

Топливо и энергетика

УДК 621.577+697.1

Безродный М.К., докт. техн. наук, профессор,

Притула Н.А., аспирант

Национальный технический университет Украины «КПИ»

ул. Политехническая, 6, корп. 5, 03056 Киев, Украина

e-mail: m.bezrodny@kpi.ua

Термодинамическая эффективность теплонасосных схем низкотемпературного отопления с использованием солнечной энергии

Рассмотрена принципиальная схема теплонасосной системы низкотемпературного отопления с использованием солнечной радиации как нижнего источника энергии. На основе анализа зависимости суммарных удельных затрат внешней энергии на тепловой насос и нагнетатель теплоносителя нижнего источника теплоты определены оптимальные условия работы теплонасосной установки с использованием плоских и вакуумных солнечных коллекторов. Анализ функции суммарных удельных затрат внешней энергии на теплонасосную систему отопления показал, что она имеет экстремум, которому соответствует минимум затрат энергии при оптимальной степени охлаждения теплоносителя нижнего источника теплоты в испарителе теплового насоса. Приведена графическая интерпретация зависимостей оптимальной степени охлаждения теплоносителя и минимальных удельных суммарных затрат внешней энергии на теплонасосную систему отопления в целом. Определено, что при использовании солнечной энергии для теплонасосной системы низкотемпературного отопления более целесообразно сочетать ее с вакуумными коллекторами, поскольку они позволяют повысить температуру соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса и тем самым уменьшают затраты внешней энергии на систему отопления. *Библ. 11, рис. 5.*

Ключевые слова: тепловой насос, солнечный коллектор, низкотемпературная система отопления.

Современная ситуация с ценами на энергоносители способствует переходу на возобновляемые виды энергии. Особое внимание привлекает солнечная радиация, поскольку ежегодная инсоляция в зависимости от конкретного региона Украины колеблется в диапазоне 900–1300 кВт·ч/(м²·год). В среднем на 1 м² площади за год приходится приблизительно 1000 кВт·ч, что соответствует энергоемкости 100 м³ природного газа [1]. В настоящее время большой популярностью пользуются схемы, в которых сочетаются тепловые насосы (ТН) с солнечными коллекторами (СК)

различных конструкций (с плоскими и вакуумными) [2–6] для обеспечения горячего водоснабжения и низкотемпературного отопления. Однако в литературных источниках часто не хватает достаточной информации относительно обоснования особенностей использования данных систем и их термодинамической эффективности при разных условиях эксплуатации.

Термодинамический анализ системы

На рис.1 изображена принципиальная схема теплонасосной системы с использованием

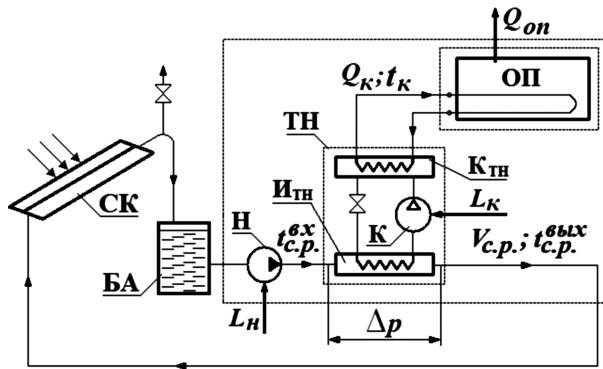


Рис.1. Принципиальная схема теплонасосной системы с использованием солнечной радиации: ТН — тепловой насос; $K_{ТН}$ — конденсатор ТН; $I_{ТН}$ — испаритель ТН; К — компрессор; ОП — отапливаемое помещение; СК — солнечный коллектор; БА — бак-аккумулятор; Н — насос; $L_{к}$ — работа привода компрессора теплового насоса; $L_{н}$ — работа привода насоса на преодоление суммарных потерь давления в нижнем контуре.

солнечной радиации как нижнего источника энергии.

Отапливаемое помещение имеет тепловые потери в окружающую среду $Q_{от}$. Для их компенсации используется тепловой поток от конденсатора теплового насоса $Q_{к}$ с температурой теплоносителя $t_{к}$ на входе в систему отопления. Преобразование падающей солнечной радиации в тепловую энергию осуществляется в СК, в которых в качестве теплоносителя используется водный раствор пропиленгликоля, а аккумулирующей средой выступает вода в низкотемпературной системе отопления. Соляной раствор с температурой $t_{c.p}^{вх}$ и объемным расходом $V_{c.p}$ насосом из солнечного коллектора подается в испаритель ТН. В испарителе соляной раствор охлаждается, и на выходе его температура составляет $t_{c.p}^{вых}$. В схеме предусмотрен бак-аккумулятор, который применяется для сглаживания температурных перепадов теплоносителя в течение дня и обеспечивает более стабильную работу ТН.

