

Міністерство освіти і науки України

**Київський національний університет
будівництва і архітектури**

**ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА
ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ**

Науково-технічний збірник

Випуск 16

Київ 2012

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-технічний збірник. Випуск 16. Головний редактор Е.С. Малкін. – К.:КНУБА, 2012. – 116с.

Редакційна колегія: Е.С. Малкін (головний редактор), Ю.К. Роськовшенко(заст. головн. ред.), М.В. Степанов (відп. секретар), В.М. Михайленко, О.Л. Підгорний, В.Є. Писарєв, В.В. Трофимович, П.М. Єнін, Н.А. Швачко, А.Ф. Строй, В.П. Корбут, С.Ю. Прокоф'єв, Г. Глінцерер, С.І. Борисенко.

Адресса редакції: Повітровофтський проспект, 31, КНУБА 03680, Київ, Україна

Рекомендовано до випуску Вченю Радою КНУБА, протокол №14 Від 28.12.2012р.

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання (постанова Президії ВАК України № 1-05/6 від 12.06.2002 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті Національної бібліотеки України ім. В.І. Вернадського www.nbuv.gov.ua

УДК 697.92

В.О. Мілейковський, к.т.н., доцент

Київський національний університет будівництва і архітектури

ГЕОМЕТРИЧНИЙ АНАЛІЗ РОЗШИРЕННЯ ТА ЗАТУХАННЯ ВІЛЬНИХ ПЛОСКИХ СТРУМИН

У вентильованих приміщеннях використовуються турбулентні струминні течії: вільні, обмежені, напівобмежені (які настилаються на поверхні різної форми), такі, що взаємодіють, тощо. Одним з факторів, що визначає рівномірність розподілення повітря у приміщенні, є розширення струмин. Його прийнято розглядати як результат дії турбулентних пульсацій у струмінному примежовому шарі та у навколошньому середовищі (при розвитку струмини в потоку). У такому контексті при теоретичному описі розширення струмини обов'язково використовуються дослідні коефіцієнти. Це призводить до потреби у складних експериментальних дослідженнях, що знижує ефективність праці науковців та підвищує собівартість обладнання.

На відміну від цих підходів професор кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури А.Я.Ткачук [1] розробив теорію турбулентних примежових шарів за методом особливостей. Потік розглядається як течія ідеальної рідини, в якій присутні як «особливості» дрібні вихрові течії. Такий підхід дозволив безпосередньо описувати дію вихорів замість використання додаткових понять.

Продовженням цих досліджень є підхід до аналітичного опису струминних течій, що передбачає розгляд струмінного примежового шару як сукупність великомасштабних вихорів – клубів.

У вільних струмінах [2,3,4] показана можливість подання струмінного шару (рис.1) у вигляді клубів, що котяться вільною межею. Лінія, яка сполучає центри клубів, практично збігається з характерною лінією за Гримітліним, де швидкість дорівнює половині осьової. У роботі [3] вільну струмінну подано у вигляді клубів у шаховому порядку.

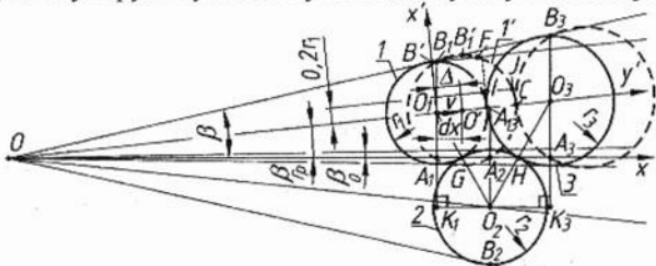


Рис.1. Схема струміни

Отримано зв'язок між тангенсом кута розширення струмини $\operatorname{tg}(\beta) = \Theta$, тангенсом кута $\operatorname{tg}(\beta_{rp}) = \Theta_{rp}$ лінії, де швидкість u дорівнює половині осьової u_m , та тангенсом кута межі занурення клубів у сусідній шар $\operatorname{tg}(\beta_0) = \Theta_0$. Цей зв'язок з похибкою до 0,32% описується формулою:

$$\Theta_{rp} = (0,49482 - 0,02947 \exp(-0,0611\Theta^2))\Theta, \quad (1)$$

або для $\Theta < 1$

$$\Theta_{rp} = 0,4655 \Theta. \quad (2)$$

Також отримані співвідношення між радіусами та абсцисами x_1, x_2, x_3 центрів клубів O_1, O_2, O_3 :

$$r_i = x_i(\Theta - \Theta_{rp}) = x_i(\Theta_{rp} + \Theta_o), \quad i = 1, 2, 3 \quad (3)$$

Розглянемо джерело Толміна, яке витікає з нескінченно тонкої щілини у точці O . Виділимо клуби 1, 2 та 3 радіусами r_1, r_2, r_3 . Оси клуба позначимо O_1, O_2, O_3 . Проекції осей клубів на вісь струмини x позначимо, відповідно, A_1, A_2 та A_3 , а найбільш віддалені від осі x точки клубів – B_1, B_2 та B_3 . Клуб 1 рухається з поступальною швидкістю v на осі клуба O_1 . За час dt центр клуба O_1 зсунеться у точку O' на відстань вздовж осі струмини x $dx_1 = vdt$. Також з урахуванням зростання радіуса клуба на величину dr_1 центр віддалиться від осі струмини. Клуб 1 зайде положення 1'. У криволінійному трикутнику $B_1A_{13}B_3$ відбувається лише підтікання повітря до струмини у напрямку, перпендикулярному до осі x [4]. А це можливе лише якщо як мінімум все повітря криволінійної фігури $B_1B'_1CA_{13}$ (B'_1 – найбільш віддалена від осі x точка кола 1', B'_1C – відрізок прямої) буде спожигто струмінною. Якщо спожигто менше, то клуб 1 буде або створювати рух повітря в напрямку осі x , або виштовхувати його зі струмини, що суперечить фізичному змісту задачі.

У околиці точки A_{13} відбувається звуження потоку, що підтікає до криволінійного трикутника $A_{13}GH$. У даному місці має суттєво зрости швидкість у напрямку до осі x . Рух на периферії клуба відбувається проти напрямку підтікання. Тому ежекція в цій околиці ускладнена. Це – околиця ускладненого підтікання $IJCA_{13}$. Оскільки ширина міжклубного шару тут незначна, то наявність повздовжньої складової швидкості не вплине на усереднену швидкість. Тому слід вилучити з розгляду частину фігури $B_1B'_1CA_{13}$ біля точки A_{13} , в якій ширина міжклубного шару незначна.

Площа A_c розглянутої фігури $B_1B'_1CA_{13}$ визначається з урахуванням багатьох факторів. Але якщо $dt \rightarrow 0$, то площа A_c стає теж нескінченно малою, як і приріст радіуса dr_1 . Введемо систему декартових координат $x'y'$ з центром у точці O_1 , а вісь y' містить точки O_1 та O' та знаходиться під кутом β_{rp} до осі струмини x . Якщо клуб збільшує радіус r_1 лінійно відносно x , то нескінченно малі величини dr_1 та dx_1 мають один порядок малості, як і довжина $\Delta = dx_1 / \cos(\beta_{rp})$ відрізу OO' . Існує можливість вилучити малі частини цієї площини вищого порядку малості і знайти

похідну dA_c/dt . Криволінійний трикутник $B_1B'_1F$ ($B_1B'_1$ – відрізок прямої, B'_1F – дуга, $AF|y$) при стягуванні в точку прямує до звичайного трикутника, а площа його прямує до половини добутку довжини відрізу B_1F та висоти, опущеної з точки B'_1 . Оскільки обидві величини мають порядок малості не нижчий за dx_1 , то їхній добуток має вищий порядок малості і може бути вилучений з розгляду. Вилучимо з розгляду мікроскопічну фігуру, яка на рис.1 зливається з відрізком B_1B' (B' – точка перетину осі x' та межі клуба 1). Тоді площа A_c буде замінена площею A_0 фігури $B'FC_1A_{13}$.

Тепер вилучимо околицю ускладненого підтікання біля точки A_{13} . Рівняння кола $y^2 = (r_1^2 - x^2)^{1/2}$ при $x^2 = 0,2r_1$ дає значення відстані між дотичною (на рис.1 показана коротким пунктиром) та колом $r_1 - y^2 = 0,02r_1$, рівне 2% від радіуса r_1 . Ця відстань незначна, а $x^2 = 0,2$ можна використати як оціночне значення межі околиці ускладненої ежекції. Площа криволінійної фігури $B'FL$ після вилучення околиці ускладненого підтікання $IJCA_{13}$:

$$dA_0 \rightarrow \int_{0,2r_1}^{r_1} \Delta + \sqrt{(r_1 + dr_1)^2 - x^2} dx - \int_{0,2r_1}^{r_1} \sqrt{r^2 - x^2} dx, \quad (4)$$

Після взяття інтегралів та спрощення сум скінчених і нескінченно малих величин:

$$dA_c \rightarrow dA_0 = 0,8\Delta \cdot r_1 = 0,8 r_1 dx_1 / \cos(\beta_{Ip}) = 0,8 r_1 dx_1 / K_{Ip}, \quad (5)$$

де $K_{Ip} = \cos(\beta_{Ip})$. Для вільної струмини при $\Theta_{Ip} = \operatorname{tg}(\beta_{Ip}) \leq 0,3287$ маємо $K_{Ip} \geq 0,95$, тобто знаменник можна вважати одиницею з похибкою до 5%.

Спожите повітря йде на зростання площи A_k клуба 1:

$$dA_k = 2\pi r_1 dr_1, \quad (6)$$

та зростання площи $A_{k.m}$ криволінійного трикутника $A_{13}GH$:

$$dA_c = dA_k + dA_{k.m}, \quad (7)$$

Площа криволінійного трикутника $A_{13}GH$ є різницею площи A_Δ трикутника $O_1O_2O_3$ та площ $A_{\text{сек}}$ секторів клубів 1, 2 та 3, обмежених цим трикутником.

Площа трикутника $O_1O_2O_3$ зі сторонами завдовжки $r_1 + r_2$, $r_2 + r_3$ та $r_1 + r_3$ за формулою Герона після перетворень:

$$A_\Delta = ((r_1 + r_2 + r_3)r_1 r_2 r_3)^{1/2}, \quad (8)$$

Кути трикутника за теоремою косинусів:

$$\angle O_i O_j O_k = \arccos \left(1 - \frac{2r_i r_k}{(r_i + r_j)(r_j + r_k)} \right) \quad i \neq j, i \neq k, j \neq k \quad (9)$$

За відомими кутами (9) та за рівнянням (8) площа криволінійного трикутника $O_1O_2O_3$:

$$A_{k.m.} = A_{\Delta} - A_{cek} = \sqrt{(r_1 + r_2 + r_3)r_1r_2r_3} - \frac{r_1^2}{2} \arccos\left(1 - \frac{2r_2r_3}{(r_1 + r_2)(r_1 + r_3)}\right) - \frac{r_2^2}{2} \arccos\left(1 - \frac{2r_1r_3}{(r_1 + r_2)(r_2 + r_3)}\right) - \frac{r_3^2}{2} \arccos\left(1 - \frac{2r_1r_2}{(r_1 + r_3)(r_2 + r_3)}\right) \quad (10)$$

Виразимо радіуси клубів r_1 , r_2 та r_3 . Довжина проекції відрізу A_1A_3 на вісь x :

$$x_3 - x_1 = (r_1 + r_3)\cos(\beta_{Tp}) = (r_1 + r_3) / (1 + \Theta_{Tp}^2)^{1/2}; \quad (11)$$

З точки O_2 проводимо лінію, паралельну осі x . Продовжуємо перпендикуляри O_1A_1 та O_3A_3 до перетину з отриманою лінією і маємо точки, відповідно, K_1 та K_3 . Таким чином отримано прямокутні трикутники $O_1K_1O_2$ та $O_2K_3O_3$. Знайдемо з них зв'язок, якого не вистачає для замикання рівнянь (3) і (11). З трикутників OO_iA_i , $i = 1, 2, 3$ маємо довжини відрізків $|O_iA_i| = x_i\Theta_{Tp}$. Оскільки відрізки K_1A_1 та O_2A_2 рівні, то довжина відрізу K_1O_1 становить $|K_1O_1| = |O_1A_1| + |O_2A_2| = (x_1 + x_2)\Theta_{Tp}$. Аналогічно довжина відрізу K_3O_3 : $|K_3O_3| = |O_3A_3| + |O_2A_2| = (x_2 + x_3)\Theta_{Tp}$. Довжини відрізків $|K_1O_2| = x_2 - x_1$, $|O_2K_3| = x_3 - x_2$, $|O_1O_2| = r_1 + r_2$, $|O_2O_3| = r_2 + r_3$. Теорема Піфагора для прямокутних трикутників $O_1K_1O_2$ та $O_2K_3O_3$:

$$(r_1 + r_2)^2 = (x_2 - x_1)^2 + (x_1 + x_2)^2\Theta_{Tp}^2; \quad (12)$$

$$(r_2 + r_3)^2 = (x_3 - x_2)^2 + (x_2 + x_3)^2\Theta_{Tp}^2; \quad (13)$$

З рівнянь (3), (12) та (13) абсциси центрів клубів (а значить за залежністю (3) і їхні радіуси) утворюють геометричну прогресію:

$$x_2 = qx_1; \quad x_3 = qx_2 = q^2x_1, \quad (14)$$

де знаменник прогресії абсцис:

$$q = (1 + (\Theta\Theta_0)^{1/2}) / (1 - (\Theta\Theta_0)^{1/2}). \quad (15)$$

Підстановка рівнянь (14) і (15) до залежності (11) дає рівняння, розв'язок якого збігається з (1), (2). Це підтверджує правильність даних викладок. При $\Theta < 1$ за рівняннями (2) та (15):

$$1 \leq q = (1 + 0,069^{1/2}\Theta) / (1 - 0,069^{1/2}\Theta) \leq 1,7125. \quad (16)$$

У цих межах підрахунки за формулою (10) дозволяють замінити її більш простим наближенням:

$$A_{k.m.} = Kr_2^2 = Kq^2r_1^2; \quad 0,1418 \leq K \leq 0,1613. \quad (17)$$

Приймаємо $K = 0,1509$, при якому похибка формули (17) не перевищує 6,45%. Оскільки площа криволінійного трикутника не перевищує половину клуба, то похибка результату не перевищить 3,3%.

Приріст площи криволінійного трикутника за формулою (17) з урахуванням незначної зміни K при зміні r_1 :

$$dA_{\text{к.м.}} \approx 2Kq^2r_1dr_1. \quad (18)$$

Тоді за рівняннями (5), (6), (7), (3), (2) та (18) маємо:

$$0,8 \frac{r_1 dx_1}{K_{rp}} = 0,8 \frac{r_1 dr_1}{(\Theta - \Theta_{rp}) K_{rp}} = 0,8 \frac{r_1 dr_1}{0,5345 \Theta K_{rp}} = 2\pi r_1 dr_1 + 2Kq^2 r_1 dr_1,$$

$$\Theta = 0,8 / 0,5345 K_{rp} (2\pi + 2Kq^2). \quad (19)$$

При $K_{rp} = 1$ та $K = 0,1509$ це рівняння розв'язується чисельно. Маємо $\Theta = 0,2246$. Уточнюємо коефіцієнти та Θ :

$$K_{rp} = \cos(\beta_{rp}) = (1 + (0,4655\Theta)^2)^{-1/2} = 0,99458; K = 0,16023; \Theta = 0,22497.$$

Наступне наближення: $K_{rp} = 0,99456$, $K = 0,16023$, $\Theta = 0,22498 \approx 0,22$. Наступне наближення повторює вищепередне. Отримане значення повторює з точністю до другого знаку загальноприйняті [1, 5] $\Theta = 0,22$. Відмінність: $100 \cdot (0,22498 - 0,22) / 0,22 = 2,26\%$. Підставимо це значення до формули (2) і отримаємо $\Theta_{rp} = 0,4655 \cdot 0,22498 = 0,1047 \approx 0,10$, що повторює дані [6] М.Й.Гримітліна ($\Theta_{rp} \approx 0,1$) до другого знаку після коми. Отже, отримані дані свідчать про прийнятність висловлених припущень.

Перевіримо вплив криволінійного трикутника $A_{13}GH$. Якщо прийняти $K = 0$, то його споживання не буде враховано, а $\Theta = 0,23969 \approx 0,24$, що на 6,14% більше за вище отримане значення. Тобто вплив трикутника для грубих розрахунків (похибка до 10%) може не враховуватися.

Чим більше розширення струмини, тим швидше її затухання, більші витрати енергії на підживлення. Тому саме це мінімальне значення $\Theta \approx 0,22$ встановлюється при випуску струмини зі щілини. Отже, без залучення дослідних даних отримано одну з фундаментальних констант вільних струмин – тангенс кута розширення. З використанням закону збереження кількості руху, отримуємо темп затухання струмини. Цей аналіз не наведений, оскільки він добре висвітлений у літературних джерелах (наприклад, [5]) і у контексті даних викладок залишається без змін. У подальшому проведений аналіз буде розповсюдженій на складні струмини, в т.ч., криволінійні напівобмежені.

Висновки

1. Висловлені припущення щодо мінімально можливого споживання навколошнього повітря струminoю дозволили отримати кут

- розширення вільної струмини без використання експериментальних даних.
2. Незначна розбіжність між отриманими даними та даними відомих досліджень підтверджує висловлені гіпотези.

Список літератури:

1. Ткачук А.Я., Довгалюк В.Б. Аеродинаміка вентиляції: Навчальний посібник. – ІВНВКП «Укргеліотех», 2009. – 376 с.
2. Мілейковський В.О. Геометричне моделювання плоских напівобмежених струмин // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Прикладна геометрія та інженерна графіка». Вип. 86. Відповідальний редактор В.Є. Михайленко.– К.:КНУБА, 2010 р.– 472с. – С.187-191.
3. Мілейковський В.О. Геометричне моделювання вільних ізотермічних струмин // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Прикладна геометрія та інженерна графіка». Вип. 82. Відповідальний редактор В.Є.Михайленко. – К.:КНУБА, 2009 р.– 400с.
4. Мілейковський В.О. Геометричне обґрунтування профілю швидкості в струминних примежових шарах// Будівництво України. №1 2010 р.- С.17-20.
5. Талиев В.Н. Аэродинамика вентиляции. Учеб. Пособие для вузов.- М.:Стройиздат. 1979.-295с.
6. Гrimmитлин М.И. Распределение воздуха в помещениях. – М.:Стройиздат, 1982. – 164 с., ил.

Надійшла до редакції 3.10.2012р.

**ВПЛИВ РІЗНИЦЬ ТЕМПЕРАТУР ПЕРЕГРІВАННЯ У
ВИПАРНИКУ І ПЕРЕОХОЛОДЖЕННЯ У КОНДЕНСАТОРІ
НА ВТРАТИ ЕКСЕРГІЇ В ЕЛЕМЕНТАХ ХОЛОДИЛЬНИХ
МАШИН SPLIT-КОНДИЦІОНЕРІВ**

Постанова проблеми. Холодильні машини, які застосовують в split-кондиціонерах, потребують вдосконалення для підвищення їх енергоефективності, яке можливе з використанням сучасного методу термодинаміки – ексергетичного [1, 2, 3].

