

А.А. Редько, Д.Х. Харлампиди

ВОЗМОЖНОСТИ ИСПОЛЬЗОВАНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТЫХ ТЕПЛОНАСОСНЫХ УСТАНОВОК В СИСТЕМАХ ГЕОТЕРМАЛЬНОГО ТЕПЛОСНАБЖЕНИЯ**THE POSSIBILITIES OF APPLICATION OF TWO-STAGE HEAT PUMP UNITS IN GEOTHERMAL HEATING SYSTEMS**

Проведен анализ возможности применения двухступенчатых теплонасосных установок для геотермального теплоснабжения с подземно-циркуляционной системой термоводозабора. Предложена методика выбора рациональной технологической схемы двухступенчатой теплонасосной установки, проведен анализ ее эксергетической эффективности для различных режимов эксплуатации в течение всего отопительного периода.

Ключевые слова: *тепловые насосы, геотермальное теплоснабжение, двухступенчатые установки, эксергия.*

В последние годы в Украине все более серьезное внимание уделяется энергосберегающим технологиям автономного теплоснабжения на базе теплонасосных установок (ТНУ). В связи с этим актуальными являются работы, связанные с рациональным проектированием ТНУ, а также поиском их оптимальных схемных решений и режимов работы.

В отличие от традиционного теплогенерирующего оборудования выбор производительности ТНУ, главным образом, определяется ее способностью обеспечить требуемые параметры теплоносителя в соответствии с годовым графиком продолжительности сезонной нагрузки [1]. Следует отметить, что отопительная нагрузка, в принципе, является неблагоприятной для ТНУ по той причине, что установленная мощность ТНУ, рассчитанная на максимальную отопительную нагрузку, имеет малое число часов использования. При этом расход энергии в отопительных ТНУ при максимальной нагрузке в 3-4 раза превышает таковой при средней нагрузке [2].

Известно, что для большинства регионов Украины одноступенчатые ТНУ могут покрывать тепловую нагрузку на отопление при температурах наружного воздуха от +8 до -5 °С. При понижении температуры наружного воздуха ниже -5 °С необходимо переходить к бивалентно-параллельно-альтернативному режиму работы. В этом режиме при достижении температуры балансирующей точки [1] меняется конфигурация технологической схемы теплоснабжения и, входящий в ее состав теплогенератор начинает догревать поступающий после конденсатора ТНУ теплоноситель до требуемых параметров. Продолжительность периода совместной работы ТНУ и теплогенератора в климатических условиях средней полосы, как правило, невелика. Она зависит от уровня теплосаженности ограждающих конструкций здания, а также требуемых температур теплоносителя в подающей и обратной магистрали системы отопления, определяемых графиком качественного регулирования. Так, к примеру, при температуре наружного воздуха -12 °С, осуществляя в котле догрев теплоносителя до 80 °С, на вход конденсатора ТНУ должен поступать теплоноситель из обратной магистрали

системы отопления, который в этот период имеет температуру порядка 60 °С. Для одноступенчатых ТНУ, использующих в качестве рабочего вещества среднетемпературный хладагент, допустимая по давлению температура конденсации составляет также 60 °С. Таким образом, сконденсировать хладагент при высоких температурах в обратной магистрали уже невозможно. Это обстоятельство сильно сужает область использования бивалентно-параллельно-альтернативной схемы, ограничивая ее лишь системами отопления со значительным перепадом температур в подающей и обратной магистралях.