Необходима оптимизация условий работы теплонасосной системы отопления в целом, поскольку при заданной тепловой мощности теплового насоса и температуре теплоносителя в системе отопления, которые определяются самим объектом теплоснабжения, температура теплоносителя на выходе из испарителя теплового насоса является неоднозначной. Это обусловлено тем, что количество теплоты, отобранной от соляного раствора в испарителе ТН, зависит от разности температур на входе и выходе из испарителя ТН и расхода теплоносителя, зависящих от плотности падающего потока солнечной радиации и температурного уровня теплоносителя в солнечном коллекторе.

Задаваясь температурой соляного раствора на входе в испаритель, необходимо учитывать, что количество теплоты, отобранное от солнечного коллектора, зависит от вида коллектора, плотности падающего потока солнечной радиации и коэффициента полезного действия коллектора. Изменение температуры соляного раствора на выходе из испарителя ТН $t_{c.p}^{вых}$ приводит к необходимости изменения объемного расхода $V_{c.p}$ при заданном значении величины теплового потока $Q_{к}$, что вызывает изменение затрат энергии на привод насоса. Изменение температуры $t_{c.p}^{вых}$ при постоянном значении температуры на выходе из конденсатора $t_{к}$ приводит к изменению условий работы и затрат энергии на привод компрессора ТН. В связи с тем, что затраты энергии на привод компрессора ТН и на нагнетатель соляного раствора изменяются в противоположных направлениях, ставится задача определения оптимальной степени охлаждения соляного раствора в испарителе ТН, которой соответствуют минимальные удельные суммарные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления в целом.

Для удовлетворения потребностей потребителя в отоплении применяются плоские и вакуумные коллекторы. Преобразование солнечной инсоляции в теплоту на поглотителе происходит в обоих типах коллекторов идентично. В плоских коллекторах на поглотителе установлена медная трубка прямоугольной формы, через которую протекает теплоноситель, забирая теплоту. Поглотитель защищен корпусом коллектора с усиленной теплоизоляцией, которая обеспечивает минимизацию потерь теплоты. В вакуумных коллекторах поглотитель встроен в вакуумную стеклянную трубку. Вакуум обладает хорошими теплоизоляционными свойствами, поэтому потери теплоты в вакуумных коллекторах ниже, чем в плоских. Особенно это проявляется в условиях эксплуатации, характерных для отопления зданий, то есть при высоких температурах соляного раствора в коллекторе и низких температурах окружающего воздуха.

КПД солнечного коллектора ($\eta_{СК}$) показывает, какая доля солнечного излучения, падающего на площадь апертуры, может быть преобразована в полезную тепловую мощность. КПД всех типов коллекторов вычисляется по соотношению [1]:

$$\eta_{СК} = \eta_0 - k_1 (T_{c.p}^{СК} - T_B) / q_{пад} - k_2 (T_{c.p}^{СК} - T_B)^2 / q_{пад}, \quad (1)$$

где η_0 — оптический КПД солнечного коллектора; k_1, k_2 — коэффициенты, учитывающие по-

тери теплоты от солнечного коллектора к окружающей среде за счет теплопроводности материала коллектора, теплового излучения и конвекции; $T_{с,р}^{СК}$ — среднеарифметическая температура соляного раствора в солнечном коллекторе; T_B — средняя температура воздуха по месяцам отопительного периода; $q_{пад}$ — средняя плотность падающего потока солнечной радиации (числовые значения T_B и $q_{пад}$ взяты из работ [2, 3]).