Ексергетичний аналіз дозволяє встановити максимальні термодинамічні можливості холодильної машини, визначити втрати ексергії в ній та обґрунтувати рекомендації з вдосконалення окремих її елементів. А для цього треба досконало вивчити всі аспекти роботи холодильної машини split-кондиціонерів.

Аналіз останніх досліджень та публікацій. Найдетальніше ексергетичний метод аналізу одноступеневих холодильних машин наведений в [1], який непристосований для холодильних машин split-кондиціонерів, у яких випарник і конденсатор омиваються відповідним повітрям, а в контурі холодильної машини циркулює інший холодаагент. Також коротко цей метод аналізу висвітлений у [2, 3].

Тому автором розроблений ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин (без ефективного охолодження компресора) для split-кондиціонерів [4, 5]. У цьому методі використана принципова схема холодильної машини, яка наведена на рис. 1, а, і відповідно побудова процесів її роботи на p, i -діаграмі – на рис. 1, б та холодильний агент хладон-22 (R22). Такий метод термодинамічного вивчення холодильної машини дає можливість дослідити її як загалом, так і її окремі частини, щоб отримати повну інформацію про процеси перетворення енергії, які мають місце в холодильній машині. Результатом аналізу є знаходження втрат ексергії в окремих елементах холодильної машини та ексергетичного ККД процесу загалом.

Мета роботи – визначення залежності втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику холодильних машин split-кондиціонерів від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі. Для цього потрібно встановити:

- втрати ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику, наприклад, split-кондиціонера "Sanyo" холодопродуктивністю 2020 Вт за стандартних зовнішніх температурних умов випробування, залежно від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі;

— аналітичні залежності між втратами ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику вибраного split-кондиціонера “Sanyo” і різницями температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі.

Це і було завданням досліджень.

Виклад основного матеріалу. Ексергетичний ККД η_e одноступеневої парокомпресорної хладонової холодильної машини split-кондиціонерів визначали з її *ексергетичного балансу*, який має вигляд:

$$E_{\text{вх}} = E_{\text{вих}} + \Sigma D, \%, \quad (1)$$

де $E_{\text{вх}}$ — вхідний потік ексергії у компресор кондиціонера (робота компресора), %; $E_{\text{вих}}$ — вихідний потік ексергії з випарника кондиціонера, або ексергетична холадопродуктивність кондиціонера, %; ΣD — загальні втрати потоку ексергії у всіх апаратах холодильної машини кондиціонера, %.

Виходячи з цього, *ексергетичний ККД* η_e визначали так:

$$\eta_e = \frac{E_{\text{вих}}}{E_{\text{вх}}} = 1 - \frac{\Sigma D}{E_{\text{вх}}}. \quad (2)$$

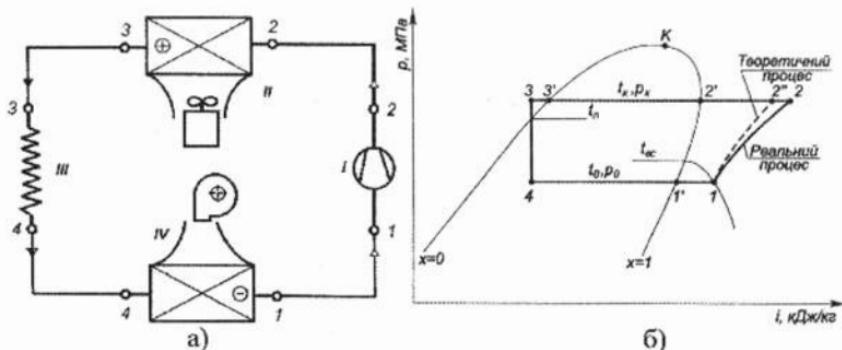


Рис. 1. Принципова схема холодильної машини (а) та побудова процесу роботи на p,i -діаграмі (б):

I — компресор; II — конденсатор; III — капілярна трубка (дросель); IV — випарник

Технічні характеристики вибраного для досліджень split-кондиціонера “Sanyo” за стандартних зовнішніх температурних умов t_{H_1}

= +35°C і $t_{C_1} = +27^\circ\text{C}$: холодопродуктивність $Q_x^{\text{ст}} = 2020 \text{ Вт}$, споживана потужність $N_{\text{сп}}^{\text{ст}} = 610 \text{ Вт}$, кількість конденсату $W_{\text{конд}}^{\text{ст}} = 0,9 \text{ л/год}$, витрати повітря на випарнику $\dot{V}_{\text{вип}}^{\text{ст}} = 450 \text{ м}^3/\text{год}$ і конденсаторі $L_k^{\text{ст}} = 1360 \text{ м}^3/\text{год}$ кондиціонера і, відповідно, ексергетичний ККД $\eta_e = 0,249$, холодильний агент хладон-22 (R22).

Різниця температур перегрівання пари холодильного агента у випарнику (всмоктування перегрітої пари холодильного агента у компресор і киплячого холодильного агента) $\Delta t_{\text{пергр}}$ впливає на значення температури всмоктування перегрітої пари холодильного агента у компресор t_{sc} , а *різниця температур переохолодження рідкого холодильного агента у конденсаторі* (конденсації пари холодильного агента і переохолодження рідкого холодильного агента у конденсаторі) $\Delta t_{\text{переох}}$ впливає на значення температури переохолодження рідкого холодильного агента у конденсаторі t_n , що своєю чергою є додатковими температурами *внутрішнього температурного режиму роботи* холодильних машин *split*-кондиціонерів, які працюють на однокомпонентному холодильному агенті. У той самий час від цих температур внутрішнього температурного режиму роботи холодильних машин *split*-кондиціонерів залежить не тільки ексергетичний ККД холодильних машин, але й параметри роботи усіх їх елементів: компресора, конденсатора, дроселя (капілярної трубки) і випарника та адекватні *втрати ексергії* у них.

Для встановлення залежності втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику вибраного кондиціонера від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі, які суттєво впливають на його роботу, дослідження проводили за таких умов функціонування кондиціонера:

- різниці температур перегрівання у випарнику $5 \leq \Delta t_{\text{пергр}} \leq 15^\circ\text{C}$ (для стандартного процесу приймали $\Delta t_{\text{пергр}} = 10^\circ\text{C}$);
- різниці температур переохолодження у конденсаторі $3 \leq \Delta t_{\text{переох}} \leq 5^\circ\text{C}$ (для стандартного процесу приймали $\Delta t_{\text{переох}} = 5^\circ\text{C}$);
- стандартної температури навколошнього середовища $t_{H_1} = 35^\circ\text{C}$ (зовнішнього повітря);
- стандартної температури внутрішнього (рециркуляційного) повітря відповідно до температури навколошнього середовища $t_{C_1} = 27^\circ\text{C}$;
- кінцевої різниці температур у випарнику $\Delta t_{\text{вип}} = 2,8^\circ\text{C}$;
- кінцевої різниці температур у конденсаторі $\Delta t_k = 4,2^\circ\text{C}$;

- адіабатичного (індикаторного) ККД компресора $\eta_i = 0,8$;
- електромеханічного ККД компресора $\eta_{\text{ем}} = 0,9$.
- холодильного агента – хладон-22 (R22).

Отримані під час проведення аналізу результати наведені у таблиці (*курсивом* зазначені технічні характеристики кондиціонера для стандартних різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі, а **жирно** – технічні характеристики кондиціонера для запропонованих різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі) та зображені графічно на рис. 2, 3, 4 і 5.

Таблиця

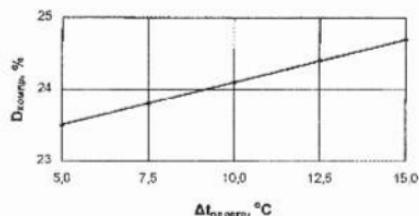
Результати досліджень втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику та ексергетичного ККД split-кондиціонера “Sanyo”

стандартної холодопродуктивності 2020 Вт залежно від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі

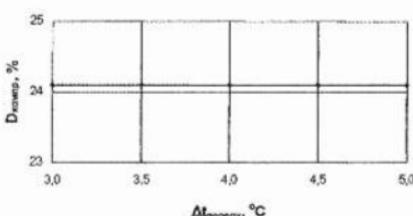
$\Delta t_{\text{перерг}}$, °C	$\Delta t_{\text{переох}}$, °C	$D_{\text{компр}}$, %	D_k , %	$D_{\text{др}}$, %	$D_{\text{вих}}$, %	$e_{\text{вх}} = l$, кДж кг	$e_{\text{вих}}$, кДж кг	η_e
5,0	5	23,5	30,3	7,2	14,1	28,2	7,0	0,248
7,5	5	23,8	31,2	7,2	12,9	28,5	7,09	0,249
10,0	5	24,1	32,1	7,1	11,7	28,8	7,17	0,249
12,5	5	24,4	33,0	7,1	10,5	29,0	7,26	0,250
15,0	5	24,7	33,8	7,0	9,4	29,3	7,34	0,251
10	3,0	24,1	31,8	7,2	12,4	28,8	7,06	0,245
10	3,5	24,1	31,9	7,2	12,2	28,8	7,09	0,246
10	4,0	24,1	31,9	7,1	12,1	28,8	7,11	0,247
10	4,5	24,1	32,0	7,1	11,9	28,8	7,14	0,248
10	5,0	24,1	32,1	7,1	11,7	28,8	7,17	0,249

У таблиці $D_{\text{компр}}$, D_k , $D_{\text{др}}$, $D_{\text{вих}}$ – відповідно, відносні втрати ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику, %; $e_{\text{вх}} = l$ – питомий потік вхідної ексергії, підведеній до електродвигуна компресора (питома робота компресора), кДж/кг; $e_{\text{вих}}$ – потік питомої вихідної ексергії, відведеній від випарника у вигляді ексергетичної

холодопродуктивності, кДж/кг; η_e – ексергетичний ККД холодильної машини кондиціонера.

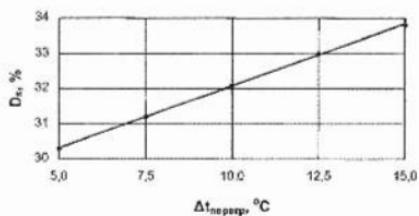


a)

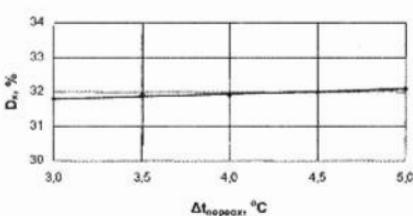


б)

Рис. 2. Залежність відносних втрат ексергії у компресорі $D_{\text{компр}}$ split-кондиціонера „Sanyo” стандартної холодопродуктивності 2020 Вт від різниць температур перегрівання у випарнику $\Delta t_{\text{перерг}}$ (а) і переохолодження у конденсаторі $\Delta t_{\text{перех}}$ (б)

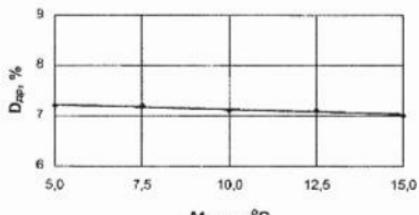


a)

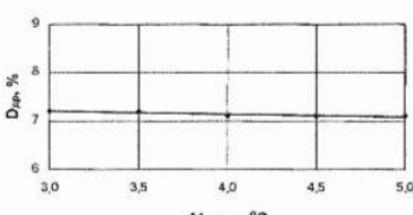


б)

Рис. 3. Залежність відносних втрат ексергії у конденсаторі D_c split-кондиціонера „Sanyo” стандартної холодопродуктивності 2020 Вт від різниць температур перегрівання у випарнику $\Delta t_{\text{перерг}}$ (а) і переохолодження у конденсаторі $\Delta t_{\text{перех}}$ (б)

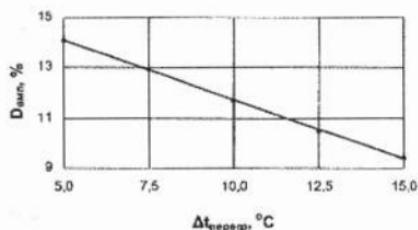


а)

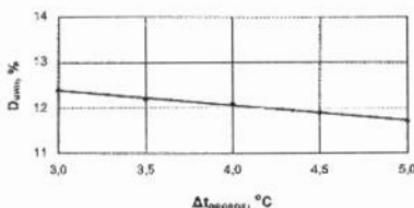


б)

Рис. 4. Залежність втрат ексергії у дроселі D_{dp} split-кондиціонера „Sanyo” стандартної холодопродуктивності 2020 Вт. від різниць температур перегрівання у випарнику $\Delta t_{\text{перерг}}$ (а) і переохолодження у конденсаторі $\Delta t_{\text{перех}}$ (б)



a)



b)

Рис. 5. Залежність відносних втрат ексергії у випарнику $D_{\text{вип}}$ split-кондиціонера „Sanyo” стандартної холодопродуктивності 2020 Вт від різниць температур перегрівання у випарнику $\Delta t_{\text{перерг}}$ (а) і переохолодження у конденсаторі $\Delta t_{\text{перох}}$ (б)

Залежності відносних втрат ексергії вибраного кондиціонера від різниць температур перегрівання у випарнику $5 \leq \Delta t_{\text{перерг}} \leq 15^\circ\text{C}$ та переохолодження у конденсаторі $3 \leq \Delta t_{\text{перох}} \leq 5^\circ\text{C}$ апроксимовані формулами:

— для компресора

$$D_{\text{компр}} = 22,9 + 0,12 \cdot \Delta t_{\text{перерг}}, \%; \quad (3)$$

— для конденсатора

$$D_k = 27,9 + 0,35 \cdot \Delta t_{\text{перерг}} + 0,14 \cdot \Delta t_{\text{перох}}, \%; \quad (4)$$

— для дроселя

$$D_{\text{др}} = 7,6 - 0,02 \cdot \Delta t_{\text{перерг}} - 0,06 \cdot \Delta t_{\text{перох}}, \%; \quad (5)$$

— для випарника

$$D_{\text{вип}} = 18,1 - 0,47 \cdot \Delta t_{\text{перерг}} - 0,34 \cdot \Delta t_{\text{перох}}, \%. \quad (6)$$

Максимальна похибка розрахунків за формулою (3) становить 0%, за формулою (4) – 0,4%, за формулою (5) – 1,5% і за формулою (6) – 1,0%.

Висновки.

Аналізуючи отримані дані досліджень у таблиці та на рис. 2, 3, 4 і 5, можна дійти таких висновків. Зростання різниці температур перегрівання у випарнику холодильної машини вибраного кондиціонера

$\Delta t_{\text{перер}} \text{ від } 5 \text{ до } 15^{\circ}\text{C}$, тобто в 3 рази, призводить до незначного зростання відносних втрат ексергії у компресорі $D_{\text{компр}}$ від 23,5 до 24,7%, тобто в 1,051 рази, у конденсаторі до зростання D_k – від 30,3 до 33,8%, тобто в 1,116 рази, у дроселі до незначного зменшення $D_{\text{др}}$ – від 7,2 до 7,0%, тобто в 1,029 рази, і у випарнику до значного зменшення $D_{\text{вип}}$ – від 14,1 до 9,4%, тобто в 1,50 рази, за незначного зростання ексергетичного ККД η_e від 0,248 до 0,251, тобто в 1,012 рази або на 1,2%, а зростання різниці температур переохолодження у конденсаторі холодильної машини вибраного кондиціонера $\Delta t_{\text{перех}}$ від 3 до 5°C , тобто в 1,67 рази, – до сталого значення відносних втрат ексергії у компресорі $D_{\text{компр}} = 24,1\%$, у конденсаторі до незначного зростання D_k – від 31,8 до 32,1%, тобто в 1,0094 рази, у дроселі до незначного зменшення $D_{\text{др}}$ – від 7,2 до 7,1%, тобто в 1,014 рази, і до незначного зменшення у випарнику $D_{\text{вип}}$ від 12,4 до 11,7%, тобто в 1,060 рази, за незначного зростання ексергетичного ККД η_e від 0,245 до 0,249, тобто в 1,016 рази або на 1,6%. Варто зауважити, що відносні втрати ексергії у компресорі $D_{\text{компр}}$ не залежать від різниці температур переохолодження у конденсаторі холодильної машини вибраного кондиціонера $\Delta t_{\text{перех}}$ (рис. 2, б та формула (3)). Отже, найкраще застосовувати найвищі різниці температур перегрівання та переохолодження, тобто у випарнику 15°C , а у конденсаторі 5°C . Застосування запропонованої різниці температур перегрівання у випарнику 15°C замість стандартної 10°C , приведе до зростання ексергетичного ККД η_e від 0,249 до 0,251, тобто на 0,8%, що є достатньо незначним.

Отже, ексергетичний аналіз роботи холодильної машини split-кондиціонера за стандартних зовнішніх температурних умов і різних різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі кондиціонера показав, що вищі значення ексергетичного ККД в ней є за найвищих різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі. Тому з точки зору ексергетичного аналізу застосовувати вибраний split-кондиціонер стандартної холододопродуктивності 2020 Вт для забезпечення мікроклімату в приміщенні ощадніше з вищим ексергетичним ККД за стандартних зовнішніх температурних умов і запропонованих кінцевих різниць температур перегрівання у випарнику $\Delta t_{\text{перер}} = 15^{\circ}\text{C}$ та переохолодження у конденсаторі – $\Delta t_{\text{перех}} = 5^{\circ}\text{C}$ та, відповідно, за незначно нарощеною відносною втрати ексергії у компресорі $D_{\text{компр}} = 24,7\%$, незначно нарощеної – у конденсаторі $D_k = 33,8\%$, незначно зменшеної – у дроселі

$D_{\text{др}} = 7,0\%$ і незначно зменшеної – у випарнику $D_{\text{вип}} = 9,4\%$ для холодильної машини вибраного split-кондиціонера “Sanyo”. Вочевидь, що завдяки цьому ексергетичний ККД зросте на 0,8%, що є суттєвим, але незначним.

Список літератури:

1. Соколов Е.Я. Энергетические основы трансформации тепла и процессов охлаждения: учеб. пособие для вузов.- 2-е изд., перераб. / Е.Я. Соколов, В.М. Бродянский. – М.: Энергоиздат, 1981. – 320 с.
2. Шаргут Я. Эксергия / Я. Шаргут, Р. Петела. – М.: Энергия, 1968. – 280 с.
3. Эксергетические расчеты технических систем: справ. пособие / [В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчев и др.]; под ред. А.А. Долинского, В.М. Бродянского; Ин-т технической теплофизики АН УССР. – Киев: Наук. думка, 1991. – 360 с.
4. Лабай В.Й. Ексергетичний аналіз місцевих автономних кондиціонерів/ В.Й. Лабай, О.В. Омельчук // Науковий вісник: зб. наук.-техн. праць.– Львів: НЛТУ України, 2005. – Вип. 15.3. – С. 262–266.
5. Лабай В.Й. Термодинамічні основи знаходження ексергетичного ККД холодильних машин split-кондиціонерів / В.Й. Лабай, Й.С. Мисак // Науково-технічний журнал «Холодильна техніка і технологія». – Одеса: ОДАХ, 2010. – № 5 (127). – С. 15–19.

Надійшла до редакції 12.10.2012р.