Использование в одноступенчатых ТНУ высокотемпературных хладагентов, таких, как R245fa, R236fa, R142b, R114, R123/R290, может привести в целом к снижению удельной теплопроизводительности установки и, как следствие этого, к увеличению ее массогабаритных характеристик. Кроме того, в этом случае становится проблематичным поиск подходящих источников низкопотенциальной теплоты с температурой 30-40 °С, поскольку для получения высоких температур конденсации при степени сжатия в цикле ТНУ $\pi < 6$ необходимо иметь и достаточно высокую температуру испарения. В противном случае, если выбор температурных границ цикла окажется таким, что $\pi > 6$, то целесообразно переходить к схеме с двухступенчатым сжатием. Следует отметить, что даже если объемная производительность одноступенчатого компрессора более, чем на 10% превышает суммарную производительность при двухступенчатом сжатии, то использовать в условиях эксплуатации одноступенчатую схему, несмотря на относительную ее простоту, становится экономически нецелесообразно, т.к. возрастает энергопотребление и стоимость обслуживания [3].

Вопрос о применении двухступенчатых ТНУ в системах отопления долгое время оставался без внимания. Ранее полагали [1], что роль многоступенчатых пароконденсационных термотрансформаторов в отопительной технике не столь велика, как для целей глубокого охлаждения в холодильной технике. Это обосновывалось тем, что ТНУ работают при относительно небольших перепадах между температурами

теплоприемника и теплоотдатчика, а также тем, что полезным для потребителя является тепловой поток в верхней части цикла, который отводится при достаточно большом изменении температур хладагента от состояния перегретого пара до состояния переохлажденной жидкости. Это обстоятельство позволяло не использовать схему с многоступенчатым сжатием, а для расширения температурного диапазона отвода тепла потребителю рекомендовалось применять одноступенчатую схему с включенным в ее состав вспомогательным оборудованием (охладитель перегретого пара, переохладитель конденсата). На наш взгляд, такие рекомендации не совсем обоснованы. Дело в том, что эффективно использовать теплоту жидкого хладагента, полученную за счет внешнего охлаждения конденсата в переохладителе при температуре ниже $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$, фактически невозможно, поскольку потребителя такой теплоты, как правило, нет. Нагрев воды для горячего водоснабжения может быть обеспечен в объеме не более 8% от общего количества тепла отводимого в конденсаторе. Более того, в переохладитель конденсата для эффективного охлаждения жидкого хладагента следует подавать артезианскую воду при температуре, близкой к температуре испарения хладагента, а это не всегда технически реализуемо и экономически оправдано. Доля же тепла снятия перегрева в охладителе перегретого пара составляет не более 10-12% от общего количества отведенной теплоты, что также немного.

Расширить температурный диапазон работы ТНУ можно за счет применения последовательно-противоточной схемы компоновки одноступенчатых агрегатов [1, 4]. Однако, как показали результаты расчетов, проведенные нами в работе [5], такая схема чувствительна к изменению параметров на входе в первую по ходу движения теплоносителя ТНУ. В работе [6] нами предложена комбинированная схема, сочетающая в себе преимущества последовательно-противоточной и двухступенчатой схем. Эти схемы могут быть применены в геотермальных системах теплоснабжения с устройством подземно-циркуляционных систем (ПЦС) термоводозабора. При этом следует отметить, что обязательным условием их эффективной эксплуатации является обеспечение режима постоянного расхода термальной воды, прокачиваемой через испарители ТНУ. Это может привести к перерасходу термальной воды и ухудшению экономических показателей всей геотермальной системы теплоснабжения.

Известно [7], что режим работы ПЦС в течение года непостоянен. Это связано с таким фактором как приемистость поглощающей скважины, которая зависит от проницаемости пород коллектора. В начальный период работы ПЦС происходит существенный рост давления нагнетания и снижение расхода термальной воды, закачиваемой в скважину. Кроме того, режим работы одноступенчатых ТНУ при постоянном расходе термальной воды через испаритель имеет ряд особенностей. При низких температурах наружного воздуха происходит снижение тепло-