С учетом рекомендаций работы [1] были приняты следующие средние значения оптического КПД солнечного коллектора и коэффициентов тепловых потерь для плоских СК: $\eta_0 = 0,81$, $k_1 = 3,892$, $k_2 = 0,018$; и для вакуумных СК: $\eta_0 = 0,81$, $k_1 = 1,514$, $k_2 = 0,0066$. По соотношению (1) была построена зависимость КПД СК от отопительных месяцев при разных температурах соляного раствора в коллекторе. На основе анализа зависимостей КПД СК были

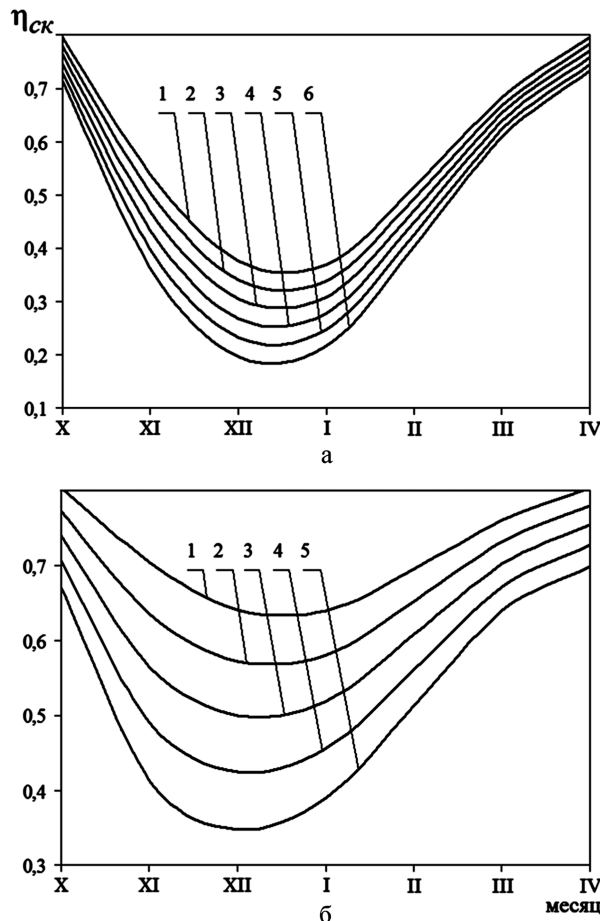


Рис.2. Зависимость КПД плоского (а) и вакуумного (б) коллекторов от месяца работы. Средняя температура соляного раствора в коллекторе $t_{с,р}^{СК}$, °С, для (а): 1 — 10; 2 — 11; 3 — 12; 4 — 13; 5 — 14; 6 — 15; для (б): 1 — 10; 2 — 15; 3 — 20; 4 — 25; 5 — 30.

определены рабочие диапазоны температур соляного раствора для условий отопления. Для плоских СК этот диапазон составляет 10–15 °С, поскольку дальнейшее увеличение температуры соляного раствора приводит к резкому уменьшению КПД солнечного коллектора. Вакуумные СК позволяют расширить этот диапазон до 30 °С за счет уменьшения потерь путем конвекции.

Эффективность работы теплонасосных систем в литературе обычно оценивают величиной коэффициента трансформации ТН. Для сложных систем, эффективность работы которых зависит не только от эффективности самого теплового насоса, но и других элементов системы, более целесообразно, на наш взгляд, использовать другие относительные характеристики, которые определяют эффективность функционирования всей системы. В связи с этим дальнейший анализ проведен на основе определения величины суммарных удельных затрат внешней энергии на систему отопления, которая в случае затрат энергии только на тепловой насос является величиной, обратной коэффициенту трансформации теплового насоса.

В соответствии со схемой суммарные затраты внешней энергии включают в себя затраты на компрессор теплового насоса и нагнетатель теплоносителя нижнего источника теплоты. При этом удельные суммарные затраты энергии на систему отопления можно представить в таком виде:

$$l_{от} = L_{сум} / Q_{от} = (L_K + L_H) / Q_K, \quad (2)$$

где L_K , L_H — затраты энергии на компрессор ТН и насос соответственно, кВт; Q_K — тепловой поток, отведенный от конденсатора теплового насоса, кВт.

Затраты энергии на компрессор теплового насоса L_K определяются по формуле:

$$L_K = Q_H / (\varphi - 1). \quad (3)$$

Тепловой поток в испарителе теплового насоса Q_H можно определить так:

$$Q_H = V_{с,р} \rho_{с,р} c_p (t_{с,р}^{вх} - t_{с,р}^{вых}), \quad (4)$$

а также по соотношению

$$Q_H = Q_{СК} = q_{пад} \eta_{СК} F_{СК}, \quad (5)$$

где $V_{с,р}$, $\rho_{с,р}$, c_p — объемный расход, плотность и изобарная теплоемкость соляного раствора; $t_{с,р}^{вх}$, $t_{с,р}^{вых}$ — температура соляного раствора на входе и выходе из испарителя; $F_{СК}$ — площадь коллектора.