ОСОБЛИВОСТІ НЕРІВНОМІРНОГО РОЗПОДІЛУ ПОВІТРЯНОГО ПОТОКУ В ТРУБНОМУ ПУЧКУ

При експлуатації теплообмінників часто виникають труднощі, обумовлені нерівномірним розподіленням потоку. В сучасних електрокалориферних установках висока вартість, установлені габаритні розміри примушують застосовувати неідеальну схему підводу повітряного потоку до нагрівального блоку теплообмінника. Наша увага зосереджена на дослідженні нерівномірного розподілення повітряного потоку на вході в нагрівальний блок, яка виникає внаслідок встановлення осьового вентилятора на нагнітанні, та вирівнювання повітряного потоку по мірі ослаблення нерівномірності по перерізу та глибині каналу пучка труб.

З метою вивчення цього явища були проведені експериментальні дослідження трубного пучка електронагрівачів у потоці повітря від осьового вентилятора.

Принципова схема експериментальної установки приведена на рис.1.

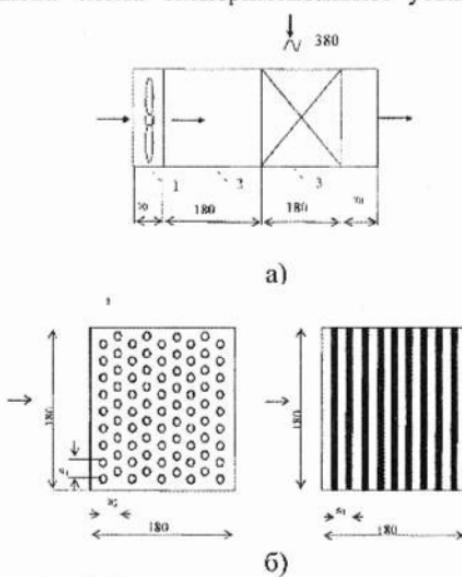


Рис.1 Схема експериментальної установки:

а – загальний вигляд експериментальної установки, б – схема розташування нагрівачів у блокі; 1 – осьовий вентилятор, 2 – повітропровід, 3 – нагрівальний пучок труб.

Експериментальна установка складається з осьового вентилятора номінальною продуктивністю $350 \text{ м}^3/\text{год}$, металевого повітропроводу з поперечним перерізом $180 \times 180\text{мм}$, та нагрівального блоку, на який вентилятором подається повітря з температурою 20°C . Нагрівальний блок представляє собою набір керамічних трубок діаметром 7 мм, розташованих у шаховому порядку. Густота розташування трубок визначається відносними поперечними ($s_1/d=2,85$) та поздовжніми ($s_2/d=2,85$) відстанями. Всього у блоці 9 рядів трубок по 9 трубок у кожному ряді.

Особливістю досліджень полягало в тому, що при одних і тих умовах визначався розподіл швидкості в міжтрубному просторі при усталеному турбулізованому русі повітря (ω_r) та при нерівномірному турбулізованому русі повітря (ω_n). Отримані швидкості при нерівномірному розподілі потоку повітря були віднесені до відповідних швидкостей при рівномірному розподілі потоку повітря. Ступінь відхилення цього відношення від одиниці відразу показував, як впливає початкова нерівномірність (викликана осьовим вентилятором) на розподіл повітряного потоку по перерізу та глибині каналу пучка труб.

Вищевказані відношення приведені на рис 2.

0,4	0,9	1	1	1,1	1,1	1	1	0,9	0,4
0,9	1,2	1,4	1,3	1,3	1,2	1,1	1,3	1,2	0,9
1	1,3	1,2	0,6	0,4	0,4	0,6	1,2	1,3	1
1	1,2	1	0,3	0,3	0,3	0,3	1	1,2	1
1	1,2	0,4	0,3	0,4	0,4	0,3	0,4	1,2	1
1	1,2	0,5	0,3	0,3	0,3	0,3	0,5	1,2	1
1	1,3	1,1	0,5	0,4	0,4	0,5	1,1	1,3	1
1	1,1	1,3	1,4	1,3	1,1	1,4	1,3	1,1	1
0,4	0,9	0,9	1	1	1,1	1	0,9	0,9	0,4

a)

0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	0,9	0,9
1	1,2	1,1	1	1,1	1	1,1	1	1	1,1	1,2
1	1,1	1,1	0,9	0,9	0,9	0,9	1	1,1	1,1	1
1,1	1,2	1	0,7	0,6	0,6	0,6	0,7	1	1,2	1
1,1	1,2	0,8	0,6	0,3	0,3	0,3	0,6	0,8	1,2	1
1,1	1,3	1	0,7	0,6	0,6	0,6	0,7	1	1,3	1
1	1,1	0,9	0,8	0,9	0,9	0,9	0,8	0,9	1,1	1
1	1,1	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1	1,1	1
0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0,9

б)

0,9	1	1	1	1	1	1	1	1	0,9
1	1	1,1	1	1	1	1,1	1	1	1
1,1	1,1	1	0,9	0,9	0,9	0,9	1	1,1	1,1
1,1	1,1	1	0,9	0,8	0,8	0,9	1	1,1	1,1
1	1	1	0,8	0,6	0,6	0,8	1	1	1
1	1	1	0,9	0,8	0,8	0,9	1	1	1
1,1	1,1	1	1	1	1	1	1	1,1	1,1
1	1	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1	1	1
0,9	1	1	1	1,1	1	1	1	1	0,9

в)

1	1	1	1,1	1,1	1,1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1,1	1	1	0,9	0,9	0,9	0,9	1	1	1,1	1,1
1,1	1	1	0,9	0,9	0,9	0,9	1	1	1,1	1,1
1,1	1	1	0,9	0,9	0,9	0,9	1	1	1,1	1,1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
1	1	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1	1	1	1

г)

Рис.2 Розподіл швидкостей у поперечному перерізі пучка труб:
а) перший ряд, б) третій ряд ряд; в) четвертий ряд;
г) дев'ятий ряд.

При оцінці результатів представлений на рис. 2 слід пам'ятати, що відношення чисел фонер до φ , які перевищують одиницю свідчить про збільшення швидкості в даній зоні і навпаки, значення відношення фонер до φ нижче одиниці, говорить про те, що із-за нерівномірного розподілу потоку повітря відбулося зниження швидкості.

Крім того, при аналізі представлених результатів на рис.2 , можна побачити як розповсюджується нерівномірний повітряний потік по каналу, а також вирівнювання повітряного потоку по мірі ослаблення нерівномірності. Результат відношення значень фонер/ φ , який наближається до одиниці, свідчить про ослаблення нерівномірності по глибині каналу.

По результатам експерименту видно, що нерівномірний розподіл повітряного потоку, що спричиняє вентилятор встановлений на нагнітанні фактично вирівнюється з четвертого ряду. Також слід відмітити, що зона з відношенням фонер/ φ <0,5 для першого ряду займала 30% та зона 0,5 <фонер/ φ <1 - 10% площині всього поперечного перерізу каналу, фактично 40% поверхні першого ряду знаходилися в несприятливих умовах.

Дані експерименти підтверджують той факт, що перші ряди пучків труб, особливо перший, знаходяться в дуже несприятливих умовах і виникає питання в доцільноті використання перших рядів в якості нагрівальних елементів. Можливо доцільно розглядати перші ряди пучків труб як своєрідні стабілізатори (вирівнювачі) нерівномірного потоку повітря.

Наступний етап в дослідженнях полягає у визначенні впливу нерівномірності повітряного потоку на тепловіддачу трубних пучків. Результати досліджень будуть представлені в наступних наукових друкованих виданнях.

Список літератури:

1. Михеев М.А., Михеева И.М. Основы теплопередачи. – М.: Энергия, 1973. – 392с.
2. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416с.
3. Сперроу. Влияние вызванного загромождением неравномерного распределения потока на теплообмен и падение давления в трубном пучке. – Труды Американского общества инженеров механиков. Теплопередача, 1982, т. 104, № 4.
4. Жукаускас А.А. Конвективный перенос в теплообменниках. – М.: Наука, 1982. – 472с.

Надійшла до редакції 16.10.2012р.

ТЕХНІКО-ЕКОНОМІЧНІ ПОКАЗНИКИ РОБОТИ СИСТЕМИ ВЕНТИЛЯЦІЇ З МЕМБРАННИМ РЕКУПЕРАТИВНИМ ТЕПЛООБМІННИКОМ В КЛІМАТИЧНИХ УМОВАХ М. КИЄВА

Розвиток управління системами вентиляції і підвищення рівня їх енергоефективності висуває завдання вдосконалення методів їх техніко-економічного аналізу, в тому числі доцільності застосування системи вентиляції з теплоутилізаторами. В загальному випадку вони дозволяють утилізувати явну і приховану теплоту, тому для аналізу потрібно використовувати наступні дані для зовнішнього повітря: температура, відносна вологість (або вологовміст) та тиск.

В залежності від конструктивного виконання ефективність пластинчастих теплообмінників може знаходитися у діапазоні 50-80 % [1]. Захист рекуперативних теплообмінників від утворення інею в каналі витяжного повітря може забезпечуватися попереднім підігрівом припливного повітря, регулюванням витрат припливного чи витяжного повітря та періодичним розморожуванням теплообмінника. Вибір метода боротьби з утворенням інею в значній мірі впливає на економічний ефект від впровадження теплоутилізатора [2].

В роботах [3, 4] при аналізі системи вентиляції з теплоутилізаторами в якості параметрів зовнішнього повітря використовувалася тривалість стояння температур зовнішнього повітря. Розглядається різний час роботи установки на добу (8, 12, 24 години), попередній нагрів при температурах $\leq -5^{\circ}\text{C}$, але при цьому не враховується коливання температури зовнішнього повітря протягом доби і режими розморожування теплообмінника. В роботі [5] пропонується визначати економію теплової енергії з використанням середньої температури зовнішнього повітря та тривалості опалювального сезону, що приймаються згідно нормативних документів.

У даній роботі в якості об'єкта техніко-економічного аналізу була обрана вентиляційна установка з мембраним рекуперативним теплообмінником, з витратою повітря $150 \text{ m}^3/\text{год}$ і коефіцієнтами ефективності по повній і явній теплоті $\eta_b = 0,73$ та $\eta_t = 0,8$ відповідно. Для приміщення параметри повітря складають: температура 20°C та відносна вологість 40%.

Методи осереднення метеоданих

Розглянуто наступні методи узагальнення метеоданих: 1) по числу годин стояння (ЧГС) (рис. 1) і середньому вологовмісту для кожної

температури для опалювального періоду (рис. 2); 2) по середнім температурам і вологомістам для кожного місяця; 3) з використанням медіані температур і вологомісту для кожного місяця; 4) за середньою температурою і вологомістом та тривалістю опалювального сезону. Вони порівнювалися з детальним розрахунком по зібраним півгодинним даними по температурі, відносній вологості і тиску зовнішнього повітря для м. Києва за опалювальний сезон 2011-2012 рр.. (з 15.10.11 по 15.04.12) [<http://www.wunderground.com/weather-forecast/UR/Kyiv.html>].

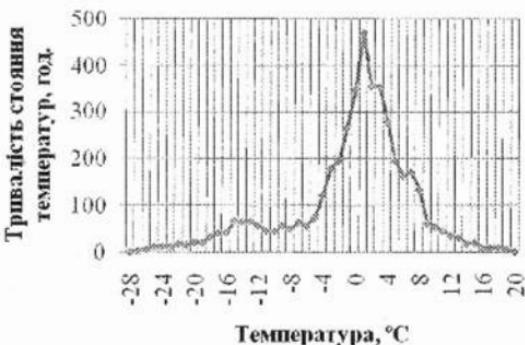


Рис. 1 – Число годин стояння зовнішніх температур для опалювального періоду

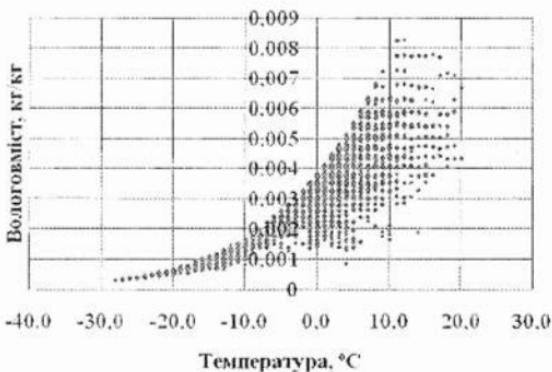


Рис. 2 - Вологоміст в залежності від температури
Розрахунок економії теплової енергії

Розглянемо дві стратегії боротьби з заморожуванням теплоутилізатора:

- при температурі зовнішнього повітря (*outside air - OA*) $t_{OA} \leq -5^{\circ}\text{C}$ передбачається наявність попереднього нагріву припливного повітря (потужність повітронагрівача обрана по температурі -22°C і складає 0,6 кВт, при температурах $t_{OA} \leq -22^{\circ}\text{C}$ установку можна переключати на пониженну витрату повітря);

б) при температурах в діапазоні $t_{OA} = (-10 \dots -15)^\circ\text{C}$ через кожні 60 хв. припливний вентилятор вимикається на 10 хв. та теплообмінник продувається теплим витяжним повітрям; при температурах $t_{OA} \leq -15^\circ\text{C}$ передбачається наявність попереднього нагріву (потужність повітронагрівача складає 0,6 кВт).

Розрахунок економії теплової енергії був проведений тільки для опалювального сезону з огляду на режим роботи теплоутилізатора за добу: 24-годинний (цілодобово), денний 12-годинний (з 8 до 20 години) і нічний 12-годинний (з 20 до 8 години).

Величина економії повної (*total*) теплової енергії на опалення з урахуванням ентальпійного коефіцієнту ефективності по півгодинним метеорологічним даним визначалася [6]:

$$\Delta W_{\text{TOTAL}} = \sum_{i=k}^l \sum_{j=m}^n \left[G_{ij} (h_{ij,RA} - h_{ij,OA}) \eta_h \right] \cdot \tau, \quad (1)$$

де i – календарна доба року: з 15 квітня (k) до 15 жовтня (l) включно; j – календарні півгодини доби року; розглядається три варіанти: денний 12-ти ($m=8:00$, $n=19:30$), нічний 12-ти ($m=20:00$, $n=7:30$) і 24-ох годинний ($m=0:00$, $n=23:30$) режими роботи установки; G_{ij} – масова витрата витяжного та припливного повітря дляожної півгодини, кг/с; $h_{ij,RA}$ і $h_{ij,OA}$ – півгодинні значення ентальпії повітря всередині приміщення (*room air - RA*) і ззовні, кДж /кг (при відповідних температурах зовнішнього повітря ентальпія $h_{ij,OA}$ розраховується з використанням потужності повітронагрівача; τ – крок розрахунку, 0,5 год. (при $t_{OA} \leq -10^\circ\text{C}$ $\tau = 0,429$ год. з врахуванням відключення установки для розморожування теплообмінника).

Величина економії явної (*sensible*) теплової енергії з урахуванням температурного коефіцієнту ефективності визначалася [6]:

$$\Delta W_{\text{SENSIBLE}} = \sum_{i=k}^l \sum_{j=m}^n \left[G_{ij} \cdot c_p (t_{ij,RA} - t_{ij,OA}) \eta_t \right] \cdot \tau, \quad (2)$$

де $t_{ij,RA}$ і $t_{ij,OA}$ – півгодинні значення температури повітря всередині приміщення і зовні, $^\circ\text{C}$ (при відповідних температурах зовнішнього повітря $t_{ij,OA}$ розраховується з використанням потужності повітронагрівача; c_p – значення середньої ізобарної теплоємності повітря, кДж/кг $^\circ\text{C}$. У формулі (2) параметри часових інтервалів такі, як у (1).

Значення економії повної та явної теплової енергії за опалювальний період для трьох режимів роботи установки наведені в табл. 1. Для різних типів будівель характерний різний графік роботи, а останні чотири методи не дають можливості урахування коливань температури протягом доби. Також останні три методи не враховують режимів боротьби з інесутворенням. Тому для врахування умов заморожування теплообмінника при метеорологічних умовах м. Києва більш доцільним є використовувати ЧГС температур для опалювального періоду і середній вологоміст для кожної температури (похибка неврахування коливання температури складає $\pm 5\%$).

Таблиця 1
Значення повної / явної економії теплової енергії за опалювальний період, кВт·год

Метод розрахунку	Цілодобово	С 8:00 до 20:00	С 20:00 до 8:00
30-хвилинні значення*	3940 / 3220	1890 / 1540	2050 / 1680
	4130 / 3440	1980 / 1640	2150 / 1800
Число годин стояння температур*	3970 / 3220	1985 / 1610	1985 / 1610
	4160 / 3440	2080 / 1720	2080 / 1720
Середньомісячні	4300 / 3630	2150 / 1815	2150 / 1815
Медіани за місяць	4350 / 3650	2180 / 1825	2180 / 1825
Середні за опалювальний період	4320 / 3660	2160 / 1830	2160 / 1830

*З врахуванням режимів розморожування та попереднього нагріву: перший рядок - відповідають варіанту *a*, другий – *b*.

При визначенні техніко-економічних показників враховані затрати електроенергії на електроприводи припливного та витяжного вентиляторів W_{FAN} та на повітронагрівач W_{HEATER} за опалювальний сезон (табл. 2).

Таблиця 2
Затрати енергії на приводи вентиляторів і повітронагрівач

Режим роботи теплоутилізатора	W_{FAN} , кВт·год	W_{HEATER} , кВт·год
24 години	350	520
		180
денний 12 годин	175	220
		70
нічний 12 годин	175	300
		110

За рахунок того, що протягом опалювального періоду року спостерігається незначна повторюваність температур $t_{\text{OA}} \leq -15^{\circ}\text{C}$, то затрати енергії на попередній нагрів для варіанту методу боротьби з інсультами б складають незначну частину від утилізованої енергії (близько 4,5 %), для варіанту а ця цифра складає близько 13 %.

Економія грошових коштів і терміни окупності

Капіталовкладення включають вартість установки, її монтажу (15-20 % від вартості установки) та вартість електричного повітронагрівача (разом близько 13000 грн.).

При розрахунку економії грошових коштів використано детальні півгодинні дані. При цьому розглядається два варіанти енергопостачання: економія теплової енергії від мережі теплопостачання; економія енергії електричного опалення.

Величина економії грошових коштів визначається за наступним виразом [7]:

$$E = \Delta W_{\text{TOTAL}} \cdot T_{\text{HEAT/EL}} - W_{\text{FAN}} \cdot T_{\text{EL}} - W_{\text{HEATER}} \cdot (T_{\text{EL}} - T_{\text{HEAT/EL}}), \quad (3)$$

де ΔW_{TOTAL} - економія теплової енергії, кВт·год; $T_{\text{HEAT/EL}}$ - тариф, відповідно, на теплову (*heat*) або електричну (*el*) енергію, грн./кВт·год; W_{FAN} і W_{HEATER} - споживана електроенергія приводами вентиляторів та повітронагрівачем відповідно, кВт·год.

Остання складова у формулі (3) - це зменшення економії при використанні електричного повітронагрівача для попереднього нагріву та теплової енергії для опалення і враховує різницю вартості електричної та теплової енергії. Тарифи на електричну та теплову енергію були взяті на сайті ПАТ «Київенерго» для юридичних споживачів.

