  кВт·ч/ГДж. При этих количественных соотношениях минимальное значение коэффициента преобразования тепловой энергии в ТНУ, при котором имеет место равен-

ство удельных расходов условного топлива на единицу выработанного тепла ( $b_{ТНУ} = b_{ТЭЦ}$ ),

$$\varphi = ab_3(1 + b_{сн})\eta_{КУ} / (34,2 - \Delta b_3 \Xi_T \eta_{КУ}), \quad (7)$$

должно быть не ниже  $\varphi = 5,8$  с КПД парогенератора ТЭЦ 90 %. Представленная на рис. 4 зависимость свидетельствует о высокой энергетической эффективности комбинированных теплофикационных систем.

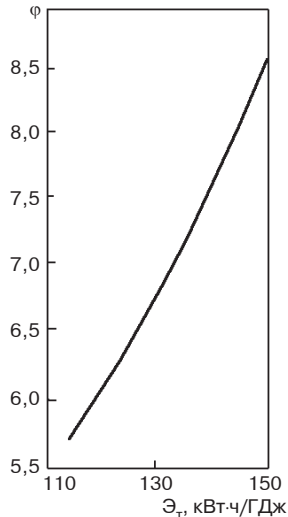


Рис. 4. Зависимость коэффициента преобразования энергии ТНУ от выработки электроэнергии на тепловом потреблении ( $\Delta b_3 = 175$  г у. т./кВт-ч;  $\eta_{КУ} = 90$  %)

**Особенности реализованных геотермальных теплонасосных систем.** Анализ капиталовложений на бурение и обустройство геотермальных скважин показал, что в Новосибирской области усредненная стоимость геотермального источника тепла при глубине бурения 1200 м составляет 700–800 долл. США/м. В этих условиях создание локального геотермального теплонасосного источника снижает экономическую эффективность всей системы теплоснабжения. Поиск путей снижения затрат и повышения экономической эффективности геотермальных систем привел к использованию существующих скважин для водоснабжения населенных пунктов с изолированной системой теплоснабжения от котельных установок на органическом топливе.

В 1990 г. Институтом теплофизики СО РАН совместно с фирмой «Энергия» создана система теплоснабжения школы-интерната в г. Купино Новосибирской области на базе двух тепловых насосов НТ-80. Источником низкопотенциальной теплоты является геотермальная вода существующей скважины с температурой 23–27 °С. Особенностью технологической схемы теплоснабжения ТНУ (рис. 5) является использование теплоты геотермальной воды с возвращением охлажденной воды после испарителя ТНУ ( $t_2 = 13 \div 18$  °С) в систему водоснабжения (геотермальная вода отвечает требованиям стандартов, предъявляемых к питьевой воде) и обратной закачки в реинжекционную скважину отработанной охлажденной воды. При этом обеспечивается экологическая чистота окружающей среды и комплексное