Затраты энергии на нагнетатель среды:

$$L_n = V_{c.p} \Delta p / (\eta_n \eta_{пр}), \quad (6)$$

где Δp — суммарные гидравлические потери давления в нижнем контуре (в испарителе теплового насоса и солнечном коллекторе); η_n , $\eta_{пр}$ — КПД насоса и его привода соответственно (Можно принять, что в оптимальном режиме работы для насоса $\eta_n = 0,8$, $\eta_{пр} = 0,95$ [7]).

Суммарные гидравлические потери давления в нижнем контуре гипотетической установки можно связать со скоростью движения теплоносителя соотношением

$$\Delta p = C w^2. \quad (7)$$

Задавшись $\Delta p = 80$ кПа [8] и скоростью $w = 1$ м/с, можно определить коэффициент C .

Скорость движения соляного раствора можно определить по соотношению

$$w = V_{c.p} / S_k = (V_{c.p} / F_{СК}) (F_{СК} / S_k), \quad (8)$$

где S_k — площадь поперечного сечения трубки условного контура.

Величину $V_{c.p} / F_{СК}$ определяем из выражений (4), (5) и получаем зависимость

$$V_{c.p} / F_{СК} = q_{пад} \eta_{СК} / [\rho_{c.p} c_p (t_{c.p}^{вх} - t_{c.p}^{вых})]. \quad (9)$$

При заданном значении Δp , оптимальной степени охлаждения $\Delta t_{c.p}^{опт} = t_{c.p}^{вх} - t_{c.p}^{вых}$ [9] и соответствующем соотношении $V_{c.p} / F_{СК}$ из уравнений (7) и (8) найдем величину $F_{СК} / S_k$ и примем ее за постоянное значение. Тогда соотношение (7) для определения суммарных гидравлических потерь давления в нижнем контуре примет окончательный вид:

$$\Delta p = C [(F_{СК} / S_k) (V_{c.p} / F_{СК})]^2 = C_1 [V_{c.p} / F_{СК}]^2, \quad (10)$$

где коэффициент $C_1 = C (F_{СК} / S_k)^2$; для плоских коллекторов принято $C_1 = 2,05 \cdot 10^{15}$, для вакуумных — $8,04 \cdot 10^{14}$.

Тепловой поток Q_k в соотношении (2) определяется по уравнению теплового баланса теплового насоса:

$$Q_k = Q_{и} + L_k. \quad (11)$$

Действительный коэффициент трансформации теплового насоса ϕ может быть представлен в таком виде:

$$\phi = \phi_T \eta_{ТН}, \quad (12)$$

где $\eta_{ТН}$ — коэффициент, учитывающий реальные процессы, осуществляемые рабочим телом в ТН, который, согласно [10], можно принять 0,6; ϕ_T — теоретический коэффициент трансформации ТН, который с учетом тепловых необратимостей в испарителе и конденсаторе можно определить по соотношению:

$$\begin{aligned} \phi_T &= (1 - T_{и}^{ТН} / T_{к}^{ТН})^{-1} = \\ &= [1 - (273 + t_{c.p}^{вых} - \Delta t_{и}) / \\ &\quad / (273 + t_{к} + \Delta t_{к})]^{-1}, \end{aligned} \quad (13)$$

где $T_{и}^{ТН}$ — температура испарения рабочего агента в испарителе ТН, К; $T_{к}^{ТН}$ — температура конденсации рабочего агента в ТН, К; $t_{c.p}^{вых}$ — температура соляного раствора на выходе из испарителя, °С; $t_{к}$ — температура воды на выходе из конденсатора, °С; $\Delta t_{и}$ — разница температур соляного раствора и рабочего тела ТН на выходе из испарителя, °С; $\Delta t_{к}$ — разница температур рабочего тела ТН и воды на выходе из конденсатора, °С.

Согласно рекомендациям работы [10], можно принять, что $\Delta t_{и} = 5$ °С для соляного раствора в испарителе и $\Delta t_{к} = 5$ °С для воды в конденсаторе ТН.

С учетом уравнений (3), (4) и (6) выражение (2) для определения удельных затрат внешней энергии на отопление принимает конечный вид:

$$l_{от} = 1 / \phi [1 + \Delta p (\phi - 1) / (\rho_{c.p} c_p (t_{c.p}^{вх} - t_{c.p}^{вых}) \eta_n \eta_{пр})]. \quad (14)$$

Следовательно, для определения зависимости суммарных удельных затрат внешней энергии от температуры соляного раствора на выходе из испарителя теплового насоса необходимо решить систему уравнений (9), (10), (12), (14).