Таблиця 3
Економія грошових коштів та терміни окупності

Режим роботи теплоутилізатора	E_{HEAT} , грн./ τ_{HEAT} , роки	E_{EL} , грн./ τ_{EL} , роки
24 години	2690 / 4,8	4080 / 3,2
	2960 / 4,4	4290 / 3,0
денний 12 годин	1290 / 10,0	1950 / 6,7
	1410 / 9,2	2050 / 6,3
нічний 12 годин	1400 / 9,3	2130 / 6,1
	1540 / 8,4	2240 / 5,8

Як видно з табл. 3 термін окупності вентиляційної установки може коливатися від 3 до 10 років в залежності від типу енергії, стратегії боротьби з інєсутворенням та режиму роботи установки. У всіх режимах роботи та незалежно від типу енергії ефективніше використовувати стратегію розморожування б.

Ефективність утилізації теплоти

Якість та вартість енергії, що використовують приводи вентиляторів для подолання опору елементів системи та повітронагрівач, є вищою, ніж тієї, яку утилізує теплообмінник. Для оцінки довгострокової ефективності теплоутилізаторів можна використовувати коефіцієнт повернення енергії (*ratio of energy recovery - RER*):

$$RER = \frac{\Delta W_{\text{TOTAL}}}{W_{\text{FAN}} + W_{\text{HEATER}}} \cdot K, \quad (4)$$

де K – коефіцієнт приведення.

Коефіцієнт приведення K для випадку використання електричної енергії на опалення приймає значення 1, для випадку теплової:

$K = \frac{B_{\text{HEAT}}}{B_{\text{EL}}}$ для приведення до витрати первинного палива

($RER_{\text{PRIM.EN}}$) та $K = \frac{T_{\text{HEAT}}}{T_{\text{EL}}}$ – до вартості енергії (RER_{COST}), де

B_{HEAT} і B_{EL} – питомі витрати первинного палива на виробництво теплової і електричної енергії.

Зі значень коефіцієнту повернення енергії (табл. 4) видно, що для кліматичних умов України при цілодобовому режимі роботи утилізована теплова енергія у 4,5 та 7,8 разів перевищує затрати електроенергії на приводи вентиляторів для варіантів *a* та *b* відповідно.

Таблиця 4

Коефіцієнт повернення енергії (RER)

Режим роботи теплоутилізатора	RER	$RER_{\text{PRIM.EN}}$	RER_{COST}
24 години	4,5	2,6	3,3
	7,8	4,5	5,7
денний 12 годин	4,8	2,8	3,5
	8,1	4,7	5,9
нічний 12 годин	4,3	2,5	3,1
	7,5	4,4	5,5

Висновки

Значення економії повної теплової енергії (з використанням енталпії) є більшим у порівнянні з явною (з використанням температур) на 20-22 %. Затрати на приводи вентиляторів складають близько 8-9 % від величини економії енергії, а на повітронагрівач – 13 та

4,5 % відповідно для стратегій боротьби з інеспостачанням а та б. Значення RER відповідно складають 4,5 та 7,8, а з приведенням до первинного палива – 2,6 та 4,5, до вартості енергії – 3,3 та 5,7.

Список літератури:

1. Besant R., Simonson C. Air-to-Air Exchangers // ASHRAE Journal. – April 2003. – pp. 42-50
2. Еремкин А.И., Королева Т.И., Данилин Г.В. и др. Экономическая эффективность энергосбережения в системах отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха: Учебное пособие. – М.: Издательство Ассоциации строительных вузов, 2008. – 184 с.
3. Иванов О.П., Тихомиров С.А. Анализ сроков окупаемости пластинчатого и роторного теплоутилизаторов // Холодильная техника и кондиционирование. – 2007. – №1. – С.1-5
4. Ватин Н.И., Смотракова М.В. Технико-экономическое обоснование применения систем вентиляции с роторной рекуперацией тепла. – Санкт-Петербургский государственный политехн. ун-т, 2003. – 75 с.
5. Гусев А.Е., Митюков Н.В. Разработка программы для обоснования установки рекуператора в системе вентиляции // Геоинженінг. – 2011. - №1 (10). – С. 20-24
6. Дешко В.І., Суходуб І.О., Нагорна С.О. Ефективність утилізації теплоти в рекуперативних теплообмінниках систем вентиляції // Енергетика та електрифікація. – 2010. – №12. – с.37-43.
7. Иванов О.П., Рымкевич А.А. Методика комплексной оценки эффективности использования утилизации тепла и холода в системах кондиционирования воздуха // Холодильная техника. – 1980. – №3. – с.34-38.

Надійшла до редакції 18.10.2012р.

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ, ВОДОПОСТАЧАННЯ

УДК 697.9:621;697:621

О.Т.Возняк, к.т.н., доцент.

І.Є.Сухолова,

Х.В.Миронюк

Національний університет "Львівська політехніка"

ПОВІТРОЗПОДІЛЕННЯ В ПУЛЬСУЮЧОМУ РЕЖИМІ ТА ДИНАМІЧНИЙ МІКРОКЛІМАТ У ПРИМІЩЕННІ

Відмічається несприятливий вплив нерухомого (застійного) повітря на апарат терморегуляції людського організму і тому у приміщеннях, що вентилюються рекомендується завжди забезпечувати легкий рух повітря. Нижньою межею рухомості повітря, якщо люди не виконують фізичної роботи, вважається 0,05 – 0,1 м/с. Верхньою межею рухомості повітря для людей, що знаходяться у стані спокою, вважається 0,5 м/с. У випадках, коли люди працюють при підвищених температурах і виконують важку фізичну роботу, сприятливий вплив створюють значно вищі швидкості.

Монотонний характер праці (малорухома і одноманітна робота) і постійні температури оточуючого повітря призводять до гальмування центральної нервової системи, що викликає зниження працездатності, сонливості і інших негативних явищ. Постійність внутрішніх метаболічних тепловиділень людини при малій їх інтенсивності в умовах стабільного мікроклімату призводить до втрати системою терморегуляції здатності до швидкої реакції на нові термічні подразнення. Як показують досліди [1] зміна умов тепловіддачі людини, зайнятої легкою монотонною роботою при динамічному мікрокліматі, підвищує психофізіологічну активність і працездатність за рахунок буджета центральної нервової системи.

Сучасний розвиток і вдосконалення систем вентиляції і кондиціонування повітря спрямовані на забезпечення комфортних технологічних і гігієнічних параметрів мікроклімату приміщень з мінімально можливими капітальними і експлуатаційними затратами.

Дослідження, проведенні Ю.Н. Хомутецким, показали, що забезпечення обмежених в часі періодичних відхилень параметрів мікроклімату дає можливість забезпечити вимоги складного технологічного процесу, а з гігієнічної точки зору зменшити негативний вплив монотонної праці на самопочуття людини і збільшити продуктивність праці [1].

Під динамічним мікрокліматом розуміють різні види можливої (або необхідної) зміни параметрів в часі, що триває від часток секунди (для турбулентної пульсації повітряних потоків) до доби або цілого періоду року. Динамічний мікроклімат можна охарактеризувати як поєднання параметрів, представлених середніми значеннями і величинами відхилень за визначений відрізок часу. Характерною особливістю динамічного мікроклімату є нормування часу відхилення параметрів або закон їх зміни в часі [7].

Основним завданням системи зі змінною витратою є використання витрати повітря в системі, чи її частині, як основного впливу з метою раціонального використання енергозатрат і капіталовкладень. Змінність витрати повітря є найважливішою ознакою системи із змінною витратою [6], тобто таким чином створюється пульсуючий режим повітророзподілення. Інші параметри так не впливають на систему, умови її проектування і роботу. Витрата повітря має значний вплив на вибір обладнання.

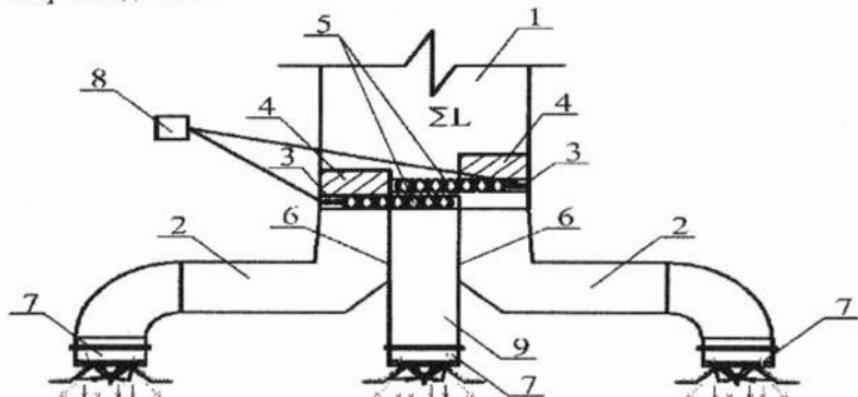


Рис. 1. Пристрій для вентилювання приміщення в пульсуючому режимі
 1 – повітропровід; 2 – горизонтальний розподільний повітропровід; 3 – електропривід; 4 – пластина; 5 – ходовий вал; 6 – вертикальна перегородка; 7 – повітророзподільник; 8 – блок автоматики; 9 – вертикальний розподільний повітропровід.

Для створення комфорних умов у приміщенні необхідно забезпечити такі характеристики повітророзподільника, як: раціональна витрата припливного повітря, задовільні акустичні параметри, широка зона дії, тобто відсутність застійних зон, підвищена степінь затухання і рівень турбулентності припливної струмини, оптимальні швидкості руху повітря і перепади температури у робочій зоні приміщення.

В роботі пропонується в якості повітророзподільника для створення динамічного мікроклімату застосувати пристрій, зображений на рис. 1.

Пристрій для вентилювання приміщення у пульсуючому режимі працює наступним чином. Припливне повітря поступає у повітропровід

1, проходить через пластиини 4, які рухаються по ходовому валу 5 завдяки електроприводу 3. Періодичність і напрямок руху пластиин 4 задається блоком автоматики 8. Від положення пластиин 4 залежить кількість повітря, яка поступає у горизонтальні розподільні повітропроводи 2 і вертикальний розподільний повітропровід 9. Пройшовши пластиини 4 припливне повітря потрапляє у горизонтальні розподільні повітропроводи 2 і вертикальний розподільний повітропровід 9, пройшовши їх поступає у повітророзподільник 7, а потім надходить у приміщення.

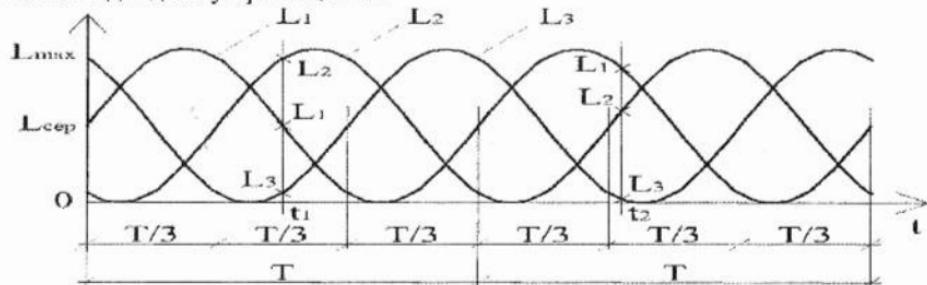


Рис. 2. Графіки зміни витрати повітря при витіканні припливних струмін відповідно з кожного з трьох повітророзподільних пристрій

В будь-який момент часу (наприклад t_1 , t_2 та інші):

$$L_1 + L_2 + L_3 = \sum L = \text{const}$$

Коливання витрати L (а відповідно і початкової швидкості v) відбувається за періодичним законом, а саме:

$$L = L_{\text{cep}} + A \cdot \sin(\omega t + \varphi),$$

де A - амплітуда коливань,

$$A = L_{\text{cep}} = \frac{\sum L}{3}$$

φ - зсув фаз,

$$\varphi = \pm \frac{2\pi}{3}$$

Область інтегрування $D = [t = [0 \div T] \text{ i } L = [0 \div 2L_{\text{cep}}]]$

$$L_{\text{cep}} = \frac{L_{\text{max}}}{2}$$

$$\begin{aligned} L &= \iint_D dL dt = \int_0^T \int_0^{2L_{\text{cep}}} dL dt = \int_0^T (L_{\text{cep}} + A \cdot \sin \omega t) dt = \int_0^T (L_{\text{cep}} + L_{\text{cep}} \cdot \sin \omega t) dt = \\ &= \int_0^T L_{\text{cep}} dt + \int_0^T L_{\text{cep}} \cdot \sin \omega t dt = L_{\text{cep}} t \Big|_0^T + L_{\text{cep}} \int_0^T \sin \omega t dt = L_{\text{cep}} T - L_{\text{cep}} \cdot \cos \omega t \Big|_0^T = \\ &= L_{\text{cep}} \cdot T + L_{\text{cep}} \cdot (1 - 1) = L_{\text{cep}} T, \end{aligned}$$

оскільки $\cos \omega T = 1$.

Створення у приміщенні динамічного мікроклімату сприяє інтенсифікації тепло- і вологообміну людини з оточуючим повітрям з метою підвищення рівня комфорту в кондиціонованому приміщенні і одночасно отримання економічного ефекту від зниження експлуатаційних затрат на охолодження повітря. При збереженні витрати повітря на тому ж рівні як і за стабільного мікроклімату зменшується холодопродуктивність кондиціонера в розрахунковому режимі. У випадку, коли згідно санітарно-гігієнічних норм можливим є зменшення кількості зовнішнього повітря, то при забезпеченні динамічного мікроклімату можна зменшити його кількість на $\approx 20\%$ [5]. Таким чином зменшуються затрати на вентиляцію.

Досліджено [2, 3] позитивний вплив на людину турбулентного руху повітря з періодом коливань швидкості в долях секунд. При цьому забезпечується комфортний тепловологічний баланс між людиною і повітряним середовищем. По усереднених показниках забезпечуються пульсуючі параметри повітря у нормованих діапазонах. Людина здатна сприятливо реагувати на короткочасні відхилення параметрів оточуючого середовища від нормованих значень.

Згідно рис.1 визначаємо крок різби h ходового валу 5:

$$\omega = \frac{V}{r} = \frac{2\pi}{T}$$

$$r = \frac{b}{2}$$

де a, b - січення повітропроводу 1, рис. 1,

$$a = h \cdot n$$

де Π - кількість різб на ходовому валі 5,

$$T = \frac{2\pi \cdot r}{V} = \frac{2\pi \cdot b}{2V} = \frac{\pi \cdot b}{V}$$

$$\sum T = T \cdot n \cdot 2 = 2 \cdot T \cdot n = 2 \cdot \frac{\pi \cdot b}{V} \cdot \frac{a}{h}$$

$$\text{звідки крок різби визначаємо: } h = \frac{2 \cdot \pi \cdot a \cdot b}{V \cdot \sum T}.$$

При проведенні розрахунку використовуємо такі умови та спрощення:

1. припливна струмина ізотермічна;
2. витрата припливного повітря у повітропроводі 1 незмінна;
3. січення повітропроводу 1 стало;
4. необхідний період коливань задається блоком автоматики 8;
5. швидкість припливного повітряного потоку знаходиться в межах 5 – 15 м/с.

Висновки

1. Запропоновано повітророзподільник для забезпечення динамічного мікроклімату у приміщенні;

2. У статті рекомендується зменшення кількості припливного повітря системою вентиляції при дотриманні нормативних вимог за рахунок створення динамічного мікроклімату, або застосування кондиціонування при вищих температурах і досягнення цим самим економії холоду;
3. При динамічному кліматі сумарна кількість припливного повітря є сталою, яка вимагається санітарно-гігієнічними нормами, змінюються лише умови витікання припливних повітряних струмин.

Список літератури:

1. Хомутецкий Ю.Н., Куксинская Т.В. Комфортный динамический микроклимат в помещениях // Водоснабжение и сан. техника, 1979, №5.
2. Зерцалов Н.С. Пути совершенствования СКВ на основе динамического микроклимата. – В кн.: Совершенствование и повышение эффективности СКВ промышленных и гражданских зданий. Л.: ЛДНТП. 1981
3. Павлюхин Л.В., Тетеревников В.И. Производственный климат, вентиляция и кондиционирование. М.: Стройиздат, 1993. – 216 с.
4. Пискунов Н.С. Дифференциальное и интегральное исчисление для втузов, том 2. Учебное пособие для втузов. – 13-е изд. – М.: Наука, Главная редакция физико-математической литературы, 1985. – 560 с.
5. Малыгин Ю.В. Создание эффективного динамического микроклимата в помещении. Инженерные системы. АВОК-Северо-Запад, №3 (41), 2009. – С. 42 – 46.
6. Патент № 40842 UA 7 F24F 13/06. Повітророзподільник / Возняк О.Т., Миронюк Х.В. // Промислова власність. – 2009. - №8. – С. 1001.
7. Возняк О. Динамічний клімат і енергоощадність. Вісник Національного Університету "Львівська політехніка" № 460 "Теплоенергетика. Інженерія довкілля. Автоматизація", 2002 р., - с.157 – 161.

Надійшла до редакції 5.10.2012р.

СУЧASNІ СИСТЕМИ АВТОНОМНОГО ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ БУДИНКІВ

Будь-яка система тепlopостачання будинку може бути місцевою (автономною), децентралізованою або централізованою в залежності від потужності джерела тепlopостачання та довжини магістральних трубопроводів теплових мереж. Чітко визначеної класифікації таких систем немає, але можна вважати автономною систему опалення і гарячого водопостачання окремого невеликого будинку з водогрійними котлами малої потужності (до 1 МВт). Розподільні теплові мережі в таких системах відсутні.

Тепlopостачання житлових та громадських будинків з прибудинковою або даховою котельнею середньої потужності (до 3 МВт) та внутрішньобудинковими або дворовими мережами розподільчих трубопроводів є децентралізованим.

Централізоване тепlopостачання – це тепlopостачання будинків від районної опалювальної котельні (РОК) чи від ТЕЦ з розгалуженою системою теплових мереж і транспортуванням теплоносія на досить великі відстані (кілька кілометрів). Перевагою централізованого тепlopостачання є можливість використання різних видів палива з забезпеченням екологічної чистоти навколошнього середовища та оптимальних техніко-економічних показників, а одночасне виробництво теплової та електричної енергії на ТЕЦ сьогодні є найбільш ефективною технологією. Але умови експлуатації систем централізованого тепlopостачання різко змінюються через цілий ряд причин і на сьогодні вже не відповідають сучасним вимогам. Мережі трубопроводів прокладені в основному в непрохідних залізобетонних каналах з мінераловатною теплою ізоляцією труб, більша частина з них експлуатується понад 40 років і вони вже не можуть конкурувати з технологією прокладання і експлуатації теплових мереж з трубопроводів, попередньо-ізольованих в заводських умовах. Невідповідність технічного стану теплових мереж експлуатаційним вимогам та застаріле теплотехнічне обладнання суттєво зменшують надійність та якість тепlopостачання. На ефективність роботи систем централізованого тепlopостачання впливають також конкурентні відносини між газопостачальними організаціями та підприємствами тепlopостачання.

Все більшої актуальності набуває реконструкція систем опалення та гарячого водопостачання будинків старої забудови, перехід на децентралізовані та автономні системи тепlopостачання (зменшення втрат теплоти в мережах трубопроводів, застосування сучасних

високоефективних водогрійних котлів, оптимізація режимів експлуатації існуючих систем і обладнання). Не менш важливим є заміна вікон, додаткове утеплення зовнішніх стін та покрівлі, через які будівлями втрачається основна кількість теплової енергії. Фонд вітчизняних житлових та громадських будинків експлуатується на протязі багатьох десятиріч і проблема теплоізоляції цих будинків стає першочерговою. Тому питання тепlopостачання та ефективного тепловикористання необхідно розглядати в комплексі [1,2].