вой нагрузки ТНУ, а соответственно уменьшение глубины охлаждения термальной воды, что приводит к неэффективному срабатыванию температурного перепада термальной воды как раз в тот период, когда наблюдается максимальное теплотребление объекта. При повышении температуры наружного воздуха выше балансирующей точки, при которой теплопроизводительность ТНУ максимальна, поддержание постоянного расхода термальной воды через испаритель приведет к тому, что элементы ТНУ будут работать в нерасчетном режиме с недогрузкой. Это требует пояснения. Теплотребление объекта в этот период уменьшается, при этом снижаются температуры теплоносителя в подающей и обратной магистралях системы отопления, а соответственно уменьшается и температура конденсации хладагента, однако при постоянном расходе воды через испаритель происходит увеличение температуры испарения и холодопроизводительность ТНУ начнет возрастать. Таким образом, применение ПЦС в комплексе с ТНУ требует регулирования подачи термальной воды в испаритель с целью поддержания постоянного перепада температур на входе и выходе в соответствии с изменяющейся холодопроизводительностью в зависимости от температуры наружного воздуха. Этому могут способствовать двухступенчатые ТНУ, для которых параметры цикла менее чувствительны к изменению режимных параметров теплоносителя на входе, что дает возможность осуществлять регулирование расходом хладагента в зависимости от температуры наружного воздуха. Ниже предлагается методика выбора схемных решений и анализа эффективности двухступенчатых ТНУ для геотермальных систем теплоснабжения с ПЦС.

В настоящее время существует более 20 различных по составу оборудования двухступенчатых схем парокомпрессионных холодильных машин и теплонасосных установок. Двухступенчатые схемы формируются путем включения в контур циркуляции хладагента вспомогательных элементов и дополнительных линий трубопроводов. Все усложнения двухступенчатых схем направлены на снижение внутренних потерь от необратимости в цикле, а именно, на уменьшение температуры пара в конце процесса сжатия и увеличение переохлаждения жидкости перед дросселированием.

Предварительный анализ показал, что для высокотемпературного режима работы ТНУ представляют интерес только двухступенчатые схемы с неполным промежуточным охлаждением параллельным дросселированием, содержащие экономайзер. Схемы с промежуточным сосудом, полным промежуточным охлаждением и последовательным дросселированием для ТНУ непригодны. Большинство рассматриваемых нами высокотемпературных хладагентов (R245fa, R142b, R123, R236fa, R114, R600a, смесь изобутана/изопентана) имеют достаточно крутой характер правой пограничной кривой, поэтому с увеличением температуры конденсации параметры пара после компрессора второй ступени для схем с про-

межуточным сосудом могут находиться в непосредственной близости к области влажного пара, что недопустимо.

Используя рекомендации работы [8], нами проведена оценка влияния структурной сложности двухступенчатых схем на термодинамическую эффективность цикла. Установлено, что для диапазона работы ТНУ при температуре конденсации $T_k = 80-95\text{ }^\circ\text{C}$ и температуре испарения $T_0 = 10-25\text{ }^\circ\text{C}$ целесообразно использовать схему с неполным промежуточным охлаждением, параллельным дросселированием и переохлаждением жидкости. В качестве хладагента может быть использован R123. Критерий сложности Таубмана [8] для данной схемы $D = 22$. Применение более сложной двухступенчатой схемы с неполным промежуточным охлаждением, параллельным дросселированием, переохлаждением и впрыском жидкости во всасывающую магистраль ступени высокого давления ($D = 26$) фактически не сказывается на степени термодинамического совершенства ТНУ и может быть целесообразно только для обеспечения эксплуатационной надежности работы установки.

Выбор в качестве рабочего вещества R123 обусловлен достаточно высокой критической температурой $183,79\text{ }^\circ\text{C}$, а также возможностью оптимизации цикла путем регулирования перегрева, переохлаждения, применения экономайзера. По уровню воздействия на озоновый слой этот хладагент характеризуется низкими значениями $ODP = 0,02$ и $GWP = 93$.

На рис. 1 представлена схема геотермального теплонасосного теплоснабжения, включающая двухступенчатую ТНУ с неполным промежуточным охлаждением, параллельным дросселированием и переохлаждением жидкости.