Результаты численного анализа

Для определения характерных условий работы источника теплоснабжения в системе отопления построены зависимости удельных затрат внешней энергии на отопление $l_{от}$ по системе уравнений (9), (10), (12), (14) от температуры соляного раствора на выходе из испарителя теплового насоса при постоянной температуре воды на выходе из конденсатора ТН $t_{к} = 45$ °С = const. Эти зависимости приведены для вакуумных СК, в которых температура на входе в тепловой насос изменяется в диапазоне 10–30 °С (рис.3). Видно, что для каждого месяца существуют оптимальные зна-

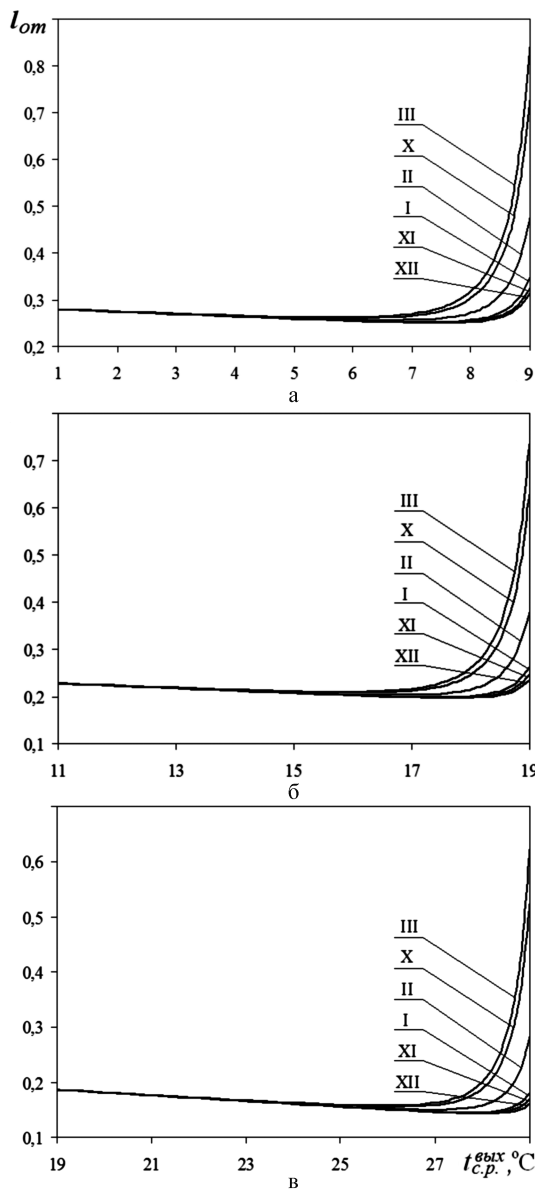


Рис.3. Зависимость удельных затрат внешней энергии на отопление по месяцам от температуры соляного раствора на выходе из испарителя при $t_{c.p.}^{вых}$, °C: а – 10; б – 20; в – 30. чения температур соляного раствора на выходе из испарителя и соответствующие им минимальные удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления. Слева от оптимального значения – работа компрессора, справа – затраты энергии на перемещение теплоносителя в нижнем контуре теплонасосной установки.

На основе численного анализа построены графические зависимости оптимальной степени охлаждения соляного раствора в испарителе теплового насоса от месяцев работы для плоских и вакуумных коллекторов (рис.4). Видно,