Для підвищення ефективності існуючих систем централізованого тепlopостачання кафедра теплотехніки, теплогазопостачання і вентиляції ДонНАБА запропонувала [3] схему з двохтрубною квартальною розподільчою мережею замість чотирьохтрубної та додатковими підігрівачами-акумуляторами в ГПП кожного будинку. Це дало можливість зняти пікові навантаження в системах гарячого водопостачання та зменшити витрати труб і будівельних конструкцій.

Пропонується також реконструкція традиційних систем опалення житлових будинків старої забудови, приєднаних до централізованого тепlopостачання, [4] з заміною вертикальних стояків горизонтальними поквартирними розводками та встановленням в кожній квартирі електричних вододогрівачів. Додатковою перевагою таких систем опалення будинків є можливість знизити температуру води, а відповідно і тиск, в мережах трубопроводів тепlopостачання, що суттєво зменшить їх аварійність.

Одним із можливих шляхів енергозабезпечення житлових та громадських будинків є застосування схем децентралізованого або автономного тепlopостачання з комплексним використанням теплових насосів і сонячних колекторів. Використання сонячної енергії для тепlopостачання в Україні має тривалий досвід. Розроблені та введені у виробництво нові типи вітчизняних та імпортних геліоколекторів для систем гарячого водопостачання, які працюють спільно з водогрійними котлами. Наприклад сонячні колектори Vitosolic 100 успішно працюють з водогрійним котлом Vitotronic в системі гарячого водопостачання (рис.1).

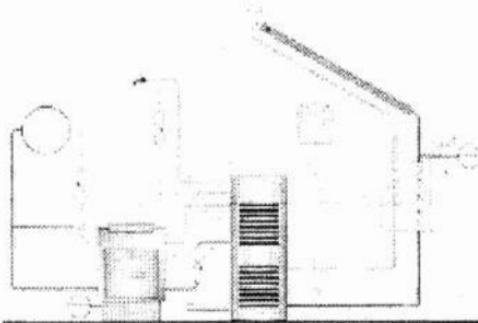


Рис.1 Схема котельної з сонячним колектором

Аналогічна система гарячого водопостачання за допомогою сонячних колекторів змонтована і вже кілька років експлуатується на інженерному корпусі СП Укрінтерм (м. Біла Церква) [5].

Ефективність автономного тепlopостачання будинків часто залежить від правильного вибору водогрійного котла, його технічних та експлуатаційних характеристик, вартості. На українському ринку представлена продукція багатьох європейських фірм, які виготовляють та реалізують котли потужністю від 30 до 400 Вт, в тому числі Buderus, Viessmann (Германія), Chaffoteaux et Maury (Франція), Beretta (Італія), Protherm (Словенія), Dakon (Чехія). Слід відмітити, що коефіцієнт корисної дії всіх сучасних водогрійних котлів досить високий (92...93%), але ціна котлів українського виробництва нижча відповідних закордонних котлів. Провідним вітчизняним підприємством з випуску котлів малої та середньої потужності є корпорація СП Укрінтерм, яка налагодила серійний випуск газових водогрійних котлів, модулів нагріву, сучасних конденсаційних котлів, дахових котелень.

Принцип роботи теплового насоса відомий вже досить давно (рис. 2). В тепловому насосі передається теплова енергія в напрямку, протилежному природному температурному напору, тобто від енергоносія з нижчою температурою до енергоносія з вищою температурою. Цей процес відбувається за рахунок підведення додаткової механічної (електричної) енергії для роботи компресора.

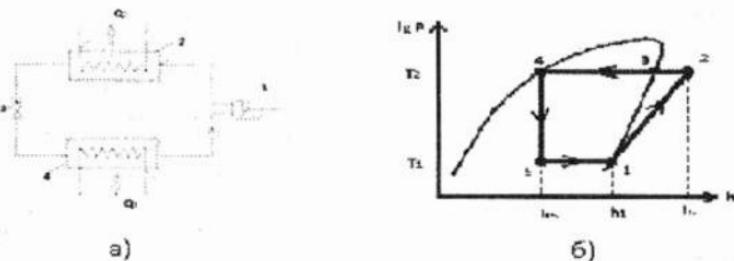


Рис. 2 Принципова схема (а) та цикл (б) роботи ТН.
1 - компресор; 2 - конденсатор; 3 - детандер; 4 - витарник.

Теплові насоси в системах тепlopостачання окремих будівель тривалий час не застосовувались через відсутність відносно дешевого обладнання. В Україні не налагоджено серійне виробництво теплових насосів. Тільки заводи «Рефма» (м. Мелітополь) та «Прогрес» (м. Ніжин) виконують окремі індивідуальні замовлення. На об'єктах котеджного типу монтують, як правило, обладнання французьких, німецьких, шведських фірм. Широке впровадження теплових насосів стримувалось ще й відсутністю національної нормативної бази. В 2010 році затверджено Мінрегіонбудом України стандарт ДСТУ БВ.2.5-44:2010 «Інженерне обладнання будинків і споруд. Проектування систем опалення будівель з тепловими насосами», який доповнено «Посібником з проектування інженерних систем житлових і громадських будинків з

тепловими насосами». Розробником цих документів є Корпорація «Європейська енергетична компанія», засновником якої являється СП Укрінтерм.

Кількість теплоти Q_1 , відведеної від конденсатора та теплоти Q_2 підведеної до випарника від низькотемпературного джерела і затрачену енергію W на роботу компресора, розраховуються за різницями сінтальпій холодаагента з lgP-h діаграмами

$$\begin{aligned} Q_1 &= m_{\text{хн}}(h_2 - h_4) \\ Q_2 &= m_{\text{хн}}(h_1 - h_5) \\ W &= m_{\text{хн}}(h_2 - h_1) \end{aligned} \quad (1)$$

де $m_{\text{хн}}$ – масова витрата холодаагента.

Основним показником ефективності теплового насоса є коефіцієнт перетворення COP (coefficient of performance), рівний відношенню одержаної теплової енергії Q_1 до затраченої енергії W на роботу компресора.

$$COP = \frac{Q_1}{W} = \frac{Q_2 + W}{W} = \frac{T_2}{T_2 - T_1} \quad (2)$$

Рівняння (2) показує, що COP не залежить від природи робочого тіла теплового насоса, а визначається тільки температурами джерел теплової енергії (теорема Карно). Крім того, з тієї ж формулі випливає, чим менша різниця між температурами конденсації та кипіння робочого тіла, тим більший COP.

За допомогою теплових насосів можна використовувати теплову енергію навколишнього середовища для опалення будинків, для гарячого водопостачання. Але ефективність застосування теплових насосів передбачає необхідність враховувати умови їх експлуатації, пов'язані з температурним полем джерела енергії. Джерелом низькотемпературної енергії з навколишнього середовища може бути ґрунт, геотермальні свердловини, водойми, повітря та ін. Температурне поле цього середовища не однорідне, воно залежить від нерівномірного розподілення сонячної радіації на поверхні землі, від атмосферних умов, від періоду року, від інших чинників. З іншого боку температура низькопотенційного джерела, наприклад ґрунту, залежить від глибини закладання труб теплообмінника, пористості та вологості ґрунту, періоду року і ін. і суттєво впливає на ефективність роботи теплового насоса в системі опалення. Тому всі ці питання залишаються для подальшого їх вивчення і дослідження.

В системах тепlopостачання будинків теплові насоси можуть працювати спільно з водогрійними котлами в бівалентно-паралельному або бівалентно-альтернативному режимі. В бівалентно-паралельному режимі водогрійний котел використовується як допоміжний і вмикається/вимикається системою автоматичного управління в залежності від температури зовнішнього повітря і потреби системи опалення (рис.3). В бівалентно-альтернативному режимі тепловий насос

забезпечує теплові потреби будинку до деякої температури зовнішнього повітря (так званої бівалентної точки), а потім тепловий насос вимикається і 100% теплових потреб будинку забезпечує водогрійний котел.

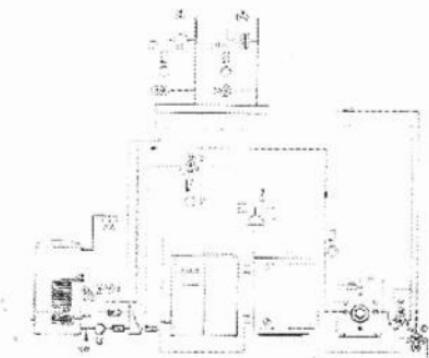


Рис. 3 Схема роботи водогрійного котла з тепловим насосом.

Для визначення кількості теплоти, що сприймається грунтовим теплообмінником необхідно мати диференційне рівняння тепlopровідності [6], тобто математичну залежність між фізичними величинами, які характеризують процес теплообміну між ґрунтом і теплообмінником. Таке диференційне рівняння дає зв'язок між температурою, часом та просторовими координатами (температурне поле). Для одномірного потоку теплоти диференційне рівняння тепlopровідності має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \frac{\partial^2 T}{\partial x^2}, \quad (3)$$

де $\alpha = \frac{\lambda}{c_p \rho}$ – коефіцієнт температуропровідності, m^2/s .

Для циліндра радіусом r (труба грунтового теплообмінника), вісь якого співпадає з віссю z , а температура змінюється в напрямках координат x і y , рівняння (3) в циліндричних координатах має вигляд:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \alpha \left(\frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (4)$$

Коефіцієнт температуропровідності α залежить від температури, вологості та пористості тіла. Тому теплофізичні характеристики (тепlopровідність, температуропровідність, теплоємкість), наприклад ґрунту, тільки умовно вважаються постійними, а для конкретних розрахунків їх треба визначати на основі результатів експериментальних досліджень.

Для розв'язку диференційного рівняння (4), необхідно знати розподіл температур в масиві ґрунту (початкова умова) і закон взаємодії між зовнішньою поверхнню ґрунтового теплообмінника та оточуючим

його середовищем (гранична умова), а рішення диференційного рівняння повинно задовольняти початковим та граничним умовам.

Кількість теплоти, сприйнятої зовнішньою поверхнею ґрунтового теплообмінника, визначається за формулою, одержаною після інтегрування рівняння теплового потоку $q = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n}$ по поверхні $S_{\text{зов}}$ в інтервалі часу Δt .

$$Q = -\lambda S \int_{t_1}^{t_2} \left(\frac{\partial T}{\partial n} \right) dt \quad (5)$$

Кількість теплоти, відведеної холодоносієм визначається за формулою:

$$Q = a(t_{\text{ст}} - t_{\text{х.н}}) S_{\text{вш}}, \quad (6)$$

де a – коефіцієнт тепловіддачі від внутрішньої стінки теплообмінника до холодоносія.

Висновок. Якщо температура стінки теплообмінника $t_{\text{ст}}$ змінюється вздовж осі трубопроводу z , а середню температуру холодоносія $t_{\text{х.н}}$ визначити складно, то кількість теплоти Q розраховується за формулою (5). Закон розподілу температур ґрунту по нормалі до поверхні трубопроводу теплообмінника визначається експериментально. Залежність коефіцієнта теплопровідності ґрунту, оточуючого труби ґрунтового теплообмінника, від його вологості, пористості, об'ємної маси, визначається також на основі даних експериментальних досліджень.

Список літератури:

1. Фаренюк Г.Г. Основи забезпечення енергоефективності будинків та теплової надійності огорожувальних конструкцій – К.:Гама-Принт,2009-216 с.
2. Мхитарян Н.М. Энергосберегающие технологии в жилищном и гражданском строительстве – К.:Наукова думка, 2000-420 с.
3. Олексюк А.А. Энергоресурсосберегающие технологии для систем теплоснабжения. – Макеевка, ДонНАСА, 2005-204 с.
4. Тарадай А.М., Покровский Л.Л., Редько А.Ф., Яременко М.А. Централизованное поквартирное отопление с регулированием и комерческим учетом отпуска тепла-Вентиляция, освітлення та теплогазопостачання. Науково-технічний збірник. Вип. 14-К.: КНУБА, 2010-с. 36-42.
5. Мороз П.М. Система опалення та гарячого водопостачання будинків з використанням теплового насоса та сонячного колектора.//Нова тема. Науково-технічний журнал.-№4, 2009.-с. 7-10.
6. Лыков А.В. Теория теплопроводности-М.: Высшая школа - 1967 - 600с.

Надійшла до редакції 10.10.2012р.

ПОКАЗНИКИ ЕФЕКТИВНОСТІ СИСТЕМ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ

Вступ

Для підвищення рівня ефективності тепlopостачання необхідне удосконалення усіх ланок: джерел теплоти, систем розподілу і об'єктів споживання. Складно виділити один повноцінний критерій ступеню досконалості побудови та експлуатації систем тепlopостачання. *Метою* даної статті є огляд і узагальнення показників ефективності систем тепlopостачання.

Класифікація систем тепlopостачання

Класифікацію систем тепlopостачання (СТП) показано на рис. 1.



Рис. 1. Класифікація систем тепlopостачання в Україні.

ДТ – джерело теплоти, ТМ – теплові мережі, ГВП – гаряче водопостачання

Для оцінки ефективності СТП необхідно мати базовий варіант, який вибирають в залежності від багатьох факторів; але у більшості випадків перевага надається централізований системі. Дані, що порівнюються, необхідно привести до базового року. Дляожної системи тепlopостачання існує сукупність показників, які визначають ефективність її роботи: тепlopродуктивність, надійність, витрати палива, ККД устаткування, чисельність персоналу, тепловтрати і т.д.

Огляд наукових робіт

На теперішній момент розроблена велика кількість моделей, що описують системи теплоостачання для можливості прийняття ефективних рішень щодо їх подальшого розвитку. Найбільший розвиток отримали оптимізаційні методи, що спираються на припущення існування єдиного критерію вибору (як правило, економічного). На практиці характерним є наявність не одного, а декількох найбільш істотних показників. Зокрема, технологічна ефективність СТП - комплексна характеристика, що складається з трьох частин: економічність; екологічність; ступінь технічної досконалості (надійність, довговічність, маневреність). Надійність СТП визначається як її властивість безперебійно забезпечувати потреби в теплоті необхідної якості та не допускати ситуацій, небезпечних для людей та навколошнього середовища. Раніше в роботах спеціалістів надійність пов'язувалася з резервуванням, а пізніше за основу було прийнято забезпечення оптимальної температури внутрішнього повітря та припустимі рівні відхилень. Під час модернізації СТП та обґрунтуванні доцільності будівництва автономних джерел необхідно проводити всебічний аналіз, різні варіанти повинні бути приведені в порівнянні вигляд. Часто обмеження більш важливі, ніж критерії, що враховуються в функції вибору. В більшості наукових праць критерії оцінки ефективності базуються на особистому сприйнятті проблеми авторами. Звернення до нормативної бази [1,2] також не дає однозначної відповіді. Узагальнюючи результати огляду літературних даних [3-6] та ін., показники можна розподілити на три групи за областью аналізу: виробничо-технічні, екологічні, економічні, а по кожній групі показники поділяють за способом вираження, за значущістю та чинниками впливу на них (рис 2).

Показники ефективності структурних елементів СТП

Структура будь-якої СТП формується з трьох складових: джерела теплоти (ДТ), споживачів та трубопроводів для транспортування теплоти та її розподілу (ТМ). Впорядкуємо показники ефективності окремо для кожного структурного елементу системи. Враховуючи граничні умови, виділимо вхідні та вихідні характеристики (рис. 3-5), використовуючи за основу розподіл показників за областью аналізу (рис. 2) як основний. Схема показників ефективності тепломереж справедлива і для магістральних, і для розподільчих місцевих мереж. В ролі споживача може виступати промисловість, район міста, споруда, окрім споживач (індивідуальна СТП). Порівняння СТП тільки по економічним показникам передбачає, що усі інші (технологічні, екологічні, соціальні) повинні бути однакові. В дійсності виконання цієї умови неможливо, тому що кожний варіант СТП має свої особливості. Аналізуючи показники ефективності СТП (рис. 2, 4-6), бачимо, що кліматичні дані місцевості впливають на вихідні характеристики; причому температурно-погодні умови мають вплив на ефективність теплоспоживання як під час проектування, так і під час експлуатації, тому є важливим фактором впливу у процесі розробки пропозицій щодо розвитку СТП та реконструкції її складових.

Показники ефективності систем теплопостачання

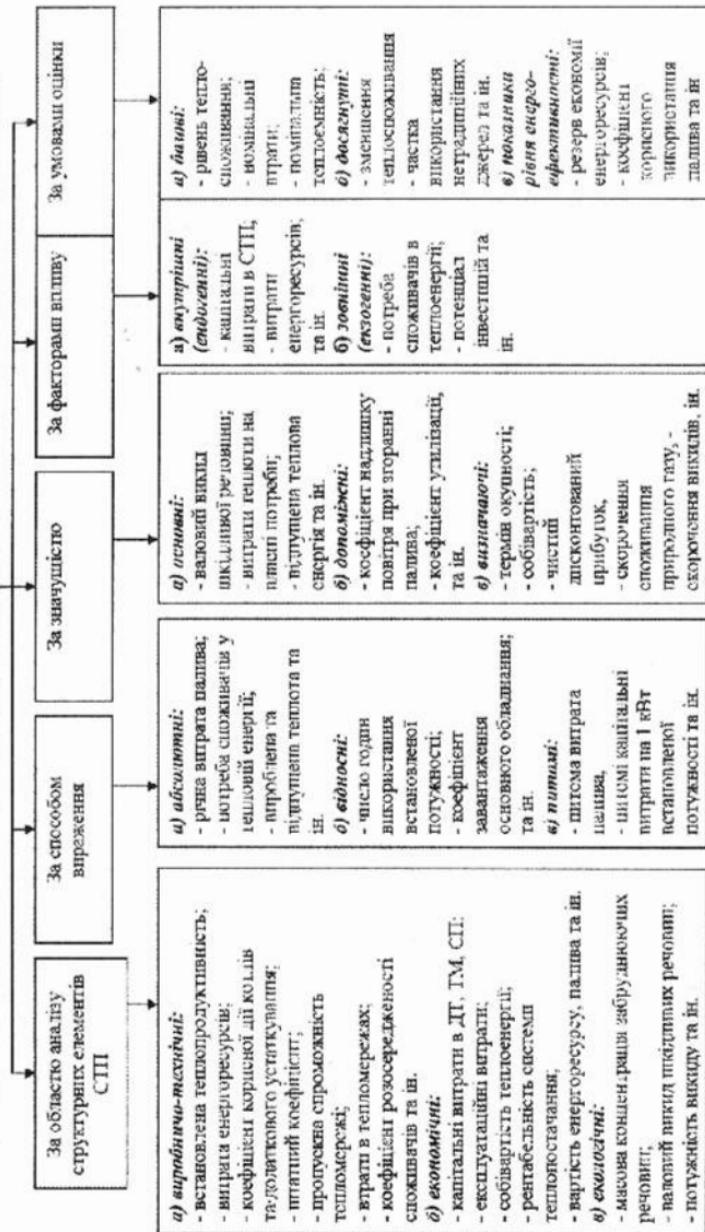


Рис. 2. Схематичні показники, що відзначають ефективність роботи СТП та її структурних елементів



Рис. 3. Схема показників ефективності джерела теплопостачання



Рис. 4. Схема показників ефективності теплових мереж



Рис. 5. Схема показників ефективності теплоспоживання споживачів теплоенергії

Висновок

Запропоновано систематизацію показників ефективності систем теплопостачання, а також їх структурних елементів, що враховує вхідні, вихідні характеристики та обмеження і базується на розподілі на технологічні, економічні та екологічні показники джерел теплоти, теплових мереж та споживачів.