В табл. 1 представлены характеристики двухступенчатой ТНУ в зависимости от изменения температуры наружного воздуха. Тепловая мощность системы отопления рассчитывалась для климатических условий Закарпатья (г. Ужгород). При определении энергетической эффективности ТНУ учитывалось изменение параметров теплонасосного процесса в течение всего отопительного периода. Для исследования термодинамических режимов ТНУ использовалась методика расчета статических характеристик, предложенная в работе [9], которая была дополнена блоком расчета двухступенчатых циклов. Для расчета термодинамических свойств хладагентов использовалась база данных «Refrigeration utilities». При расчете цикла задавались величина перегрева хладагента в экономайзере $\Delta T_{эк} = T_6 - T_7$ равная $7\text{ }^\circ\text{C}$, минимальная разность температур в экономайзере $\Delta T_{эк}^{мин} = T_8 - T_6$ принималась равной $20\text{ }^\circ\text{C}$, перегрев пара в испарителе $\Delta T_{пер} = 7\text{ }^\circ\text{C}$. Поверхность испарителя $17,38\text{ м}^2$, поверхность конденсатора $11,59\text{ м}^2$, тип компрессоров – винтовые с регулируемой производительностью.

При исследовании режимов работы ТНУ достоверно оценить термодинамическую

эффективность процессов можно с помощью детального анализа потерь эксергии в ее элементах. Ниже представлена термодинамическая модель для расчета потерь эксергии в элементах двухступенчатой ТНУ с неполным промежуточным охлаждением, параллельным дросселированием и переохлаждением жидкости.

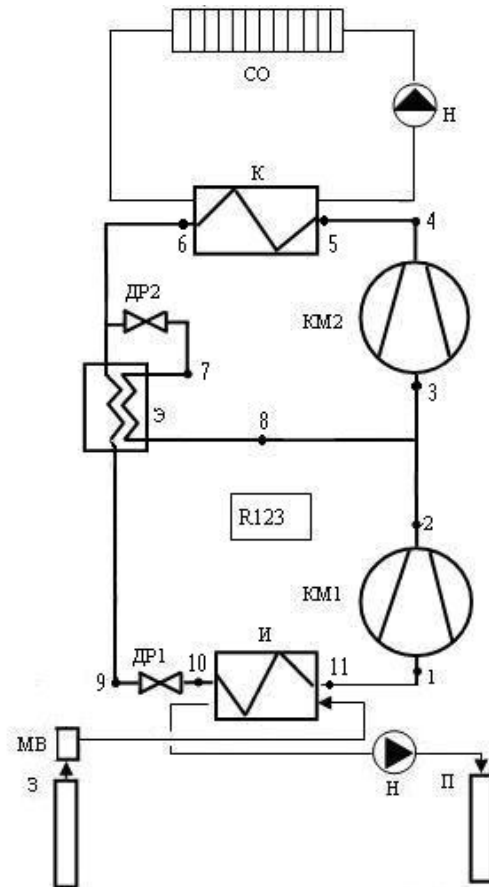


Рис. 1. Двухступенчатая схема ТНУ для геотермального теплоснабжения: КМ1, КМ2 – компрессоры ступени низкого и высокого давления; К – конденсатор; И – испаритель; Э – экономайзер; ДР1, ДР2 – дроссельные вентили; МВ – модуль водоочистки; Н – насос; СО – система отопления; З – забортная скважина; П – поглощающая скважина

Потери эксергии в испарителе

$$E_{Dk}^{Исп} = m_{хл}^{нл} (i_{10} - i_{11} - T_{oc} (S_{10} - S_{11})) + Q_0 \tau_0,$$

где i, S – энтальпия и энтропия в узловых точках термодинамического цикла; T_{oc} – температура окружающей среды; $m_{хл}^{нл}$ – массовый расход хладагента в ступени низкого давления; Q_0 – холодопроизводительность ТНУ; τ_0 – эксергетическая температурная функция Карно холодного источника [1].

