**УДК 635.82; 631.333.92**

# РЕАЛЬНА ЕФЕКТИВНІСТЬ ТЕПЛОВОГО НАСОСУ

Кепко О.І. – Уманський державний аграрний університет
Голуб Г.А. – ННЦ „ІМЕСГ”
Федоров В.Г. – Уманський державний аграрний університет

Проведено експериментальне дослідження парокомпресійного теплового насосу „повітря-вода”, визначено залежність теплопродуктивності та коефіцієнту перетворення від температури оточуючого повітря, а також термін окупності за умови переходу від електрообігрівання води до застосування теплового насосу.

На тлі енергетичної залежності України все більше уваги потрібно приділяти можливості використання відновлюваної енергії довкілля. Джерелом низько потенціальної енергії може бути повітря, вода, ґрунт тощо. Одним з найбільш ефективних засобів використання цієї енергії є теплові насоси. Їх відносять до групи високотемпературних холодильних машин, оскільки вони призначені не для відведення теплоти від об'єкту, що охолоджується, а для перенесення теплоти на більш високий температурний рівень, тобто для нагрівання виробничих або житлових приміщень.

Основною термодинамічною характеристикою паракомпресійного теплового насосу є коефіцієнт перетворення теплової енергії – відношення переданого до приміщення тепла Q до витраченої в насосі роботи L:

$$\mu = \frac{Q}{L} = \frac{Q_{\hat{i}} + L}{L} = \eta + 1 \qquad (1)$$

де на відміну від холодильної машини до Q входить крім теплоти, відведеної від джерела, $Q_o$, також теплота, в яку перетворюється робота L, тому μ більша на 1 за холодильний коефіцієнт η. Теоретичні значення η та μ обчислюють за відповідними циклами в T-s–діаграмі.

Співвідношення між втратами енергії у тепловому насосі (ТН) та холодильної машини є різними. Так, у ТН можна реалізувати майже повне переохолодження рідкої фази холодоагенту до температури близької до оточуючого середовища, що зменшує частку втрат від дроселювання. Крім того, кілька втрат від необоротності циклу призводить не тільки до зростання L, але й до підвищення корисної теплопродуктивності Q.

Тим не менш, ступінь наближення до оборотного оберненого циклу Карпо для малих фреонових ТН складає 0,3–0,4, і лише для крупних ТН перевищує 0,5.

Для підрахунку дійсного коефіцієнта перетворення ТН $\mu_q$ В.С.Мартиновський запропонував узагальнену напівелептичну (багаторазово перевірену) залежність $\mu_q$ від абсолютних температур кипіння та конденсації холодоагенту [1].

Серійне виготовлення ТН в Україні досі не налагоджено, вартість обладнання є досить високою – за даними [2] вона складає 250 доларів США на 1 кВт встановленої потужності. Тому потрібним є економіко–енергетичний і екологічний аналіз перспектив розвитку ТН, і початковим етапом має бути з'ясування реальних значень Q, L та $\mu_q$. В окремих публікаціях можливе значення $\mu_q$ є завищеним, так в [3] воно сягає 38.

Для дослідження реальної ефективності ТН було розроблено парокомпресійний фреоновий ТН з повітряним випарником та водяним конденсатором [4], який був виготовлений на Мелітопольському заводі холодильного машинобудування. Експерименти проводили в термостатичній камері НДІ „Кондиціонер”, що дозволило відтворювати в реальних межах температурні режими роботи ТН.

На рисунку 1 наведено результати вимірювання Q, електричної потужності W, що витрачалась на привід компресора, тобто еквівалентної L, та коефіцієнта перетворення $\mu_q$. За даними [5] усі три залежності від температури мають криволінійний характер, але в діапазоні температур оточуючого повітря від мінус 5 до $+10^oC$ їх можна апроксимувати прямими лініями, що було перевірено за допомогою критерію Фішера.