Список літератури:

- Номенклатура показників енергоефективності та порядок їхнього внесення у нормативну документацію: ДСТУ 3755-98. – [Чинний від 1999-07-01]. – К.: Держспоживстандарт України, 1999. – 38 с. – (Нац. стандарт України).
- Энергосбережение. Энергетическая эффективность. Состав показателей. Общие положения: ГОСТ Р 51541-99. – М.: Госстрой РФ, 1999. – 18 с.
- Комплексный анализ эффективности технических решений в энергетике / [Гук Ю.Б., Долгов П.П., Окороков В.Р. и др.] – Л.: Знання, 1985. – 176 с.
- Показатели использования энергии – М.: Энергия, 1968. – 256 с.
- Система показателей для оценки эффективности использования энергии / Степанов В. С., Степанова Т. Б. // Промышленная энергетика. – 2000. - № 1 – с.2-5.
- Литвак В.В. Универсальная шкала энергетической эффективности / В.В.Литвак, М.И. Яворский // Промышленная энергетика. – 2002.–№ 7.–с. 8–10.

Надійшла до редакції 9.11.2012р.

АВТОМАТИЧНЕ РЕГУЛЮВАННЯ ТЕПЛОВОГО РЕЖИМУ ОПАЛЮВАНОГО ПРИМІЩЕННЯ

Коефіцієнт ємності [1] при регулюванні тепловим режимом опалюваного приміщення W_{nm} , виявляє його здатність швидко накопичувати чи віддавати теплову енергію і визначається за формулою:

$$W_{nm} = \sum c_m M + \sum \alpha' F_i, \quad (1)$$

де: c_m – питома теплоємність матеріалів, що знаходяться в приміщенні, кДж/(кг °C); M – маса матеріалів, що знаходяться в приміщенні, кг; F_i – площа огорожуючих поверхонь, м²; α' – коефіцієнт теплообміну, Вт/м²°C.

Хід зміни температурного режиму приміщення при різній величині коефіцієнта ємності показаний на рис. 1.

З точки зору автоматичного регулювання ясно, що при більш швидкій зміні температури, утримати її в заданих межах важче. Якщо розглянути відношення площин огорожуючих конструкцій та предметів у приміщенні до площин опалювального пристроя, а відношення об'єму повітря у приміщенні до об'єму теплоносія в опалювальному пристрії то коефіцієнт ємності опалюваного приміщення буде великим, тому процеси регулювання в таких випадках простіші.

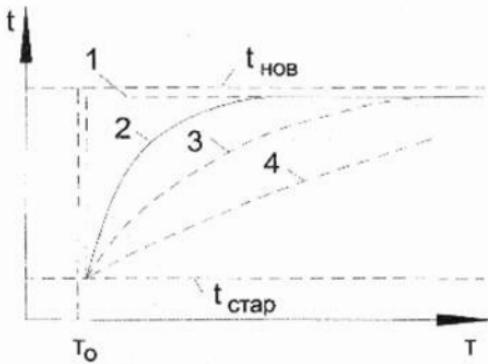


Рис. 1 Хід зміни температурного режиму приміщення при різній величині коефіцієнта ємності.

1 - коефіцієнт ємності рівний нулю; 2 - ємність мала; 3 - ємність середня;
 4 - ємність велика;

t_0 - момент початку збурення; $t_{\text{стар}}$ і $t_{\text{нов}}$ - старе і нове значення температури приміщення

Відомо, що об'єкти регулювання існують одноємні, двоємні або багатоємні [2]. При нагріванні приміщення з опалювальним приладом ємністю зі сторони надходження є тепло в масі теплоносія, а ємністю з сторони витрати – зовнішні огороженні приміщення, що обігрівається. Міжемним опором є термічний опір стінок опалювального приладу. Переходне запізнювання в такому випадку залежить від термічного опору між приміщенням та опалювальним приладом і від кількості тепла, що міститься в теплоносії приладу. Тому після пуску теплоносія у опалювальний прилад, температура приміщення підігрівається не відразу. Спочатку нагрівається метал опалювального приладу, і між ним і приміщенням, що обігрівається, виникає різниця температур. Тільки через деякий час температура приміщення почне підвищуватися. Тому автоматичне регулювання температурного режиму приміщення є прикладом двоємного об'єкту регулювання.

Перевагу мають ті об'єкти регулювання, які мають мінімумом запізнення або відставання в часі з початку появи збурення до початку зміни температурного режиму приміщення. Оскільки із збільшенням запізнювання погіршується процес регулювання, тобто збільшується відхилення температурних параметрів приміщення при збуреннях, тому в опалювальних приладах необхідно передбачати мінімально можливу товщину стінок і виготовляти їх з малотеплоємних металів, що мають значні коефіцієнти теплопровідності.

При регулюванні тепловим режимом приміщення, значний вплив надає швидкість протікання теплоносія через опалювальний прилад. Чим більша швидкість (максимально можлива), тим інтенсивніше теплообмін в опалювальному приладі, скорочується час запізнювання, і тому можна швидше змінити потужність опалювального приладу в процесі регулювання.

В об'єктах автоматичного регулювання існує поняття «чутливість об'єкту до збурення» або «швидкість розгону» [3]. Використовуючи це поняття для регулювання теплового режиму опалюваного приміщення, можна проводити порівняльну оцінку різних приміщень по швидкості зміни температури. Швидкість зміни температурного режиму прямо пропорційна різниці між поточним значенням надходження теплової енергії $Q_{\text{над}}$ та поточним значенням витрати теплової енергії $Q_{\text{вих}}$, і обернено пропорційна коефіцієнту ємності приміщення. Для нескінченно малого проміжку часу dt можна вважати, що ця залежність лінійна, тобто:

$$dt_{nm}/d\tau = (Q_{\text{над}} - Q_{\text{вих}})/W_{nm} = \Delta Q_{nm}/W_{nm}, \quad (2)$$

де dt_{nm} - нескінченно мала зміна температурного режиму за нескінченно малий відрізок часу dt ; ΔQ_{nm} – різниця між надходженням і витратою теплової енергії, яка визначає швидкість зміни температурного режиму.

Формула (2) записується в безрозмірному вигляді, так як це більш зручно для математичного рішення рівнянь.

Якщо привести всі поточні величини до їх відносних значень, отримаємо відповідно: $v_{\text{над}} = Q_{\text{над}} / Q_{\text{ном}}$ - відносне надходження, $v_{\text{вих}} = Q_{\text{вих}} / Q_{\text{ном}}$ - відносна витрата теплової енергії.

Приємно, що абсолютні значення номінального надходження та витрати теплової енергії рівні. Позначимо поточне значення температури приміщення через $t'_{\text{нм}}$, тоді безрозмірне значення величини температури приміщення $t'_{\text{нм}}$ отримаємо розділивши поточне значення температури приміщення, на номінальне задане її значення, тобто $t'_{\text{нм}} = t_{\text{нм}} / t_{\text{нм ном}}$.

Для нескінченно малого відносного приросту параметра:

$$dt'_{\text{нм}} = dt_{\text{нм}} / t_{\text{нм ном}}. \quad (3)$$

Тепер замінимо у формулі (2) абсолютні величини на їх відносні значення, і після відповідних підстановок ця формула матиме наступний вигляд:

$$dt'_{\text{нм}} / dt = (1/W_{\text{нм}}) (Q_{\text{ном}} / t_{\text{нм ном}}) (v_{\text{над}} - v_{\text{вих}}) = \varepsilon \Delta v \quad (4)$$

де $(1/W_{\text{нм}}) (Q_{\text{ном}} / t_{\text{нм ном}}) = \varepsilon$ – коефіцієнт пропорційності (чутливість до збурення), 1/с.

Отже:

$$dt'_{\text{нм}} / dt = \varepsilon \Delta v \quad (5)$$

Обернена величина чутливості до збурення, є швидкість зміни температури приміщення у відносних величинах, при максимальних збуреннях, тобто при $\Delta v = 1$, що відповідає $Q_{\text{вих}} = 0$, а $Q_{\text{над}} = Q_{\text{ном}}$.

Величина обернена до швидкості розгону – час розгону T_a , тобто:

$$T_a = 1/\varepsilon = W_{\text{нм}} t_{\text{нм ном}} / Q_{\text{ном}} \text{ с.} \quad (6)$$

Добуток $W_{\text{нм}} t_{\text{нм ном}}$ є кількість теплової енергії, яка накопичена в приміщенні, при досягненні номінального заданого значення, від його нульового значення.

З виразу (4) при $\Delta v = 1$ видно, що швидкість розгону ε є максимальну і міняється пропорційно Δv . Таким чином, швидкість розгону температури приміщення, пропорційна величині збурення в приміщенні. При малих збуреннях, мають місце невеликі швидкості зміни температури приміщення. Для теплового режиму опалюваного приміщення якраз характерні незначні збурення, що свідчить про їх позитивні, з погляду регулювання, властивості.

Властивість об'єкту автоматичного регулювання – самостійно (без регулятора) вирінювати значення $Q_{\text{вих}}$ і $Q_{\text{над}}$, тобто з деяким часом приходити до нового врівноваженого стану, після однократного стрибкоподібного збурення, характеризується самовирінюванням об'єкту регулювання [1].

Розглянемо приміщення, що опалюється (рис. 2). Якщо збільшиться віддача тепла опалювальним пристроям, тобто збільшиться $Q_{над}$, то за рахунок збільшення температури всередині цього приміщення зростуть і втрати тепла, тобто $Q_{вит}$. В цьому випадку: $Q_{вит} = f(Q)$. При зменшенні втрат тепла, які відбуваються за рахунок збільшення зовнішньої температури, зростає температура всередині приміщення. А якщо підвищується температура, то неодмінно змінюється і віддача тепла опалювальним пристроям, тобто: $Q_{над} = f(Q)$.



Рис. 2 Схема процесу самовирівнювання температурного режиму приміщення на сторонах витрати та надходження теплової енергії

Таким чином, при деякій зміні температури всередині опалювального приміщення – змінюються одночасно втрати тепла і тепловіддача опалювальним пристроям, тобто надходження і витрати. Тому можна сказати, що опалювальні приміщення володіють самовирівнюванням на стороні надходження і на стороні витрати, а отже, регулювання температурою в них здійснюється простіше.

Аналізуючи об'єкт автоматичного регулювання важливим є врахування характеру збурення. Щоб об'єкт регулювання поставити в самі невигідні умови, характер збурення приймають стрибкоподібним.

В системах опалення на практиці зустрічається стрибкоподібний характер збурення дуже рідко. Найшвидшим можна вважати збурення від сонячної радіації. Проте в цьому випадку буде потрібно час для трансформації частини променістого тепла в конвективне, яке здатне нагрівати повітря в приміщенні. В абсолютної більшості випадків існує плавний характер збурень, тобто, коли вони відбуваються за досить великий проміжок часу. А це істотно міняє процес регулювання в кращу сторону.

При розгляді характеру збурень в об'єкті автоматичного регулювання, не менше важливо знати про можливі граничні коливання збурюючих дій. Самим невигідним випадком тут є коливання збурень від нуля до максимуму. В системах опалення такі збурення завжди мають місце, але в більшості випадків вони відбуваються протягом достатньо довгого часу. Наприклад, система опалення має максимальні збурюючі дії в січні місяці, а навантаження, рівне 0, приблизно в березні-квітні. Правда, у весняну пору року такий перехід може спостерігатися і протягом доби. Практика показує, що регулювання

тепловим режимом приміщення у весняну пору року має найбільшу потребу.

Автоматичне регулювання тепловим режимом опалюваного приміщення, повинне характеризуватися якісним та стійким процесом.

Стійкий процес регулювання визначає швидке затухання коливань температурних параметрів приміщення, які виникли під впливом збурення, також регулювання вважається стійким, якщо в переходному стані в ньому виникає незгасаючий коливальний процес, з допустимою амплітудою відхилень температурних параметрів приміщення.

Якість процесу регулювання оцінюється наступними показниками: максимальним відхиленням теплового режиму, що регулюється, від заданого значення при переходному процесі; точністю підтримки теплових параметрів в приміщенні; величиною перерегулювання, тобто відхиленням теплових параметрів приміщення, після того, як в процесі регулювання температура досягне заданого значення і перейде через нього, змінюючи знак помилки; часом переходного процесу, тобто часом, що затрачається на повернення теплових параметрів в задані межі, після початку збурення; числом коливань теплових параметрів приміщення, під час переходного процесу, біля заданого значення.

ВИСНОВКИ. Автоматичне регулювання тепловим режимом опалюваного приміщення характеризуватиметься прийнятними якісними та стійкими процесами, коли всі вищезазначені показники будуть задовільняти наперед заданим межам.

Опалюване приміщення, як об'єкт регулювання, характеризується великим коефіцієнтом ємності, володіє самовирівнюванням як на стороні тепловтрат так і на стороні теплонаходжень, має малу чутливість до збурень і нечасту зміну збурень, що говорить про такі динамічні характеристики приміщень, які дозволяють застосовувати найпростіші автоматичні регулятори, зокрема двохпозиційні з малою зоною нечутливості.

Якісне та стійке автоматичне регулювання тепловим режимом опалюваного приміщення можливе тільки в сукупності роботи автоматичних регуляторів з точно підібраними опалювальними пристроями (моделями, типами та кількістю), які встановлені у відповідних по об'єму приміщеннях з необхідною теплоізоляцією та температурою теплоносія відповідною температурі зовнішнього повітря.

Список літератури:

1. Юрманов Б.Н. Автоматизация систем отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха. – Л.: Стройиздат, 1976. – 216 с.
2. Мануйлов П.Н. Технологические измерения и автоматизация тепловых процессов. – М.: Энергия, 1976. – 248 с.
3. Халамейзер М.В. Автоматические установки искусственного климата. – М.: Машиностроение, 1969. – 312 с.

Надійшла до редакції 14.11.2012р.

ТОРФ ЯК ПАЛИВО В КОМУНАЛЬНІЙ ЕНЕРГЕТИЦІ

Використання місцевих паливних ресурсів, зокрема торфу для виробництва теплової енергії є одним із шляхів стабілізації паливно-енергетичного балансу країни. Зростання цін на традиційні види палива спонукає відновлювати та розвивати промисловість по видобутку та підготовці до спалювання торфу в теплогенераторах систем тепlopостачання. Така тенденція характерна і для багатьох країн світу (Фінляндія, Ірландія, Німеччина і ін.).

Торф відноситься до відновлювальних природних ресурсів, який утворюється внаслідок відмирання і неповного розпаду болотних рослин в умовах підвищеної зволоження та нестачі кисню і поширений у всіх кліматичних зонах. В Україні найбільші запаси торфу зосереджені у північних регіонах (на Поліссі) – Волинській, Рівненській, Сумській, Чернігівській та Житомирській областях, а також у Львівській та Київській областях (рис. 1).

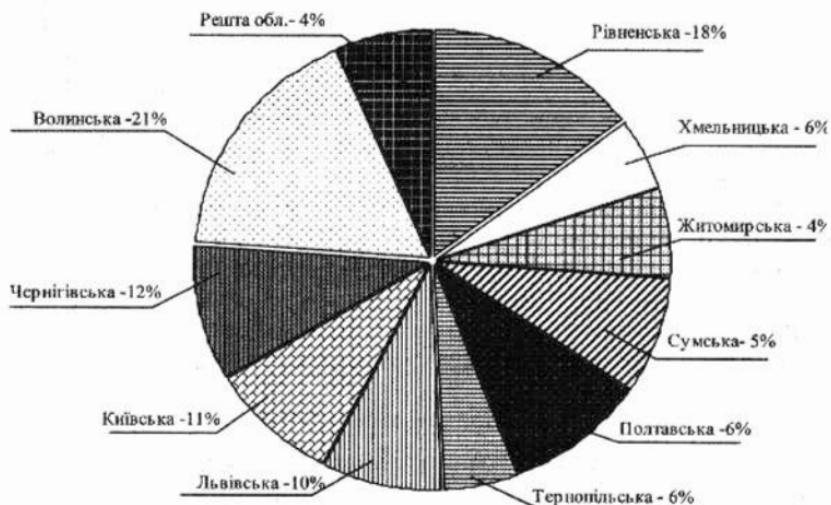


Рис. 1. Розподілення запасів торфу по областях України.

Загальні промислові запаси торфу в Україні становлять близько 840 млн. т.у.п., з них на відведеніх під промислову розробку родовищах – близько 23 млн. т.у.п. [1]. Найбільш економічно вигідним є

використання торфу, видобутого відкритим способом. Близько 85 % видобутого торфу використовується як паливо у вигляді фрезерного (розмеленого) та кускового (напівбрикетів) торфу, торф'яних брикетів та гранул.

Торф є перспективним місцевим видом палива для отримання теплової енергії, що обумовлено низькою собівартістю виробництва та можливістю застосування нових технологій спалювання з забезпеченням високого коефіцієнту корисної роботи при нормативних екологічних показниках. При спалюванні торфу забруднення атмосфери викидами оксидів сірки та твердими частками в 5-10 раз нижче ніж при спалюванні вугілля. Вогнищеві рештки після спалювання торфу (зола) може використовуватися як добриво місцевими фермерськими господарствами тощо.

Торф як паливо характеризується високим вмістом вуглецю, малим вмістом сірки та шкідливих негорючих домішок (табл. 1).

Таблиця 1

Вид паливного торфу	Форма	Зольність, %, не більше	Вологість, %, не більше	Нижча теплота згорання, МДж/кг
Фрезерний	розмелений, насипний	15	50	8,1
Кусковий	циліндрична, призматична	23	45	11,0
Брикети	призматична із заокругленими кутами	23	20	16,8-17,3
Гранули	циліндрична, діаметр 6-10 мм, довжина 25-50 мм	18	15	17,2-18,0

Нарошування видобутку торфу і виробництво з нього брикетованого та гранульованого палива, а також розробка та впровадження у виробництво ефективних теплогенераторів невеликої потужності для спалювання торфу є важливим завданням для ефективного використання природно-ресурсного потенціалу.

Спалювання торфу як палива в теплогенераторах для одержання теплової енергії здійснюється різними методами:

- методом піролізу (під дією високої температури і нестачі кисню розпад торфу на летку частину – піролізний газ та кокс – деревне вугілля);

- вихровим методом (спалювання фрезерного торфу у топках циклонного типу);

- у зваженому стані (в «киплячому» шарі);

- традиційним методом прямого спалювання в шарі на колосниковій решітці.

В опалювальних котельних з котлами тепlopродуктивністю до 2 МВт найпоширеніше спалювання твердого палива в шарі, що обумовлене прийнятними капітальними затратами на впровадження та надійністю і простотою в експлуатації. Технологія спалювання в шарі базуються на класичних схемах організації процесу горіння: прямотечійній, протитечійній та поперечній (рис.2).

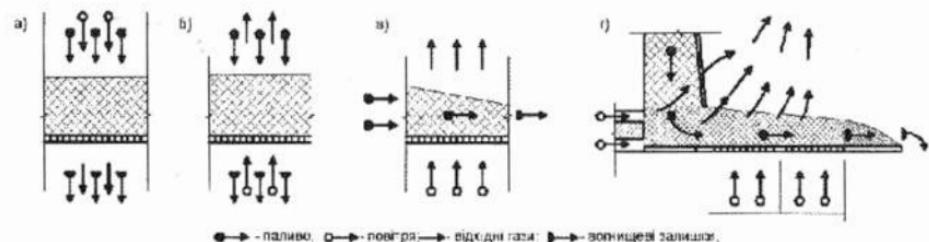


Рис. 2. Схеми горіння твердого палива в шарі:
а – прямотечійна; б – протитечійна; в – поперечна; г – шахтно-шарова.