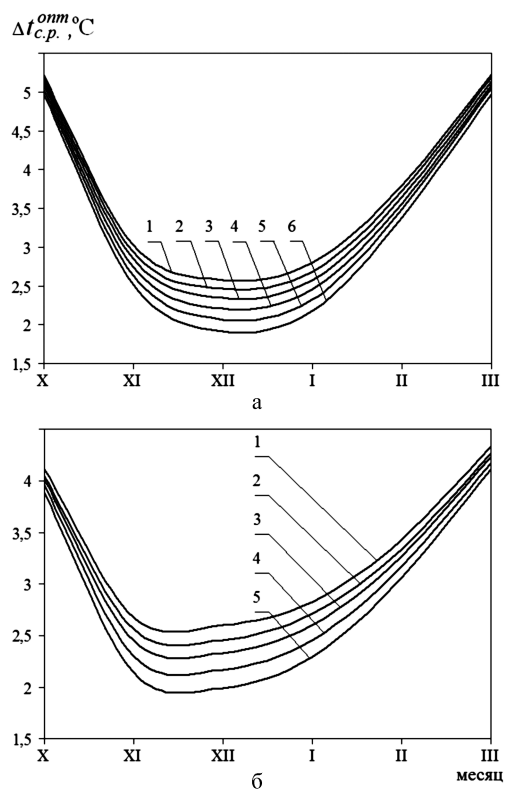


Рис.4. Зависимость оптимальной степени охлаждения соляного раствора в испарителе для плоского (а) и вакуумного (б) коллекторов от месяца работы. Температура соляного раствора на входе в испаритель $t_{c.p.}^{вх}$, °C, для (а): 1 – 10; 2 – 11; 3 – 12; 4 – 13; 5 – 14; 6 – 15; для (б): 1 – 10; 2 – 15; 3 – 20; 4 – 25; 5 – 30.

что оптимальные степени охлаждения в большей мере зависят от температуры соляного раствора на входе в испаритель для плоских коллекторов. Использование вакуумных солнечных коллекторов позволяет увеличить температуру соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса, при этом улучшаются условия работы ТН установки и увеличивается ее коэффициент трансформации. Влияние изменения температуры на входе в испаритель сильнее проявляется в холодные месяцы. Расчеты показали, что изменение температуры греющего теплоносителя в системе низкотемпературного отопления в диапазоне 35–55 °C слабо влияет на эти зависимости.

На основе найденной оптимальной степени охлаждения соляного раствора в испарителе ТН были построены графические зависимости минимальных удельных затрат внешней энергии на отопление от месяца работы (рис.5). Видно, что в диапазоне температур соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса 10–15 °C при использовании плоских и вакуумных СК наблюдаются почти одинаковые ми-

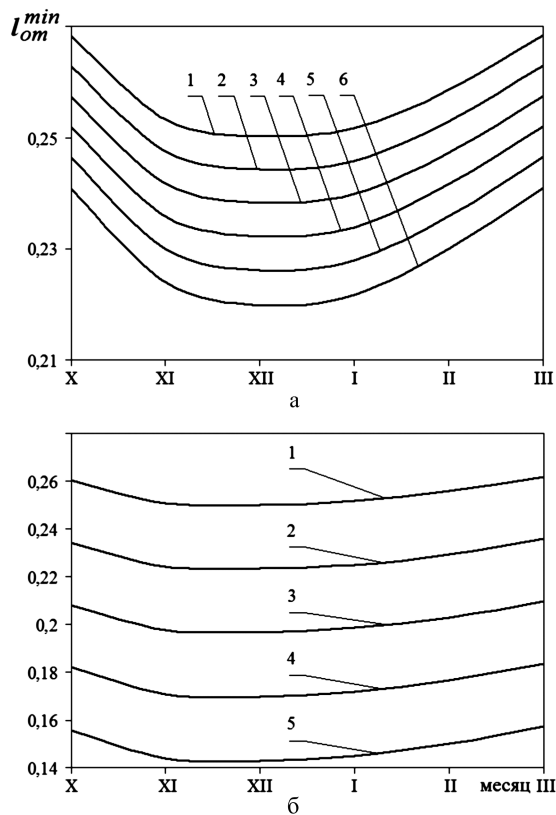


Рис.5. Зависимость минимальных удельных затрат внешней энергии на отопление для плоского (а) и вакуумного (б) коллекторов от месяца работы. Обозначения как на рис.4.

нимальные суммарные удельные затраты внешней энергии на теплонасосную систему отопления. Однако, сочетание вакуумных коллекторов с тепловым насосом способствует уменьшению затрат внешней энергии за счет повышения температуры теплоносителя на входе в испаритель. Из рис.5,б можно получить, что условный коэффициент преобразования $\varphi_{усл} = 1/I_{от}^{min}$ для системы с вакуумными коллекторами составляет 3,8–7,0, что свидетельствует о достаточной эффективности использования солнечной энергии в теплонасосных системах низкотемпературного отопления [11].

Выводы

При использовании солнечной радиации как нижнего источника энергии в теплонасосной системе отопления существует оптимальная степень охлаждения среды в испарителе теплового насоса, которой соответствуют минимальные суммарные удельные затраты внешней энергии на систему в целом. Эта оптимальная

степень охлаждения снижается в холодные зимние месяцы в зависимости от температуры теплоносителя на входе в испаритель ТН.