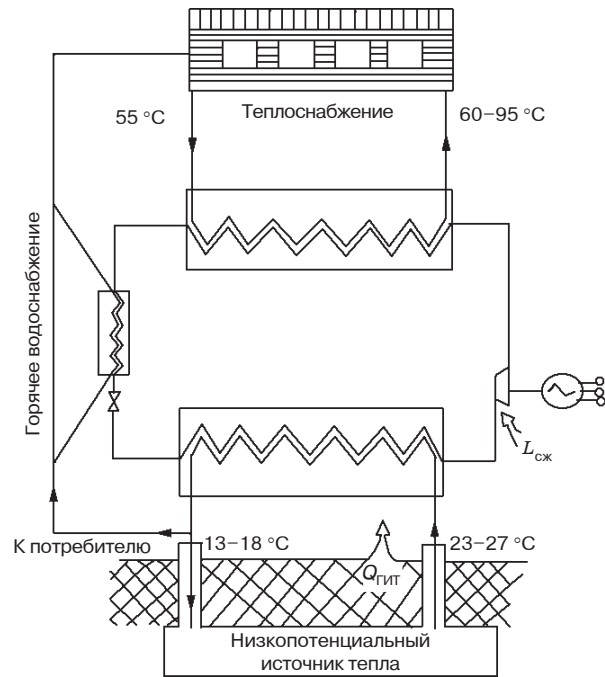


Рис. 5. Система теплоснабжения школы-интерната в г. Купино

использование воды геотермального источника с вытеснением котельной установки в пиковую область тепловых нагрузок. Подобные технологические схемы были применены при использовании тепловой энергии геотермальных источников в г. Карасук и г. Краснозерское. Эти населенные пункты характеризуются отсутствием пресной воды в необходимом количестве. В схемных решениях, позволяющих повысить эффективность геотермальных систем теплоснабжения в теплоснабжающих сетях, устанавливаются баки-аккумуляторы (п. Щербаки и Кузино Усть-Тарковского района Новосибирской области) при циклической работе компрессора.

В качестве исходных данных, приведенных в табл. 6, был принят годовой отпуск тепловой энергии 5700 Гкал. Для тепловых насосов количество вредных выбросов определяется по затраченной ими доли электроэнергии в районе генерирующих источников (ГРЭС, ТЭЦ, АЭС, ГЭС). Непосредственно на месте размещения теплона-

Таблица 6

**Сравнительная экологическая эффективность ТНУ с традиционными источниками теплоснабжения г. Купино**

Вредные выбросы, т/Гкал	Тепловой насос			Котельная установка (уголь)	Электрооборудов
	$\varphi = 3,0$	$\varphi = 5,3$	$\varphi = 6,6$		
Зола	Нет	Нет	Нет	15,2	Нет
SO <sub>2</sub>	8,8	5,0	4,5	10,5	25,5
NO <sub>x</sub>	5,0	2,5	2,0	6,6	14,2
CO	3,8	2,1	1,5	3,8	12,1
<b>Всего</b>	<b>17,6</b>	<b>9,6</b>	<b>8,0</b>	<b>36,1</b>	<b>51,8</b>

сосной установки (вблизи низкопотенциальных источников теплоты или потребителей тепловой энергии) загрязнение окружающей среды отсутствует.

Оценка экономической эффективности парокompрессионных теплонасосных установок показала следующее. Цена 1 Гкал установленной тепловой мощности парокompрессионной ТНУ ЗАО «Энергия» (г. Новосибирск) определена в размере 125–140 тыс. долл. Из рис. 6 видно, что с повышением коэффициента преобразования энергии  $\phi$  (зависимости 1–5) область экономической эффективности парокompрессионных

ТНУ возрастает, что допускает большее соотношение цен на электрическую и тепловую энергию ( $C_{\text{э}}/C_{\text{т}}$ ).

На базе выполненных ЗАО «Энергия» экспериментальных работ по оценке перспектив использования парокompрессионной теплонасосной техники с газовым приводом были рассмотрены три варианта: I — ТНУ с электроприводом, II — ТНУ с газовым приводом, III — ТНУ с газовым приводом и рекуперацией теплоты при следующих исходных условиях (табл. 7).

Приведенные предварительные оценки эффективности парокompрессионной ТНУ с газовым приводом свидетельствуют об экономической целесообразности развития данного класса тепловых насосов. Рекуперация сбросного тепла газового двигателя позволяет полезно использовать до 80 % теплоты, выделяющейся при сгорании природного газа.

### Заключение

1. В России нет покровительственных законов, позволяющих безубыточно функционировать экологически чистым энергосберегающим технологиям при несбалансированных тарифах на электрическую и тепловую энергию.