Вибір схеми організації горіння твердого палива здійснюється з урахуванням виду, фракційності і складу палива, вмісту та температурних властивостей золи, режимних параметрів роботи та експлуатаційних умов. Поперечна схема забезпечує можливість механізувати процес спалювання, підтримання поточності по подачі свіжих порцій палива на горіння і видалення вогнищевих решіток [2].

Більш ефективним методом спалювання є комбінований метод (шахтно-шарова схема) [3] – поєднання піролізного процесу в шахті із шаровим горінням на колосниковій решітці за поперечною схемою в топці з механічним штовхачем (рис.2 г). При організації такої схеми горіння в шахті під дією високої температури горіння шару в нижній зоні інтенсивно виділяються леткі речовини, які крізь перфоровану затисну решітку потрапляють в топковий об'єм. Горіння шахтного піролізного газу відбувається у високотемпературному факелі горіння коксу (деревного вугілля) на допалювальній колосниковій решітці. По мірі подачі плунжерним штовхачем нової порції палива з шахти на решітку здійснюється поступальне переміщення шару, з останньої зони решітки вогнищеві решітки випадають в зольник.

Стабільність і ефективність роботи топкових пристрій, в яких реалізований метод спалювання палива в шарі, визначається в основному організацією аеродинамічних умов процесу горіння, які визначаються конструктивними і режимними параметрами зони горіння. Методика розрахунку розмірів зони горіння залежно від виду палива та

аеродинамічних характеристик шару наведена в [4]. Горіння часток палива в сталому шарі на колосниковій решітці відбувається при високих температурах в дифузійному режимі: кисень дуттєвого повітря, що пронизує шар, витрачається здебільшого в поверхневій оболонці часток на спалювання CO і H_2 , а вигорання вуглецю часток проходить за реакціями відновлення з CO_2 і H_2O . На гетерогенний процес горіння часток в шарі суттєво впливають фракційний склад палива та його якість (вміст і температура плавлення золи, вміст летких речовин тощо), режимні параметри процесу (швидкість дуття, концентрація кисню в шарі, надмір повітря). Найбільш повно процес горіння твердого палива характеризується питомою швидкістю горіння, K_s , $\text{г}/(\text{см}^2 \text{ с})$, яка визначає швидкість газоутворення в шарі, і дорівнює відношенню кількості спалованого за одиницю часу твердого палива, тобто перетвореного в газоподібний стан, до сумарної поверхні реагування (зовнішня поверхня часток в шарі) [2, 5].

Розрахункові криві вигорання коксу і довгополум'яного газового вугілля з великим виходом летких речовин (40-50%) на колосниковій решітці наведено на рис.3. В розрахунках прийнято: потужність топкового пристрою 0,5 МВт; ширина зони горіння 60 см; висота вихідного вікна з шахти 18 см; частка палива, що вигорає в шахті – 60%; надлишок повітря в топковому об'ємі (на вході в конвективну частину теплогенератора) – $\alpha = 1,4$; δ – розмір часток палива на вході в шахту, см; w – швидкість дуттєвого повітря на вході шару палива, м/с.

З аналізу результатів розрахунку видно, що вплив розміру часток та швидкості дуття на швидкість горіння натурального палива в шарі аналогічний випадкові горіння коксу в шарі, але з ростом вмісту летких речовин швидкість горіння газового вугілля збільшується в 2 - 3 рази.

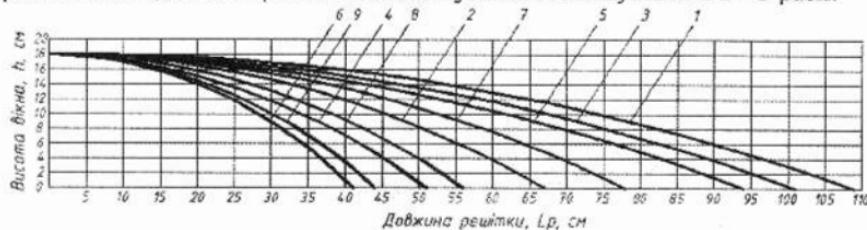


Рис. 3. Графіки вигорання коксу (К) і довгополум'яного газового вугілля (ДГ) на колосниковій решітці.

Таблиця 2

Параметр	Криві на рис. 3								
	1	2	3	4	5	6	7	8	9
Вид палива	К	ДГ	К	ДГ	К	ДГ	ДГ	ДГ	ДГ
Розмір часток δ , см	5	5	5	5	5	5	4	4	4
Швидкість w , м/с	0,3	0,3	0,35	0,35	0,4	0,4	0,3	0,35	0,4

Так, при наведених умовах та швидкості дуття $w = 0,3$ м/с швидкість горіння коксу в шарі $- 170 \cdot 10^{-6}$ г/(см²с), а швидкість горіння довгополум'яного газового вугілля в шарі $- 450 \cdot 10^{-6}$ г/(см²с). Розміри зони горіння топкового пристрою приймаються на підставі результатів розрахунків процесу спалювання палива з урахуванням нормативних теплонапружень дзеркала горіння та топкового об'єму [Тепловой расчет котлов. Нормативный метод. – Санкт-Петербург: РАО «ЕЭС России», 1998. – с. 257].

Для уточнення методики розрахунку горіння торфу в шарі необхідно провести додаткові дослідження по визначенню швидкості горіння торфу при різних конструктивних і режимних параметрах зони горіння.

Висновки

1 Ресурси торфу в Україні становлять великий енергетичний потенціал, тому розвиток вітчизняної торф'яної промисловості та серійне виробництво теплогенераторів на торфі для систем тепlopостачання є перспективним напрямком розвитку паливно-енергетичного комплексу.

2 Розробка конструкції топкових пристройів для ефективного спалювання торфу базується на методі розрахунку процесу горіння твердого палива, яка потребує уточнення по швидкості горіння торфу в шарі.

Список літератури:

- 1 Вербінський В.В., Земляний М.Г. Регіональна енергетична політика України: цілі та шляхи реалізації/Збірник Національного інституту стратегічних досліджень. – Дніпропетровськ, 2003. – 64 с.
- 2 Основы практической теории горения / Померанцев В.В., Арефьев К.М., Ахмедов Д.Б. и др. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 312 с.
- 3 Макаров А.С., Сенчук М.П. Сучасне енергозберігаюче обладнання для опалювальних котелень/ Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. – 2002. - № 17. – С. 91-92.
- 4 Сенчук М.П., Макаров А.С., Астаф'єва М.М. Вигоряння твердого палива у топкових пристроях з поперечною схемою живлення шару/ Будівельні матеріали, вироби та санітарна техніка. – 2000. - № 15. – С. 120-124.
- 5 Хзамаян Д.М. Теория топочных процессов: Учебное пособие для вузов. – М.: Энергоатомиздат, 1990. – 332 с.

Надійшла до редакції 24.10.2012р.

ДОСЛІДЖЕННЯ КОНТАКТНО-ПОВЕРХНЕВОГО ВОДОНАГРІВАЧА ПРИ ПШКОВИХ РЕЖИМАХ

Вступ. Контактно-поверхневі водонагрівачі використовуються для нагрівання води та випаровування агресивних рідин. Вони відносяться до класу нагрівальних конденсаційних апаратів відкритого типу, в яких вода нагрівається продуктами згорання палива контактно – поверхневим способом. Для досягнення максимальної ефективності роботи контактного водонагрівача з метою конденсації пари, що утворюється при згоранні природного газу чи рідкого палива, температура відходів газів повинна бути якомога меншою від температури точки роси продуктів згорання. Однак при опаленні в умовах низьких температур навколошнього повітря, коли піднімають температуру отриманого теплоносія, температура зворотної води може бути суттєво вищою за температуру точки роси продуктів згорання. Із збільшенням температури відходів газів вище температури точки роси коефіцієнт корисної дії контактного водонагрівача буде стрімко падати за рахунок випаровування води в контактній камері останнього.

Стан проблеми та постановка задачі досліджень. Відомо багато досліджень процесів гідродинаміки та тепло-масообміну в контактних апаратах. Розроблені основи теплових та конструкторських розрахунків такого обладнання. Даними питаннями займалися: «Академія комунального хóзяйства МЖКХ РСФСР» [1], Кафедра ТПТ НТУУ «КПІ» [2,3], «Лота» [4], Інститут Газу НАНУ [5], фірми: «ЭНЕРГОТЕХМОНТАЖ-ХОЛДИНГ» [7], «КОРТЭС» [8], «Евроформат» [6] та інші. Згаданими фірмами випускаються, та експлуатуються контактні апарати різних типів.

Вивчені тепло-масообмінні процеси в проточному барботажному шарі [3], тепло-масообмінних процесів в апаратах з зануреним горінням [2], відомі данні по тепло масообміну зони випаровування контактного водонагрівача с форсунковим розпилом води [6] та інші. В [4] наведені деякі розрахункові результати по теплотехнічним характеристикам такого обладнання протягом опалювального сезону, а саме усереднене значення коефіцієнта корисної дії контактного водонагрівача барботажного типу: в зимовий час він складає близько 101,2 – 102 % (розрахункове значення по нижчій теплоті згорання палива).

Відомі експериментальні випробування долсолідно – промислового зразка контактно-поверхневого водонагрівача ФНКВ-1 [1]. Випробування показали, що коефіцієнт корисної дії водонагрівача значно зменшується при збільшенні температури зворотної води. Наприклад при температурі останньої 4 – 30 °C, ККД складає ~ 104 – 108 % (рахуючи по нижчої теплоті згорання палива). За температури зворотної води близько 70 °C ККД водонагрівача падає до ~ 82%.

На сьогоднішній день проведено лабораторні випробування контактних апаратів, теплотехнічні характеристики яких наведені в технічній документації виробників (паспорта, інструкції з експлуатації), але майже вся інформація по теплотехнічним характеристикам наводиться при номінальних режимах роботи обладнання і не має надійних експериментальних даних з характеристик такою обладнання, особливо в умовах пікових навантажень, коли температура зворотної води (на вході в апарат) суттєво перевищує температуру точки роси продуктів згорання палива. *Метою роботи є експериментальне вивчення особливостей роботи контактного апарату при пікових навантаженнях.*

Конструкція та схема підключення нагрівача. Для вивчення енергетичних характеристик контактно-поверхневого водонагрівача при низьких температурах навколошнього повітря був використаний Теплогенератор контактно-поверхневого типу ТГа-2,0 потужністю 2 МВт фірми «Евроформат», який встановлений в котельні заводу залізобетонних конструкцій ТОВ «ЗЗБК №1» по вул. Будіндустрії, 5 в м. Києві. Теплогенератор працює на систему опалення заводу. На рис.1 показана схема підключення нагрівача..

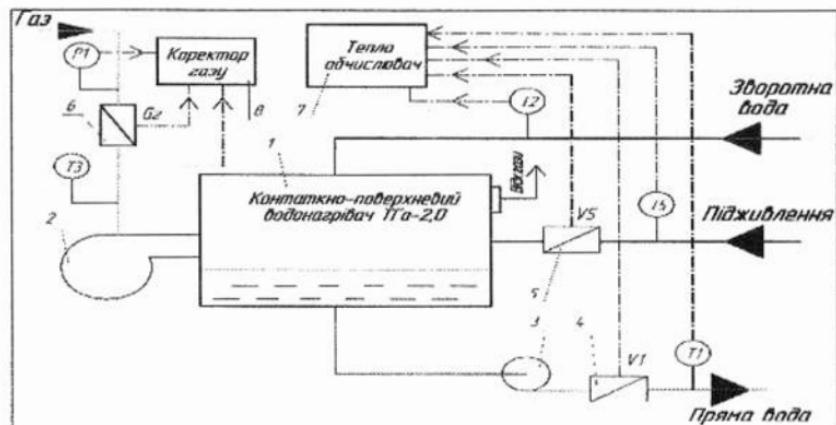


Рис.1 Схема підключення теплогенератора контактно-поверхневого типу до системи опалення заводу:

- 1- ТГа-2,0; 2-газовий пальник; 3-циркуляційний насос;
- 4-лічильник гарячої води; 5-лічильник холодної води; 6-лічильник газу;
- 7-тепловий лічильник; 8-коректор газу.

Теплогенератор 1 оснащений блочним газовим пальником 2 типу КП-250 потужністю 2500 кВт фірми «Промгазапарат» і працює на систему опалення заводу наступним чином.

Зворотна вода з системи опалення заводу по трубопроводу зворотної води надходить в теплогенератор 1. Нагріта в останньому вода забирається циркуляційним насосом 3, та подається через трубопровід прямої води в систему опалення. В залежності від температури навколошного повітря теплове навантаження на систему опалення змінюється. Регулювання потужності теплогенератора – якісне (регулювання потужності пальника і, відповідно, температурою гарячої води). Регулювання здійснюється по температурі зворотної води T2.

Методика вимірювань та досліджень. Для вимірювання відпущеної теплової енергії та параметрів теплоносія – контактно-поверхневий водонагрівач оснащений тепловим лічильником типу «Суперком-01-SKS». Тепловий лічильник складається з теплообчислювача 7 типу SKS-3, до якого підключаються лічильники гарячої та холодної (підживлюючої) води, 4 та 5, відповідно. Лічильники води мають вихідні імпульсні сигнали. Також до обчислювача підключені термоперетворювачі опору Pt500 для вимірювання температур прямої T1, зворотної T2 та підживлюючої води T5.

Сигнали з лічильників гарячої та підживлюючої води, та датчиків температури потрапляють на відповідні входи обчислювача. Далі ці сигнали оброблюються і перераховуються в витрати та температури відповідних каналів.

Обчислення теплової енергії в тепловому лічильнику в кДж за розрахунковий проміжок часу здійснюється за формулою:

$$E_B = V_1 \cdot \rho_{T1} \cdot (h_{T1} - h_{T2}) + V_5 \cdot \rho_{T5} (h_{T2} - h_{T5}),$$

де T1, T2, T5, °C – вимірювані значення температури прямої, зворотної та підживлюючої води;

V1, V5, м³/год - вимірювальні значення об'ємів прямої та підживлюючої води;

ρ_{T1}, ρ_{T5} , кг/ м³ - густина води при температурі T1, та T5 відповідно;

h_{T1}, h_{T2}, h_{T5} , кДж/кг*град – ентальпії води при відповідній температурі.

Теплообчислювач 7 забезпечує реєстрацію архівних та підсумкових показів величин в енергонезалежній пам'яті.

Перед пальником водонагрівача існує індивідуальний технологічний вузол обліку витрат природного газу, який складається з лічильника газу 6 типу GMS та коректора газу 8 типу «Тандем». Останній забезпечує вимірювання абсолютноного тиску та температури газу, а також обчислення об'єму природного газу, що пройшов через

лічильник газу 6 в робочих умовах, зведеного до стандартних умов (температура 20 °C, тиск 101,325 кПа).

Коректор газу 6 забезпечує реєстрацію архівних та підсумкових показів витрати природного газу.

Кількість витраченої енергії по газу в кДж за розрахунковий проміжок часу визначається за формулою:

$$E_{\Gamma} = V_{\Gamma} \cdot Q_n^p,$$

де V_{Γ} , м³ – витрата природного газу зведеного до стандартних умов;

Q_n^p - теплота згорання палива зведеного до стандартних умов.

Коефіцієнт корисної дії контактно – поверхневого водонагрівача за розрахунковий проміжок часу визначається за формулою:

$$\text{ККД} = \frac{E_{\Gamma}}{E_{\Gamma}} \cdot 100, \%$$

Результати дослідження коефіцієнта корисної дії нагрівача та їх аналіз

При зменшенні температури навколошнього повітря збільшується температура зворотної води, що в свою чергу веде до збільшення температури відходів газів.

Розрахункова залежність коефіцієнта корисної дії контактно – поверхневого водонагрівача та вологовмісту продуктів згорання від температури відходів газів представлена на рисунку 2.

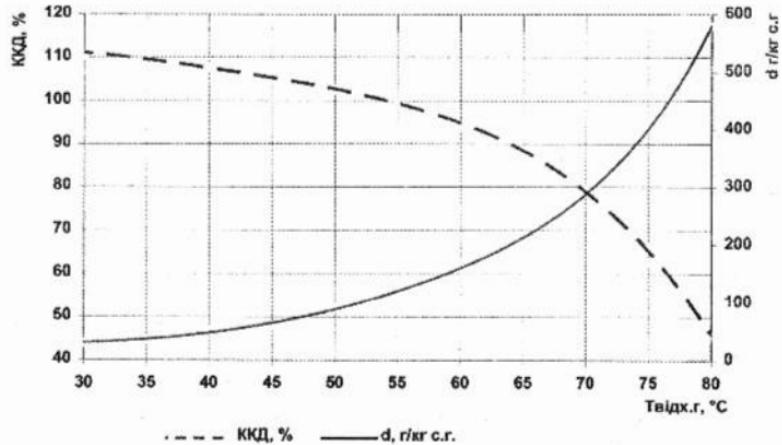


Рис.2 Розрахункова залежність коефіцієнта корисної дії контактно – поверхневого водонагрівача та вологовмісту продуктів згорання від температури відходів газів.

Відхідні гази після водонагрівача мають відносну вологість 100 %, тобто при збільшенні температури останніх вище температури точки роси частина тепла від продуктів згорання буде витрачатись на випаровування частини води, яка в свою чергу залежить від витрати димових газів, їх температури, вологомісту та коефіцієнту надлишку повітря. Чим більша температура відхідних газів тим більший вологоміст останніх (рис.2), тобто більша кількість тепла іде на випаровування води. Коефіцієнт корисної дії при цьому стрімко падає.

Компенсація води, яка випаровується у водонагрівачі, забезпечується відповідним підживленням водонагрівача.

Промислові випробування теплотехнічних характеристик контактно – поверхневого водонагрівача проводились в лютому 2012 року при температурі навколошнього повітря близько -20°C . Основною задачею випробувань було визначення коефіцієнта корисної дії водонагрівача та кількості води на підживлення за певний проміжок часу. Результати обробки даних теплового лічильника та коректора газу приведені на рис. 3 – 5.

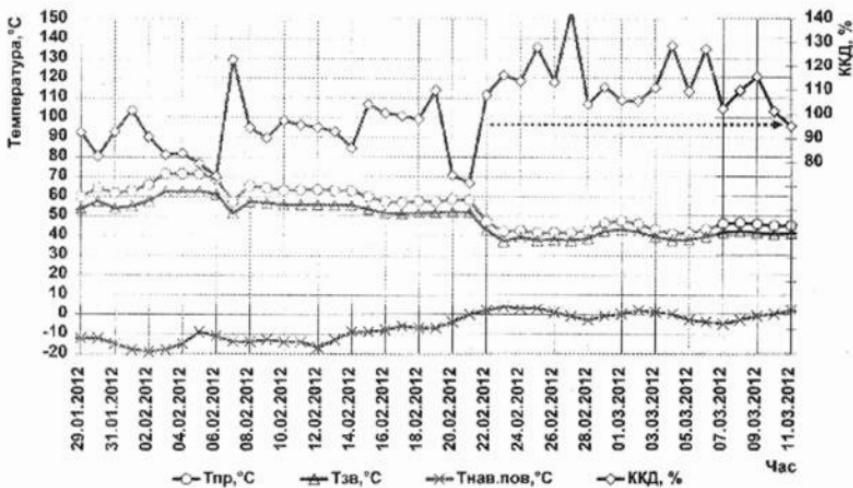


Рис.3 Усереднені добові теплотехнічні параметри теплогенератора протягом часу

З рисунка 3 видно, що при температурі навколошнього повітря близько ($-20 - 15$) $^{\circ}\text{C}$ (01.02-11.02.2012) – температура зворотної води була $55-63^{\circ}\text{C}$. Усереднене за добу значення коефіцієнта корисної дії теплогенератора при цьому знаходилося близько 90 – 80 %.