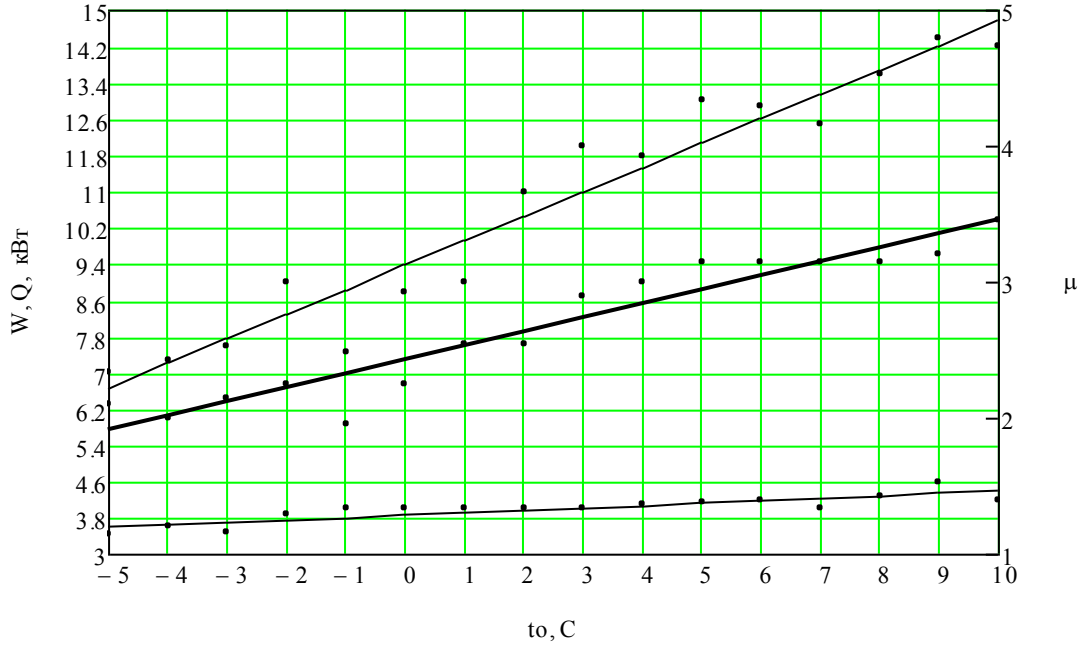


Рис.1. Залежність теплопродуктивності Q, електричної потужності W та коефіцієнта перетворення $\mu_q$ теплового насосу від температури навколишнього середовища

Таким чином, реальний коефіцієнт перетворення ТН зростає від $\mu_q = 2$ до 3,5 при збільшенні $t_o$ від –5 до +10°С.

Результати виробничих випробувань показали, що економічна ефективність тепло насосної системи постачання порівняно з найбільш ефективною системою електроопалення на базі проточного електроводонагрівача за рахунок економії складає $750 за опалювальний сезон при тарифі за електроенергію $0,04 за кіловат-годину. Якщо вартість теплонасосної установки (вітчизняної або імпортної) взяти за $3000, термін її окупності становить чотири роки.

Фреони R 11 та R 12, які до останнього часу застосовували в ТН, вважаються неперспективними, головним чином з економічних причин [6]. разом з тим, для 12 найбільш перспективних холодильних агентів, включно з $CO_2$, $NH_3$ та $C_3H_8$ [6], розрахункові значення $\mu_q$ під час експлуатації ТН при температурі оточуючого середовища +22°С склали лише $\mu_q = 2{,}8–3{,}7$.

Висновки

Реальні коефіцієнти перетворених фреонових парокомпресійних теплових насосів в інтервалі температур оточуючого повітря –5 – +10 °С зростають лінійно

від 2 до 3,5. Розрахункові значення цих коефіцієнтів для перспективних в еколого-енергетичному аспекті холодоагентів лежить в тих самих межах.

Окупність теплових насосів „повітря-вода” порівняно з прямим електропідігріванням води складає чотири-п'ять років.

Література


1. Мартыновский В.С. Тепловые насосы. М.: ГЭИ, – 1955, – 191 с.
2. Васильев Г.П. Использование низкопотенциальной тепловой энергии земли в теплонасосных системах // Вентиляция, отопление, кондиционирование. – 2003. – №2. – С.52-59.
3. Соколенко А.І., Піддубник В.А. Про енергозбереження і енергоресурси // Харчова промисловість. – 2007. – №5. – С. 66–68.
4. Енергетичні параметри теплового насосу в системі опалення споруд закритого ґрунту / Г.А.Голуб, Л.С.Богданович, О.С.Клепана, Е.Б.Філіппов, О.І.Кепко // Наукові праці; ТДАТА. – вип.5. – 2002. С. 46–50.
5. Холодильные машины. Справочник / Ред. А.В.Быков. М.: Лёгкая и пищевая промышленность. – 1982. – 223 с.
6. Эколого-енергетический анализ перспектив применения альтернативных хладогентов в тепловых насосах. Часть 1. / А.Б.Суходольская, В.П.Железный, О.Я.Хлиева // Холодильна техніка і технологія. – 2005. – №2(94). С. 37–45.