2. В современных рыночных отношениях при постоянном росте цен на органическое топливо и электроэнергию в стране имеются регионы, в которых геотермальные двухконтурные бинарные электростанции могут быть энергетически эффективны и экономически конкурентоспособны. Выполненные технико-экономические оценки по Камчатскому краю (Северные и Северо-

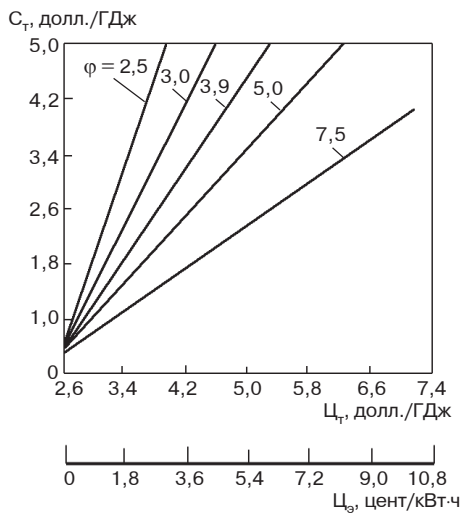


Рис. 6. Влияние цены электрической ( $C_{\text{э}}$ ) и тепловой ( $C_{\text{т}}$ ) энергии на себестоимость производства теплоты  $C_{\text{т}}$  в парокompрессионных ТНУ

Таблица 7

### Эффективность парокompрессионных тепловых насосов с газовым приводом

Показатель	Температура низкопотенциального источника тепла		
	25 °С	28 °С	32 °С
<b>Вариант I</b>			
Температура сетевой воды, °С	62		
Коэффициент преобразования $\phi$	4,33	4,68	5,22
Затраты электроэнергии на выработку теплоты, кВт·ч/Гкал	268,6	262,2	269,5
Себестоимость тепловой энергии, долл./Гкал	9,8	9,1	8,1
<b>Вариант II</b>			
Расход природного газа, м <sup>3</sup> /Гкал	73	67,5	60,5
Себестоимость выработанной ТНУ тепловой энергии, долл./Гкал	5,0	4,6	4,1
<b>Вариант III</b>			
Количество дополнительной теплоты, полученное за счет рекуперации сбросного тепла, Гкал	0,299	0,276	0,248
Полное количество теплоты, отпущенное потребителю, Гкал	1,299	1,276	1,248
Себестоимость тепловой энергии от ТНУ с газовым приводом и рекуперацией тепла, долл./Гкал	3,8	3,6	3,3



Восточные регионы России) показали, что срок окупаемости бинарных геотермальных электростанций около 4–5 лет при отпускной цене на электроэнергию 15 центов США за 1 кВт·ч.

3. Проектно-конструкторские проработки осевой турбины мощностью 1500 кВт на хладагенте R21, наличие выполненной технической документации позволяют инвестировать средства в перспективную многоотраслевую технологию выработки электроэнергии на низкопотенциальных энергоресурсах.

4. Интерес к теплонасосным установкам в стране связан, в основном, с автономными установками, которые могут использоваться в населенных пунктах, удаленных от систем централизованного теплоснабжения вне зависимости от систем критериальных оценок. Такие установки на сегодня конкурентоспособны с котельными установками, а учет экологических и социальных факторов делает их еще более привлекательными.

5. Количественные оценки показывают, что использование тепловых насосов в зоне централизованного теплоснабжения является энергетически неэффективным и может рассматриваться в качестве автономного резервного источника

теплоты либо в системе комплексного тепло-, холодо- и водоснабжения.

6. Наибольший экономический эффект от применения рассмотренных технологий достигается при максимальном числе часов использования их в году и размещения в районах относительно дорогого топлива.

#### Список литературы

1. Москвичева В. Н., Петин Ю. М. Результаты экспериментальных работ на Паратунской фреоновой электростанции // Использование фреонов в энергетических установках. 1974. С. 29–40.
2. Москвичева В. Н., Петин Ю. М. Использование тепловых насосов в опытной системе геотермального теплоснабжения жилой зоны п. Термальный Камчатской области // Там же. С. 41–81.
3. Калнынь И. М., Масс А. М., Савицкий А. И. Создание тепловых насосов большой мощности // Международ. геотермальный семинар, Россия, Сочи, 6–11 октября 2003. С. 64.
4. Цветков О. Б. Диоксид углерода: природный экологически безопасный хладагент // Холодильная техника. 2001. № 3. С. 10–12.