

Для швидкого розв'язання цих невіршених проблем потрібно сформувавши правильну державну політику. Це означає способом регулювання розмірів податків обмежувати видобуток і споживання нафтогазової складової енергетики і скасуванням податків у біоенергетичній галузі стимулювати її розвиток і покращання екологічного стану держави.

Людство підійшло до тієї межі, коли накопичення різного роду відходів завдає йому невіршну шкоду. Чим швидше будуть запуснені великі фронти робіт, спрямованих на використання в біоенергетиці та біотехнологіях накопичених біоенергозапасів, тим менше шкоди довіршлю буде завдано, і тим краще середовище для проживання ми передамо нашим нащадкам.

1. Алексеев В.В. *Экология и экономика энергетики*. — М., 1990. 2. Фишер Р. Дж. *Биотехнологии довршля*. Вид-во Института екологічних досліджень Коннектикутського університету (США), червень, 1995. — 123 с. 3. Брода Э. *Эволюция биоэнергетических процессов*. — М., 1978. 4. *Экология города* / Под ред. Ф.В. Стольберга — К., 2000. 5. Малюга Ю.Е., Таросов А.С., Тарнопольский П.Б., Мостепанюк А.Л., Евтушенко Н.Д., Дегтяров В.В., *Утилизация твердых бытовых отходов в универсальное органо-минеральное удобрение-мелиорант* // *Екологічний вісник*. — 2002. — № 1—2. — С.15. 6. Рудько Г., Мацієвська О. *Науково-методичні основи оцінки екологічного стану підземної гідросфери* // *Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка"*. — 2000. — № 404, с. 52—57. 7. Курочкин В.М., Культин Ю.В., Ахунов В.Д., Рыбальченко А.И., Пименов М.К., Захарова Е.В., Каймин Е.П., Зубков А.А. *О возможности эффективной защиты подземных вод от поверхностных источников загрязнений посредством сооружения в зоне аэрации восстановительных геохимических барьеров* // *Геоэкология. Инженерная геология. Геокриология*. — 2003. — № 1. — С. 55—60. 8. Попадюк І. *Біогаз як нетрадиційне джерело енергозабезпечення фермерської садиби* // *Вісн. Нац. ун-ту "Львівська політехніка"*. — 2001. — № 402. — С. 114—116.

УДК 621.56

А. Радченко

Миколаївський державний гуманітарний університет
імені Петра Могили

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГЕТИЧНОЇ ЕФЕКТИВНОСТІ АВТОНОМНОГО КОНДИЦІОНЕРА

© Радченко А., 2004

The analysis of heat efficiency of evaporator — air cooler influencing upon energetic external irreversible losses in refrigeration cycle and corresponding energetic efficiency of self contained conditioner on the whole is made. It is shown that heat fluxes and temperature differences in evaporator depend on the phase changing organization. The heat flux in evaporator 20 % increase and refrigeration coefficient about 10 % rise with nonfull evaporation has been established.

1. Аналіз проблеми та постановка задачі дослідження. Енергетична ефективність автономного кондиціонера визначається необоротністю теплофізичних процесів, які проходять в його елементах: компресорі, конденсаторі, випарнику — охолоджувачі повітря та дросельному пристрої. Проектуючи кондиціонер, компресор вибирають із тих, що випускаються серійно, і впливати на його енергетичні показники можна тільки через параметри холодильного агента на всмоктуванні — на виході з випарника. Конденсатори водяного охолодження теж підбирають із типорозмірного ряду, а ось випарники — охолоджувачі повітря, хоча й виготовляються з уніфікованих поверхонь, та все ж основні конструктивні їх елементи і геометричні параметри (довжина трубок одного ходу холодильного агента, або змійовика, кількість таких ходів — змійовиків, поверхня теплообміну) залежать передусім від масової швидкості киплячого холодильного агента в трубках. Остання визна-

час величину теплових потоків і температурних напорів між повітрям та холодильним агентом, а отже, і енергетичні втрати в холодильному циклі від зовнішньої необоротності.

Масові швидкості киплячих холодильних агентів вибирають, враховуючи практику проектування (за прототипом), або на підставі емпіричних залежностей, дійсних для обмеженого діапазону робочих тіл і режимних параметрів.