Эксергетические потери в компрессоре ступени низкого давления

$$E_{Dk}^{КМ1} = m_{хл}^{нл} T_{oc} (S_2 - S_1).$$

Потери в електродвигателі компресора ступени низкого тиску

$$E_{Dk}^{эл.дв1} = m_{хл}^{нл} l_{км1} (1 - \eta_{эм}) / \eta_{эм},$$

де $l_{км1}$ – ізоентропна робота стиснення в компресорі ступени низкого тиску; $\eta_{эм}$ – електромеханічний ККД компресора [1].

Потери ексергії в компресорі ступени високого тиску

$$E_{Dk}^{км2} = m_{хл}^{вд} T_{ос} (S_4 - S_3),$$

де $m_{хл}^{вд}$ – масовий витіток хладагента в ступени високого тиску.

Таблиця 1

Розрахункові характеристики двохступенчатої ТНУ (R123)

Параметр	Розрахунковий режим				
Температура зовнішнього повітря, $t_{нв}$, °C	-15	-10	-5	0	8
Теплопродуктивність, Q_k , кВт	95	80,8	68	52	34
Холодопродуктивність, Q_0 , кВт	66	57,4	49,5	40	28
Температура теплоносія після ТНУ, $T_w^к$, °C	90	83	75	64	49
Температура конденсації, T_k , °C	95	90	85	72	58
Температура теплоносія в зворотній магістралі, $T_w^{обп}$, °C	66,2	63	58	51	40,5
Витіток теплоносія через Конденсатор, G_k , кг/с	0,954				
Температура термальної води на вході в Іспаритель, $T_{нп1}$, °C	30	30	30	30	30
Температура термальної води на виході з іспарителя, $T_{нп2}$, °C	22	22	22	22	22
Температура випаровування, T_0 , °C	20	20	20	20	20
Витіток термальної води через іспаритель, $G_{нв}$, кг/с	1,96	1,71	1,47	1,193	0,835
Мощність приводу компресора низкого тиску, $N_{км1}$, кВт	12,8	10,4	8,41	5,62	3,06
Мощність приводу компресора високого тиску, $N_{км2}$, кВт	16,3	12,9	10,2	6,36	3,25
Теплова потужність економайзера, $Q_{эк}$, кВт	16,0	11,4	7,87	2,96	0,084
Проміжтискове тиску, $P_{пр}$, МПа	0,231	0,218	0,206	0,175	0,144
Масовий витіток хладагента на ступени низкого тиску $m_{хл}^{нл}$, кг/с	0,542	0,463	0,393	0,304	0,203
Масовий витіток хладагента на ступени високого тиску $m_{хл}^{вд}$, кг/с	0,655	0,543	0,448	0,324	0,204
Індикаторний ККД компресорів	0,763	0,757	0,750	0,721	0,675
Коефіцієнт перетворення, μ	3,27	3,46	3,67	4,34	5,44
Коефіцієнт використання енергії, $\mu_{ТНУ}$	3,07	3,26	3,43	4,0	4,75

Потери в електродвигателі компресора ступени високого тиску

$$E_{Dk}^{эл.дв2} = m_{хл}^{вд} l_{км2} (1 - \eta_{эм}) / \eta_{эм},$$

де $l_{км2}$ – ізоентропна робота стиснення в компресорі ступени високого тиску.

Для конденсатора вираження для розрахунку втрат ексергії має наступний вигляд

$$E_{Dk}^{конд} = m_{хл}^{вд} (i_5 - i_6 - T_{ос} (S_5 - S_6)) - Q_k \tau_k,$$

де Q_k – теплопродуктивність ТНУ; τ_k – ексергетическа температурна функція Карно гарячого джерела.