Теплонасосные системы отопления более целесообразно сочетать с вакуумными коллекторами, поскольку они позволяют повысить температуру соляного раствора на входе в испаритель теплового насоса и тем самым уменьшают затраты внешней энергии на систему отопления. При этом условный коэффициент преобразования энергии с учетом затрат ее на перемещение теплоносителя в нижнем контуре может составлять 3,8–7,0, что свидетельствует о достаточной энергетической эффективности рассматриваемой системы.

Список литературы

1. Солнечные коллекторы Vitosol. Инструкция по проектированию. — Viesman, 2010. — 148 с.
2. Накорчевский А.И. Система теплоснабжения теплоавтономного дома // Пром. теплотехника. — 2009. — № 1. — С. 67–73.
3. Накорчевский А.И. Расчет тепловоспринимающей способности солнечных коллекторов // Там же. — № 2. — С. 70–75.
4. Недбайло А.Н., Ляшенко Н.Е. Использование солнечного коллектора для отопления помещения // Там же. — 2010. — № 5. — С. 66–70.
5. Трофименко А.В., Дубов М.Ю., Лапко Д.П., Назаренко М.А., Подлепич В.Ю., Безнощенко Д.В. Результаты эксплуатации солнечных коллекторов в системе теплоснабжения дома // Там же. — 2011. — № 5. — С. 60–66.
6. Дубровская В.В., Шкляр В.И., Негодуйко И.А. Анализ эффективности работы вакуумного солнечного коллектора // Там же. — 2012. — № 1. — С. 95–99.
7. Оборудование WILO [Электронный ресурс] // Режим доступа — <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>
8. Чумак І.Г., Лагутін А.Ю., Ларяновський С.Ю. та ін. Холодильні установки. Проектування : Учебний посібник. — Одеса : Друк, 2008. — Т. 3. — 156 с.
9. Безродний М.К., Притула Н.О. Енергетична ефективність теплонасосних схем теплопостачання. — Київ : НТУУ «КПІ», 2012. — 208 с.
10. Некрасова О.А., Синяк Ю.В. Исследование теплонасосных систем отопления (модельный подход) // Теплоэнергетика. — 1986. — № 11. — С. 30–34.
11. Фиалко Н.М., Зимин Л.Б. Оценка эффективности применения тепловых насосов в условиях метрופолитенов и угольных шахт // Пром. теплотехника. — 2006. — № 2. — С. 111–119.

Поступила в редакцию 28.12.12

Безродний М.К., докт. техн. наук, професор,
Прытула Н.А., аспірант

Національний технічний університет України «КПІ»
вул. Політехнічна, 6, корп. 5, 03056 Київ, Україна
e-mail: m.bezrodny@kpi.ua

Термодинамічна ефективність теплонасосних схем низькотемпературного опалення з використанням сонячної енергії

Розглянуто принципову схему теплонасосної системи низькотемпературного опалення з використанням сонячної радіації як нижнього джерела енергії. На основі аналізу залежності сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на тепловий насос та нагнітач теплоносія нижнього джерела теплоти визначено оптимальні умови роботи теплонасосної установки з використанням плоских та вакуумних сонячних колекторів. Аналіз функції сумарних питомих затрат зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення показав, що вона має екстремум, якому відповідає мінімум затрат енергії при оптимальному ступені охолодження теплоносія нижнього джерела теплоти у випарнику теплового насоса. Наведено графічну інтерпретацію залежностей оптимального ступеня охолодження теплоносія та мінімальних питомих сумарних затрат зовнішньої енергії на теплонасосну систему опалення в цілому. Визначено, що при використанні сонячної енергії для теплонасосної системи низькотемпературного опалення більш доцільно поєднувати її з вакуумними колекторами, оскільки вони дають змогу підвищити температуру соляного розчину на вході до випарника теплового насоса та цим самим зменшують затрати зовнішньої енергії на систему опалення. *Бібл. 11, рис. 5.*

Ключові слова: тепловий насос, сонячний колектор, низькотемпературна система опалення.