На енергетичну ефективність автономного кондиціонера значною мірою впливає також спосіб організації фазового переходу у випарнику, тобто спосіб циркуляції холодильного агента: неповне випаровування з виходом із випарника вологої пари з паровмістом x менше ніж 1 при кратності циркуляції n більше за 1; повне випаровування з перегрівом пари на виході ($x \geq 1$) якщо $n \leq 1$. У першому випадку інтенсивність теплопередачі вища, а температурні напори, тобто енергетичні втрати нижчі, але кондиціонер повинен бути додатково обладнаним відокремлювачем рідини, щоб запобігти її попаданню в компресор.

Автономні кондиціонери випускають, як правило, з перегрівом пари на виході з випарника, а відокремлювач рідини, якщо і встановлений, то лише для виконання захисних функцій при зниженні теплового навантаження на випарник. Подача холодильного агента до випарника здійснюється через капілярну трубку, а не регулюється за допомогою терморегулювального клапана [1]. На номінальних режимах з випарника виходить перегріта пара, в зоні якої інтенсивність теплопередачі вкрай низька.

Отже, *задача* підвищення енергетичної ефективності випарника та кондиціонера загалом залишається нерозв'язаною. Причиною цього є певна некоректність самого методологічного підходу до її розв'язання, яка полягає передусім у відсутності методики теплового розрахунку, яка враховувала б різке зниження інтенсивності теплопередачі не тільки до перегрітої пари, але й до дисперсної суміші, утвореної краплями рідини, що рухаються у потоці перегрітої пари при сухій поверхні стінки трубок.

Процеси кипіння в трубах відзначаються наявністю двох зон, які різко відрізняються одна від одної за інтенсивністю тепловіддачі: зони інтенсивної тепловіддачі від стінки до рідини, що її омиває, та зони з вкрай низькою інтенсивністю тепловіддачі від сухої стінки до пари з краплями рідини, винесеної з пристінного шару в першій зоні. Паровміст $x_{гр}$ на межі двох зон прийнято звати граничним.

Відповідно до інтенсивності теплопередачі в цих зонах встановлюються різні температурні напори, які й характеризують енергетичну ефективність випарника та кондиціонера загалом. Оскільки співвідношення довжини зон залежить від паровмісту $x_{гр}$, то необхідно знати його величину. Найвідомішим є метод розрахунку $x_{гр}$, розроблений Х'юїттом [2].

Вибираючи спосіб циркуляції холодильного агента у випарниках, передовсім необхідно розрахувати оптимальну масову швидкість холодильного агента в трубках $(\rho w)_{opt}$, яка забезпечує максимальну густину теплового потоку q_{max} , причому з урахуванням граничного паровмісту $x_{гр}$. А вже із співвідношення q_{max} при $(\rho w)_{opt}$ для різних способів роботи висновок про енергетичну ефективність кондиціонера

Метою дослідження є підвищення теплової ефективності випарника — охолоджувача повітря як основного елемента, який визначає енергетичну ефективність автономного кондиціонера загалом, вибором раціонального способу циркуляції холодильного агента у випарнику на основі методики розрахунку оптимальної масової швидкості холодильного агента з урахуванням граничного паровмісту $x_{гр}$ та розробка рекомендацій з проектування вискоелективних випарників.

2. Основні положення методики розрахунку оптимальної масової швидкості холодильного агента в трубках випарника. Наявність максимуму густини теплового потоку q зумовлена таким. Із збільшенням ρw коефіцієнти тепловіддачі при кипінні α_a та теплопередачі k зростають. При зафіксованій температурі кипіння на вході випарника t_{01} через збільшення гідравлічного опору ΔP та відповідного спаду температури кипіння на виході з випарника t_{02} зростає робота компресора на стискання всмоктуваної з випарника пари від тиску кипіння до тиску конденсації. Для того, щоб не розв'язувати задачу оптимізації всього циклу, при розрахунках $(\rho w)_{opt}$ фіксують не t_{01} , а t_{02} [3]. Тоді із

зростанням rw і відповідно ΔP підвищується t_{01} та зменшується температурний напір θ між охолоджуваним повітрям і киплячим холодильним агентом. Протилежний вплив rw на k та θ зумовлює існування максимуму функції $q = k\theta$.