Потери ексергії в економайзері

$$E_{Dk}^{экон} = T_{ос} (m_{хл}^{вд} (S_9 - S_6) + m_{хл}^{экон} (S_8 - S_7)),$$

де $m_{хл}^{экон}$ – масовий витіток хладагента в економайзері.

Ексергетическі втрати в дросельному вентилі на стороні низкого тиску

$$E_{Dk}^{др1} = m_{хл}^{нл} T_{ос} (S_{10} - S_9).$$

Для дросельного вентиля на стороні високого тиску втрати ексергії визначаються рівнянням

$$E_{Dk}^{др2} = m_{хл}^{экон} T_{ос} (S_7 - S_6).$$

Ексергетический ККД

$$\eta_{экс} = \frac{Q_k \tau_k}{\Sigma N_{км} + Q_0 \tau_0}. \tag{1}$$

На рис. 2 представлена зависимость эксергетического КПД $\eta_{\text{экс}}$ и эксергетических температурных функций τ_k и τ_0 от температуры наружного воздуха $t_{\text{нв}}$.

Как видно из рис. 2, эксергетический КПД $\eta_{\text{экс}}$ с увеличением температуры наружного воздуха уменьшается, что обусловлено снижением отводимой эксергии в конденсаторе ТНУ, а также вследствие уменьшения величины τ_k . Следует отметить, что величина τ_0 с повышением $t_{\text{нв}}$ также уменьшается, что в соответствии с уравнением (1) должно привести к увеличению $\eta_{\text{экс}}$, однако степень влияния τ_0 на $\eta_{\text{экс}}$ значительно меньше, чем влияние мощности привода компрессора, доля которой в подводимой эксергии существенно больше.

На рис. 3 и 4 представлены зависимости абсолютных $E_{\text{Дк}}$ и относительных эксергетических потерь $\chi = E_{\text{Дк}}/\Sigma E_{\text{Дк}}$ в каждом элементе ТНУ от изменения температуры наружного воздуха.

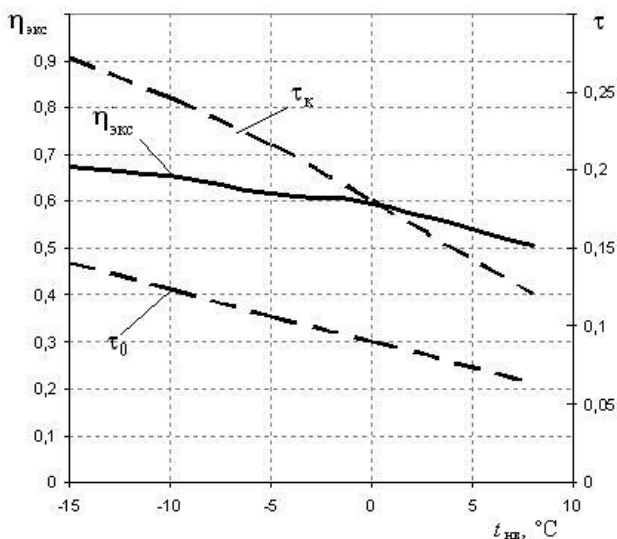


Рис. 2. Зависимость $\eta_{\text{экс}} = f(t_{\text{нв}})$ и $\tau = f(t_{\text{нв}})$

Как видно из рис. 3, абсолютная величина эксергетических потерь $E_{\text{Дк}}$ во всех элементах с увеличением $t_{\text{нв}}$ уменьшается, что объясняется требуемым снижением теплопроизводительности ТНУ. В то же время, характер изменения величины χ , показывающей долю потерь эксергии в элементе в общих потерях, существенно различен для каждого элемента (рис. 4). В заключение отметим, что в диапазоне изменения $t_{\text{нв}}$ от -15 до -5 °C существенное влияние на величину χ для испарителя и конденсатора оказывают эксергетические температурные функции Карно τ_0 и τ_k . Снижение величины χ для экономайзера обусловлено снижением его тепловой нагрузки с уменьшением температуры конденсации к концу отопительного периода.