Bezrodny M.K., Doctor of Technical Sciences, Professor,
Prytula N.O., PhD Student

National Technical University of Ukraine «Kiev Polytechnic Institute»
Politekhnicheskaya st. 6, building 5, 03056 Kiev, Ukraine
e-mail: m.bezrodny@kpi.ua

Thermodynamic Efficiency of Low Temperature Heat Pump Schemes of Heating Systems Using Solar Energy

In this article principle scheme of low temperature heat pump heating system with solar energy as a low energy source is considered. Having analyzed total unit costs of external energy for heat pump and lower heat source agent blower, optimal conditions for a heat pump system using flat and vacuum solar collectors are defined. Analysis of the function of total unit costs of external energy for heat pump heating system showed that there is an extreme, which corresponds to minimum energy consumption at the optimum stage of cooling lower source heat agent in the evaporator of the heat pump. The graphic interpretation of optimal degree dependencies of agent's cooling and minimum total unit costs of external energy for heat pump heating system as a whole is shown. It is determined that for the use of solar energy for heat pump low temperature heating system it is more useful to combine them with vacuum collectors, since they allow to increase the temperature of brine on heat pump evaporator inlet and thereby reduce the cost of external energy of a heating system. *Bibl. 11, Fig. 5.*

Key words: heat pump, solar panels, low-temperature heating system.

References

1. Solnechnye kollektory Vitosol. Instrukcija po proektirovaniju. — Viessmann, 2010. — 148 p. (Rus.)
2. Nakorchevskij A.I. Heat-autonomous house heating system // Promyshlennaja teplotehnika. — 2009. — № 1. — pp. 67–73. (Rus.)
3. Nakorchevskij A.I. Calculation of heat receptivity of solar collectors // Promyshlennaja teplotehnika. — 2009. — № 2. — pp. 70–75. (Rus.)
4. Nedbajlo A.N., Ljashenko N.E. The use of solar collector for space heating // Promyshlennaja teplotehnika. — 2010. — № 5. — pp. 66–70. (Rus.)
5. Trofimenko A.V., Dubov M.Ju., Lapko D.P., Nazarenko M.A., Podlepich V.Ju., Beznoshhenko D.V. The operating results of solar collectors in the house heating system // Promyshlennaja teplotehnika. — 2011. — № 5. — pp. 60–66. (Rus.)
6. Dubrovskaja V.V., Shkljar V.I., Negodujko I.A. Analysis of vacuum solar collector's performance // Promyshlennaja teplotehnika. — 2012. — № 1. — pp. 95–99. (Rus.)
7. Oborudovanie WILO [Elektronnij resurs] // Rezhim dostupu — <http://www.wilo.ua/cps/rde/xchg/ua-ua/layout.xsl/index.htm>. (Rus.)
8. Chumak I.G., Lagutin A.Ju., Larjanovskij S.Ju. Refrigerators. Designing : Uchbovyj posibnyk. — Odesa : Druk, 2008. — T. 3. — 156 p. (Ukr.)
9. Bezrodny M.K., Prytula N.O. Energy efficiency of heat pump heating schemes. — Kiev : National Technical University of Ukraine «Kiev Polytechnic Institute», 2012. — 208 p. (Ukr.)
10. Nekrasova O.A., Sinjak Ju.V. Investigation of of heat pump heating systems (model approach) // Teploenergetika. — 1986. — № 11. — pp. 30–34. (Rus.)
11. Fialko N.M., Zimin L.B. Estimation of efficiency of the use of heat pumps in subways and coal mines // Promyshlennaja teplotehnika. — 2006. — № 2. — pp. 111–119. (Rus.)

Received December 28, 2012

Сводный каталог периодических изданий, выпускаемых академиями наук — членами МААН

Каталог создан после принятия Советом Международной ассоциации академий наук решения о поддержке инициативы Совета по книгоизданию при МААН о создании совместного подписного каталога научных периодических изданий Академий наук и организаций — членов МААН.

Цель создания каталога — улучшение коммуникаций и обмена научной информацией между учеными и создание льготных условий для подписчиков, издателей и редакций научных изданий.

По вопросам организации подписки, оформления заказов и обработки подписной документации обращайтесь по адресам:

в Украине

Агентство «Укринформнаука»
ул. Владимирская, 54, комн. 144
Киев-30, 01601
тел. / факс +38 (044) 239-64-57
моб. +38 (050) 154-77-83
E-mail: innovation@nas.gov.ua

в России

Компания «Информнаука»
вед. специалист
Перова Ольга Александровна
тел.: 8(495) 787 38 73
факс: 8(499) 152 54 81
e-mail: perova@viniti.ru