Вираз для густини теплового потоку, віднесеного до внутрішньої поверхні труб (з боку киплячого холодильного агента), має вигляд

$$q = k \theta = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_a} + \frac{1}{\alpha_w \cdot \beta} + R_3} \cdot \frac{t_{w1} - t_{w2} - \Delta t_0}{\ln \frac{t_{w1} - t_{02}}{t_{w2} - (t_{02} + \Delta t_0)}}$$

де α_w — коефіцієнт тепловіддачі до повітря, віднесений до зовнішньої ребристої поверхні; t_{w1} та t_{w2} — температура повітря на вході та виході з випарника; β — ступінь оребрення; R_3 — термічний опір забруднень (матеріалу стінки, різних відкладень тощо); Δt_0 — спад температури кипіння внаслідок гідравлічного опору ΔP .

Коефіцієнт тепловіддачі при кипінні α_a визначається за аналогією між перенесенням теплоти та імпульсу (аналогією Рейнольдса), а спад температури кипіння Δt_0 , зумовлений гідравлічним опором ΔP , — з рівняння Клаузіуса—Клапейрона. Достовірність цих залежностей підтверджена для більшості відомих холодильних агентів.

Рівняння Клаузіуса—Клапейрона встановлює залежність між Δt_0 і ΔP :

$$\frac{dP}{dt_0} = \frac{r}{T_0(v_n - v_{\text{рід}})} \approx \frac{\Delta P}{\Delta t_0},$$

де T_0 — температура кипіння, К; v_n і $v_{\text{рід}}$ — питомі об'єми пари та рідини, м³/кг; r — питома теплота фазового переходу, Дж/кг.

Гідравлічний опір ΔP обчислюється за методом Локкарта—Мартінееллі, відповідно до якого втрати тиску на тертя двофазового потоку на одиницю довжини L трубки виражають через аналогічну величину для однієї, наприклад, рідкої фази $(dP/dL)_{\text{рід}}$:

$$(dP/dL) = \Phi_{\text{рід}}^2 (dP/dL)_{\text{ж}},$$

де $\Phi_{\text{рід}}$ — коефіцієнт пропорціональності.

При певному значенні rw функція $q = k\theta$ має максимум. Цю масову швидкість $(rw)_{\text{opt}}$ вважають оптимальною.

Отже, при порівнянні енергетичної ефективності кондиціонерів із різними способами циркуляції холодильного агента у випарниках насамперед необхідно визначити оптимальну масову швидкість холодильного агента в трубках $(rw)_{\text{opt}}$, яка забезпечує максимальну густину теплового потоку q_{max} . А вже із співвідношення q_{max} при $(rw)_{\text{opt}}$ для кожного способу можна робити висновок про енергетичну ефективність кондиціонера.

3. Аналіз результатів розрахунку та вибір раціонального способу циркуляції холодильного агента у випарнику. Характер зміни коефіцієнта теплопередачі k , температурного напору θ , спаду температури кипіння Δt_0 та густини теплового потоку q залежно від масової швидкості rw для холодильного агента R-22 при параметрах випарника — охолоджувача повітря: температурі кипіння $t_{02} = 0$ °С; $x_{\text{гп}} = 0,9$; температурі повітря на вході та виході $t_{w1} = 25$ °С і $t_{w2} = 15$ °С; ступеня оребрення $\beta = 16$; внутрішньому діаметрі трубок $d_{\text{вн}} = 0,008$ м, наведено на рис. 1.

Як видно, із підвищенням rw значення k зростає, у той час як θ , навпаки, знижується відповідно до збільшення спаду температури кипіння Δt_0 . Якщо з наближенням до значення $(rw)_{\text{opt}}$ зниження θ (ріст Δt_0) виправдане збільшенням q , то після $(rw)_{\text{opt}}$ подальше зменшення θ призводить до значних енергетичних втрат, свідченням чого є скорочення q . Отже, за величиною теплового потоку можна судити про енергетичну ефективність випарника та кондиціонера загалом, яку слід забезпечувати на етапі проектування.