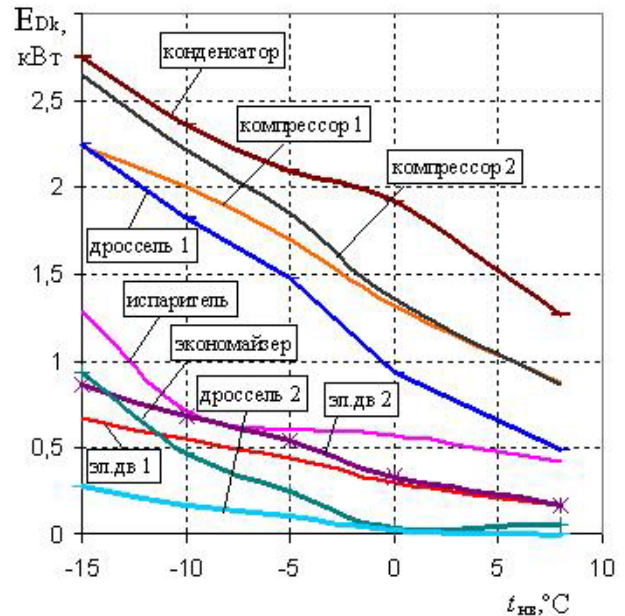


Рис. 3. Эксергетические потери в элементах ТНУ в зависимости от температуры наружного воздуха

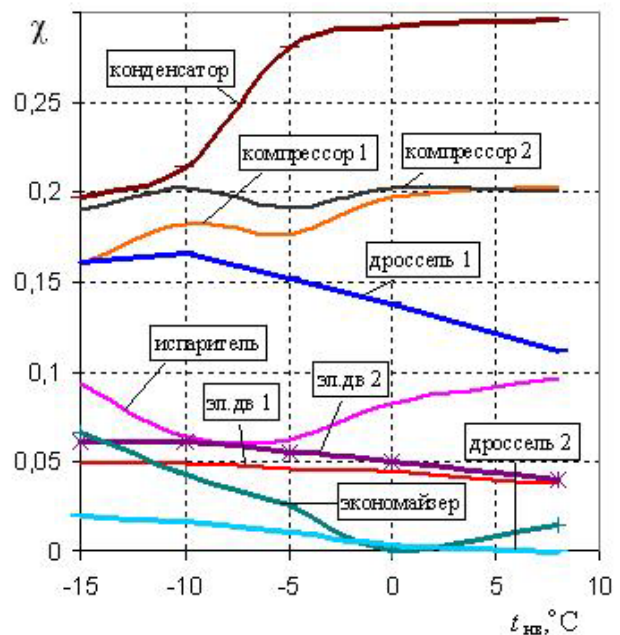


Рис. 4. Зависимость относительных потерь эксергии в элементах ТНУ от температуры наружного воздуха

Выводы

Проведенный анализ термодинамической эффективности двухступенчатой схемы ТНУ с хладагентом R123 неполным промежуточным охлаждением, параллельным дросселированием и переохлаждением жидкости показал существенную зависимость относительных эксергетических потерь в элементах ТНУ от изменения температуры наружного воздуха, что указывает на необходимость выбора оптимальных режимов регулирования расхода термальной воды и

расхода хладагента. В целом, по энергетическим показателям данная схема ТНУ может быть рекомендована к применению в геотермальных системах теплоснабжения с ПЦС для обеспечения высокотемпературного режима работы системы отопления.