Відповідний спад температури кипіння Δt_0 характеризує енергетичні втрати в холодильному циклі від зовнішньої необоротності, спричинені температурним напором θ .

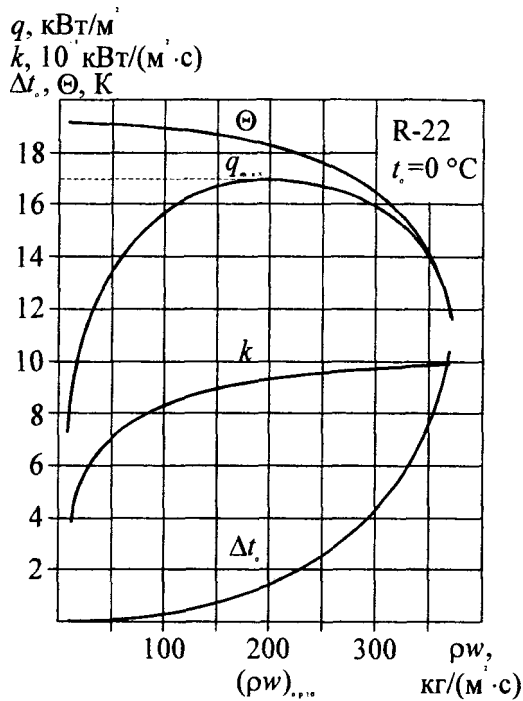


Рис. 1. До розрахунку $(\rho w)_{opt}$

Визначившись із критерієм оцінки енергетичної ефективності того чи іншого способу циркуляції холодильного агента у випарнику, проаналізуємо роботу випарників за традиційною схемою (з повним випаровуванням і перегрівом пари) та за схемою з неповним випаровуванням (з відокремлювачем рідини між випарником та компресором).

На рис. 2 наведено густини теплового потоку при повному q та неповному q' (при $x \leq x_{gr}$) випаровуванні у випарнику, причому в першому випадку — для двох значень x_{gr} : $x_{gr} = 0,8$ відповідає $\rho w \approx 300$ кг/(м²·с), а $x_{gr} = 0,95$ — відповідно $\rho w \approx 200$ кг/(м²·с). Як видно, максимальна густина теплового потоку при неповному випаровуванні q'_{max} перевищує відповідну величину при повному q_{max} . Це перевищення особливо відчутне, якщо $x_{gr} = 0,8$.

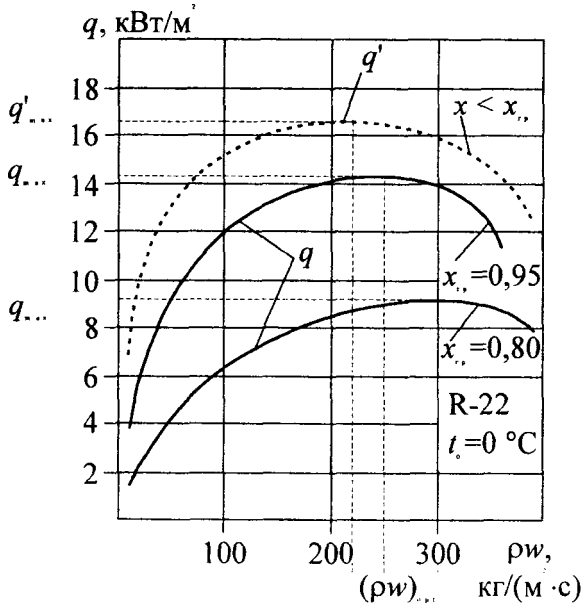


Рис. 2. Залежність q і q' від ρw при різних x_{gr} :
 — — — повне випаровування;
 - - - - неповне випаровування

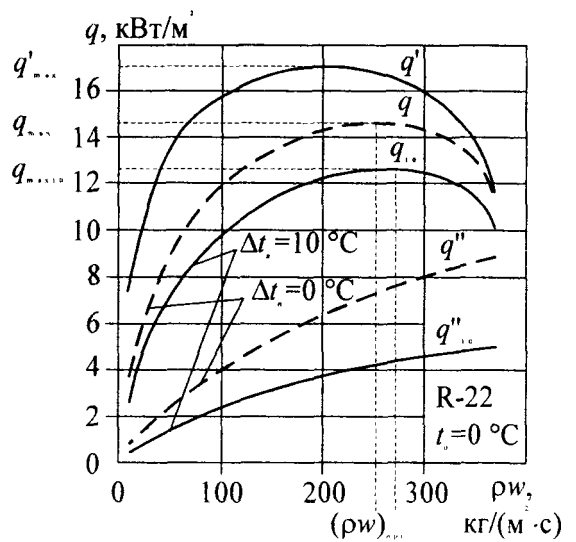


Рис. 3. Залежність q , q' і q'' від ρw при $x_{gr} = 0,9$:
 — — — $\Delta t_n = 10$ °C; - - - - 0 °C

На рис. 3, окрім зазначених, наведено також густину теплового потоку q'' до дисперсної суміші при сухій стінці трубки ($x > x_{гр}$). Як видно, величина q'' значно менша за q_{max} і тим більше q_{max}' , що власне й спричиняє низьку теплову ефективність випарників з повним випаровуванням. Оскільки згідно з даними експериментальних досліджень ряду авторів пара в дисперсній суміші перегріта відносно крапельної рідини [4, 5], то там само наведено значення q та q'' при перегріві пари $\Delta t_n = 10$ °С. Як видно, останнє призводить до додаткового зниження q . На підставі наведених на рис. 2 і 3 результатів розрахунку можна зробити висновок про підвищення теплової ефективності випарників з переходом на неповне випаровування приблизно на 20 %. Завдяки відповідному скороченню температурного напору θ' і зростанню температури кипіння на 2...3 °С холодильний коефіцієнт зростає приблизно на 10 %.

4. Висновки та перспектива використання результатів дослідження. Енергетична ефективність автономного кондиціонера залежить від теплових потоків і температурних напорів у випарнику — охолоджувачу повітря. Вони визначають енергетичні втрати в холодильному циклі від зовнішньої необоротності і залежать від способу організації фазового переходу у випарнику — з повним або неповним випаровуванням.

Встановлено, що при неповному випаровуванні густина теплового потоку у випарнику збільшується на 20 %, холодильний коефіцієнт кондиціонера — приблизно на 10 %.

Розроблена методика теплового розрахунку випарників — охолоджувачів повітря, яка оснований на наявності двох зон кипіння з різною інтенсивністю тепловіддачі: зони інтенсивної тепловіддачі від стінки до рідини, що її омиває, та зони з вкрай низькою інтенсивністю тепловіддачі від сухої стінки до пари з краплями рідини, винесеної з пристінного шару в першій зоні. Наведено основні положення методики розрахунку оптимальної масової швидкості киплячого холодильного агента в трубках випарника, яка забезпечує максимальну густину теплових потоків і відповідно високу енергетичну ефективність автономного кондиціонера.

1. Захаров Ю.В. Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. — СПб., 1994.
2. Hewitt G. F., Govan A.H. Phenomenological modelling of non-equilibrium flows with phase change // *Int. J. Heat Mass Transfer*. — 1990. — Vol. 33. — P. 243—252.
3. Slipcevic B. Berechnung der druckverluste in rohrbundel warmeaustauschern. — *Die Kalte*. — 1966. — № 10. — S. 556—564.
4. Ужанский В.С. Автоматизация холодильных машин и установок. — М., 1982.

УДК 621.1

М. Радченко, Л. Клименко, О. Сирота
Миколаївський державний гуманітарний університет
імені Петра Могили

ЕНЕРГООЩАДНІ ТЕХНОЛОГІЇ НА БАЗІ ЕЖЕКТОРНИХ УСТАНОВОК

© Радченко М., Клименко Л., Сирота О., 2004

A low efficient consumption of heat is supposed to be the reason of its non-rational supply in industries. The efficient heat consumption by ejector steam circulation in technological consumers concept is proposed. Some necessary actions to realize this concept are introduced.

Аналіз проблеми та постановка задачі дослідження. Термін окупності капіталовкладень у енергоощадні технології на порядок менший, ніж у енергоресурсовидобувні галузі. Потенціал економії в цьому напрямку та передусім у процесах споживання пари та транспортних ланцюгах її подачі на