Список литературы

1. Янговский Е.И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Янговский Е.И., Пустовалов Ю.В. – М.: Энергоиздат, 1982. – 144 с.
2. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения / Соколов Е.Я., Бродянский В.М. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
3. Розенфельд Л.М. Холодильные машины и аппараты / Розенфельд Л.М., Ткачев А.Г. – М.: Госторгиздат, 1955. – 584 с.
4. Редько А.А. Ступенчатая система теплоснабжения с теплонасосной установкой / Редько А.А., Краснопольский В.А., Редько И.А., Харлампиди Д.Х. // Коммунальное хозяйство городов. – 2008. – Вып. 84. – С. 155-158.
5. Редько А.А. Анализ режимов работы геотермальных теплонасосных установок / Редько А.А., Харлампиди Д.Х. // Новая тема. – 2008. – № 4. – С. 21-25.
6. Редько А.А. Исследование термодинамических режимов геотермальных теплонасосных установок / Редько А.А., Харлампиди Д.Х. // Вісник Донбаської нац. академії будівництва та архітектури. – 2009. – Вип. 2 (76). – С. 86-98.
7. Разаков А. Т. Теплофізичні процеси при формуванні та використанні геотермальних ресурсів: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня доктора техн. наук: спец. 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика» / Разаков А.Т. – К., 2007. – 40 с.

8. Харлампиди Д.Х. Выбор термодинамического цикла и технологической схемы теплонасосной установки на основе оценки критерия сложности / Харлампиди Д.Х. // Інтегровані технології та енергозбереження. – 2006. – № 4. – С. 3-11.

9. Редько А.О. Методика розрахунку геотермальних теплонасосних установок / Редько А.О., Харлампиди Д.Х. // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – 2008. – Вип. 12. – С. 80-91.

Проведено аналіз можливостей використання двоступінчатих теплонасосних установок для геотермального теплопостачання з підземно-циркуляційною системою термоводозабору. Запропоновано методику вибору раціональної технологічної схеми двоступінчатої теплонасосної установки, проведено аналіз її ексергетичної ефективності для різних режимів експлуатації протягом усього опалювального періоду.

Ключові слова: теплові насоси, геотермальне теплопостачання, двоступінчаті установки, ексергія.

The possibility of application of two-stage heat-pump units for geothermal heat supply with underground circulating system of thermal water intake was analyzed. The procedure of choice of an efficient technological layout for the two-stage heat-pump unit was introduced, the analysis of its exergy effectiveness for different operation conditions during the whole heating period was fulfilled.

Key words: heat pumps, geothermal heat, two-stage installation, exergy.

Рекомендовано до публікації д.т.н. В.П. Франчуком 17.02.10

УДК 622.24.051.64

© Р.К. Богданов, А.М. Исонкин, А.П. Загора, 2010

Р.К. Богданов, А.М. Исонкин, А.П. Загора

ОПТИМАЛЬНАЯ КОНЦЕНТРАЦИЯ АЛМАЗОВ В РАЗЛИЧНЫХ ПО СОСТАВУ МАТРИЦАХ БУРОВЫХ ИМПРЕГНИРОВАННЫХ КОРОНОК

OPTIMAL CONCENTRATION OF DIAMONDS IN DIFFERENT POE TO COMPOSITION MATRICES OF BORINGS IMPREGNATED CROWNS

Приведены результаты по определению оптимальной концентрации синтетических алмазов в вольфрамсодержащих и безвольфрамовых матрицах импрегнированных буровых коронок. Проведенные исследования позволяют рекомендовать коронки с наибольшей относительной концентрацией синтетических алмазов, при которой, однако, не возникает опасности выкрашивания матрицы. Максимальная величина относительной концентрации алмазов в матрицах определяется их прочностными свойствами и возможностью повышения удержания алмазов в матрице за счет возникновения между ними химической взаимосвязи. С целью увеличения износостойкости коронок необходимо в первую очередь повышать качество матрицы, что позволяет увеличить относительную концентрацию алмазов без выкрашивания матрицы в процессе бурения.

Ключевые слова: буровые коронки, выкрашивание матрицы, оптимальная концентрация алмазов.