При збільшенні температури навколошнього повітря до ($-5 - 0$) $^{\circ}\text{C}$, що в свою чергу призвело до зменшення температури зворотної води до 50

– 40 °C, коефіцієнт корисної дії теплогенератора став 100 – 110 % (відносно нижчої теплотворної здатності палива).

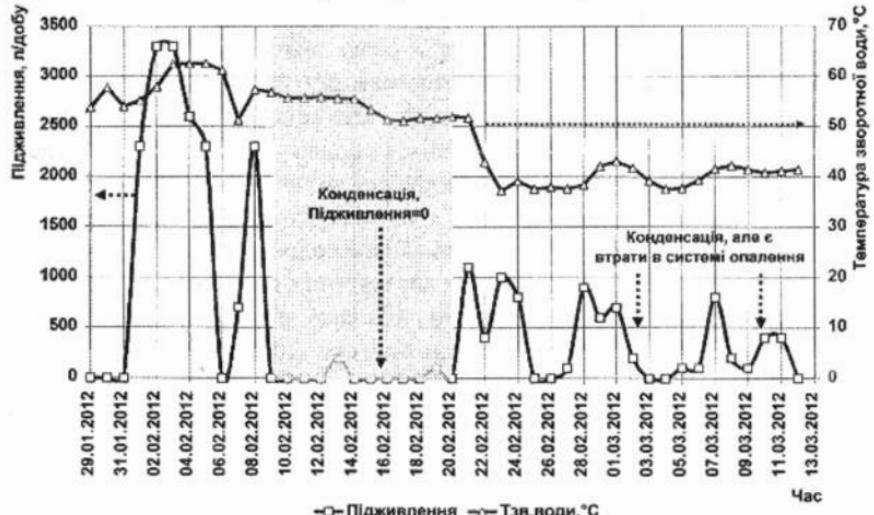


Рис.4 Залежність усереднених добових витрат підживлюючої води теплогенератора від температури зворотної води протягом часу

З рисунка 4 видно, що при піковому режимі, коли температура зворотної води була 63-55 °C – витрата підживлюючої води при цьому сягала 3300 – 2300 л/добу. Тобто в контактній камері водонагрівача відбувалося інтенсивне випаровування води, що в свою чергу підтверджує значення ККД 80 – 90 % (Рис.3).

При зменшенні температури зворотної води до 55 – 50 °C – підживлення водонагрівача майже не було (10.02-20.02.2012), тобто теплогенератор працював в конденсаційному режимі, що в свою чергу свідчить його ККД 90-100 % (Рис.3).

При подальшому зменшенні температури зворотної води до 50 – 40 °C – знову відбувалось підживлення водонагрівача (21.02-11.03.2012), це пояснюється тим, що в системі опалення відбувалися несанкціоновані відбори води. ККД теплогенератора при цьому сягав близько 100 – 110 % (Рис.3).

На рисунку 5 представлена усереднені добові витрати природного газу теплогенератором контактно – поверхневого типу, та жаротрубним котлом такої ж продуктивності (розрахункове значення при ККД=92 %). З рисунка видно, що при температурі зворотної води більше 55 °C витрати природного газу жаротрубним котлом в порівнянні з контактним суттєво менші.

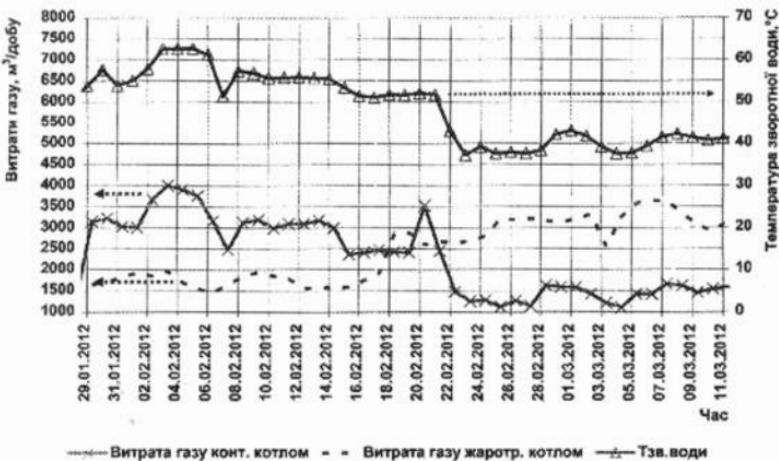


Рис.5 Усереднені добові витрати газу теплогенератором та жаротрубним котлом (розрахункова штрихова лінія при ККД = 92 %) протягом часу

На рисунку 6 показана усереднене значення витрати природного газу на 1 ГДж виробленої теплової енергії на протязі експерименту теплогенератором контактно – поверхневого типу ТГа-2,0 (експериментальне значення) та сучасним жаротрубним котлом (розрахункове значення при ККД=92 %). З рисунка видно, що витрата природного газу на 1 ГДж виробленої теплової енергії теплогенератором ТГа-2,0 складає ~ 29,5 м³/ГДж, а жаротрубним котлом ~ 32 м³/ГДж (на 7,8 % більше).



Рис.6 Витрата природного газу на 1 ГДж виробленого тепла теплогенератором контактно – поверхневого типу ТГа-2,0 в промислових умовах та жаротрубним котлом (розрахункова при ККД=92 %) протягом лютого 2012 р.

Висновки:

1. При пікових режимах роботи теплогенератора контактно – поверхневого типу, коли температура навколишнього повітря є більше мінус 20 °C і температура зворотної води 63-55 °C ККД теплогенератора сягає 80 – 90 %.
2. При піковому навантаженні витрати природного газу на контактний теплогенератор суттєво більші в порівнянні з жаротрубним котлом (ККД=92%), але усереднене значення ККД теплогенератора за розрахунковий період з 29.01.2012 по 11.03.12 складає 101,6 %.
3. В котельні з контактно – поверхневим водонагрівачем доцільно з метою економії газу в найхолодніший період паралельно встановлювати жаротрубний котел.
4. При помірних температурах навколишнього повітря, коли температура зворотної води менша 55 °C доцільно використовувати саме контактний водонагрівач, який буде працювати в конденсаційному режимі з високим ККД.

Список літератури:

1. Соснин Ю.П. Контактные водонагреватели – М.: Стройиздат, 1974. – 359 с.
2. Алабовский А.Н., Удьма П.Г.. Аппараты погружного горения – М.: Издательство МЭИ, 1994 – 256 с.
3. Безродный М.К., Барабаш П.А., Голияд Н.Н. Гидродинамика и контактный тепломассообмен в некоторых газожидкостных системах: Монография. – К.: НТУУ «КПІ», 2011. – 408 с.
4. Королевич А.Я. Опыт применения контактных водонагревателей для энергосберегающей реконструкции систем теплоснабжения НПО «ЛОТА» // Энергоэффективная модернизация ЖКХ: Материалы научной конференции (3.06.2009 г.) - г. Ялта.
5. Сорока Б.С., Шандор П.А., Пьяных К.Е., Андриенко Д.В. Система децентрализованного теплоснабжения на основе аппаратов погружного горения: термодинамический анализ и пути совершенствования // Пром. теплотехника. – 2001. – №3. – С. 112 – 119.
6. Коваль Ю.Д., Барабаш В.П., Ткаченко С.Г. Дослідження зони випаровування контактного водонагрівача з розпилюванням води відцентровими форсунками. // Новая тема. 2010 р. – №2 – С. 51 – 54.
7. <http://etmh.ru/bvpg/index.php>.
8. <http://kortes.in.ua/ru/vodonagrevateli.html>.

Надійшла до редакції 20.11.2012р.

КОМПЛЕКСНА РЕКОНСТРУКЦІЯ СИСТЕМ ОПАЛЕННЯ ІСНУЮЧИХ ЗИМОВИХ ТЕПЛИЦЬ

Важлива роль у вирішенні задачі забезпечення країни свіжими овочами в осінньо-зимовий період приділяється тепличним комбінатам. Можливість вирощування сільськогосподарських культур на захищених ґрунтах підвищує ритмічність роботи підприємств сільського господарства, знижує залежність виробництва продукції від не прогнозованого впливу метеорологічних умов.

Постійне збільшення цін на природний газ і будівельні матеріали, світова фінансова криза, різке зростання кредитних ставок, насичення внутрішнього ринку імпортними овочами і низька купівельна спроможність населення довели деякі тепличні господарства до банкрутства.

В даний час великі тепличні комбінати цілеспрямовано нарощують досвід виживання в нових економічних умовах.

Шляхи виживання вбачаються за трьома напрямками:

- комплексна реконструкція старих теплиць;
- збільшення обсягів зведення нових енергозберігаючих теплиць;
- удосконалення конструктивних і об'ємно-планувальних рішень, технологічних процесів і устаткування перспективних типів теплиць.

Реконструкція систем опалення - важливий етап комплексної реконструкції існуючих тепличних комбінатів. Для її здійснення необхідно виконати слідуючий комплекс робіт:

- розробка робочого проекту реконструкції системи опалення;
- заміна морально і фізично зношеного устаткування;
- діагностична оцінка технічного стану труб систем опалення;
- демонтаж старих трубопроводів подачі, розподілу і підключення систем опалення теплиці;
- монтаж нових трубопроводів і елементів системи опалення теплиці і з'єднувального коридору;
- монтаж нових енергозберігаючих гребінок з вузлами управління (змішувальні групи);
- гідролічні випробування трубопроводів системи опалення;
- пусконалагоджувальні роботи.

Елементи системи опалення теплиці - покрівельний, підлотковий, стаціонарний і переносний надгрунтовий, боковий і торцевий обігріви, змонтовані з труб сталевих водогазопровідних ГОСТ 3262-75, електrozварних ГОСТ 10704-91 чи безшовних ГОСТ 8732-78. У залежності від кліматичних умов експлуатації теплиці система опалення влаштовується з труб діаметрів 45, 48, 51, 57 і 60 мм, загальна довжина яких у залежності від типового проекту складає до 30000 п.м. Тому, оцінка технічного стану труб є важливим етапом реконструктивних робіт і дозволяє визначити можливість подальшого використання існуючих трубопроводів.

Візуально оглядаються 100% трубопроводів і визначаються ділянки труб, унікоджені корозією, що надалі цілком заміняються. Після цього виконується вимірювання товщини ущільнення стінки труб, тобто встановлюється дійсна товщина стінок трубопроводів, за допомогою портативного ультразвукового товщиноміра типу УТ-93П.

Після закінчення робіт з діагностичної оцінки труб систем опалення, визначаються ділянки трубопроводів, у яких труби мають товщину стінок менші 45% проектного значення. Ділянки трубопроводів з даним дефектом вирізують і на їхне місце врізаються нові труби. При цьому використовуються труби тієї ж марки сталі і з тією ж товщиною стінки, що й існуючий трубопровід. Для механічного видалення дефектних ділянок використовуються роликові труборізи чи ручні електричні шліфмашинки з відрізними абразивними армованими дисками.

Послідовність роботи з демонтажу систем опалення теплиць наступна:

- вирізуються газовим (кисневим) різаком або механічним способом елементи підключення (труби діаметром 20,25,32 мм) обігрівальних регістрів підлоткового, покрівельного, бокового, торцевого і стаціонарного надгрунтового обігрівів;
- демонтується запірна арматура;
- обрізуються штуцера і знімаються гумотканеві шланги регістрів переносного надгрунтового обігріву;
- демонтуються магістральні (подавальні та зворотні) і розподільчі трубопроводи.

При демонтажних роботах у теплицях у якості навантажувального і вантажно-транспортного механізма, а також при виконанні різноманітних допоміжних робіт використовуються малогабаритні навантажувачі зі змінними робочими органами.

Після виконання демонтажних робіт приступають до монтажу нових трубопроводів і елементів системи опалення. Враховуючи однаковість об'ємно-планувального рішення теплиць та конструктивних рішень систем опалення за одиницю фронту робіт приймається один проліт теплиці.

Системи опалення старих теплиць, побудованих по ТП 810-1-1, ТП 810-1-6.83, ТП 810-1-13.86, ТП 810-1-26.88, ТП-1-30.88 (площою 6 га) і ТП 8-1-2, ТП 810-1-24.88, ТП 810-95 (площою 3 га), передбачали подачу тепла з теплопункту напірними насосами в кожну теплицю площею 1 га по загальним магістральним трубопроводам на всі системи опалення (підлоговий, покрівельний, боковий і торцевий, надгрунтовий стаціонарний та переносний обігріви) одночасно. Регулювання систем усередині теплиці здійснювалося тільки в ручному режимі за допомогою запирної арматури (засувок, вентилів), що супроводжувалося необґрунтованими витратами тепла. Проект реконструкції передбачає заміну напірних насосів великої потужності теплопункту на транспортні циркуляційні насоси малої потужності (4-6 кВт) і подачу тепла на гребінку кожного гектара теплиць. На гребінці встановлюються 3-4 вузли управління (у залежності від призначення теплиць) на 1 гектар площи теплиці. Вузол управління забезпечує незалежну подачу теплоносія в існуючі системи обігрівів (підлоговий, покрівельний, боковий і торцевий, надгрунтовий) і монтується на колекторах (подавальному і зворотному). До складу кожного вузла управління входять: триходові (рис.1) чи чотириходові (рис.2) змішувальні клапани (фірми „Honeywell”, „Danfoss”) з електроприводом, циркуляційні насоси потужністю 0,8-3 кВт (фірми „JOHNSON”), засувки „баттерфляй” (міжфланцеві засувки), зворотний клапан (для варіанта з чотириходовим клапаном), автоматичний спускник повітря, датчики контролю температури теплоносія, пристали контролю температури і тиску (термометри і манометри), крани для спуску води. Конструкція вузлів управління передбачає роздільне включення – відключення існуючих систем опалення для підтримки необхідного температурного режиму теплиці, незалежне регулювання температури теплоносія в кожній системі обігріву, а також роботу в ручному й автоматичному (за допомогою ЕОМ) режимах.

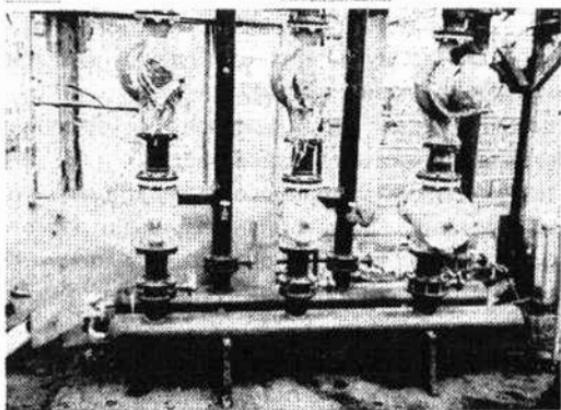


Рис.1. Вузол керування контурами системи опалення теплиці з триходовими клапанами

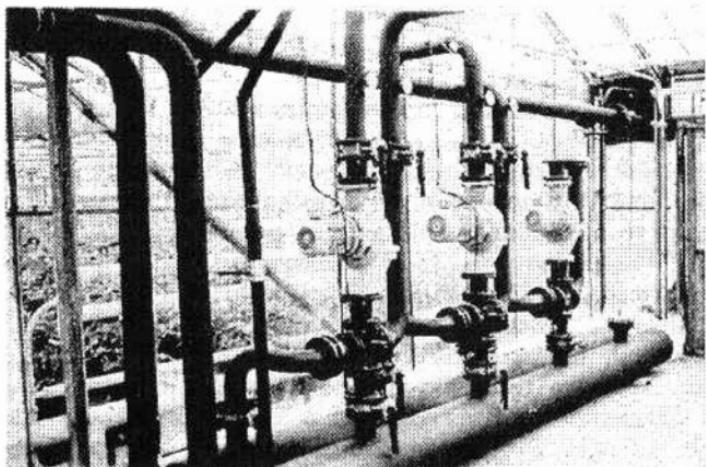


Рис.2. Вузол керування контурами системи опалення теплиці з чотириходовими клапанами.

Монтаж систем опалення теплиць виконують за розробленими робочими кресленнями у такій послідовності:

- виконується монтаж магістральних трубопроводів (подавальний та зворотний) для кожного опалювального контуру теплиці;
- по торцях теплиці монтуються подавальний і зворотний розподільні трубопроводи із труб змінного перетину ("телефескопи") систем опалення;
- заміна дефектних ділянок за результатами діагностичної оцінки, прокладка нових трубопроводів (їхня кількість залежить від типового проскуту теплиці) підлоткового, покрівельного, надгрунтового переносного і стаціонарного, бокового і торцевого обігрівів;
- монтаж з'єднувальних елементів і деталей трубопроводів, запірної арматури (кульових кранів).

З'єднувальні деталі й елементи трубопроводу попередньо заготовлюються і збираються в майстернях.

Зварювання стиков трубопроводів виконують ручним дуговим зварюванням. Режими зварювання, зварюальні матеріали, порядок контролю зварювання встановлює технічна документація - проект виконання робіт, виробничі інструкції або вказівки в робочих кресленнях.

При виконанні монтажних робіт на площі теплиць понад 1 та доцільно труби зварювати пресовою зваркою магнітокоєрованою дугою за допомогою установок «Бегущая дуга - 1» або «МДВ - 1» (рис.3), розробки інституту електrozварювання ім.С.О.Патона).

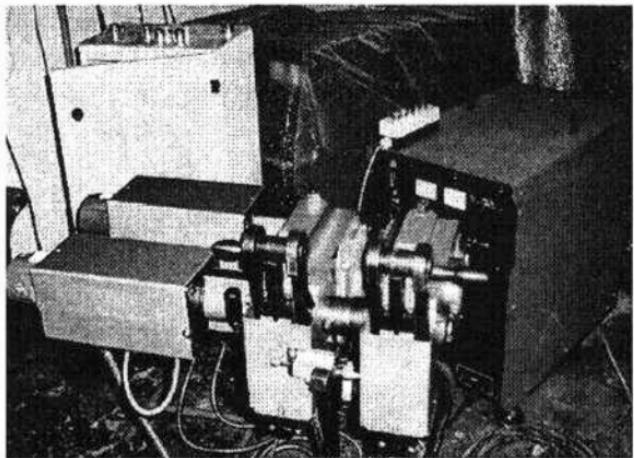


Рис. 3. Установка для зварювання труб МДВ I

Зварювальна установка призначена для зварювання труб діаметром від 20 до 60 мм з товщиною стінки до 5 мм пресовим зварюванням дугою, керованою магнітним полем. Перевагами даного виду зварювання є висока продуктивність, зниження споживання електроенергії, висока міцність та пластичність зварених з'єднань. При випробуваннях зварювальних швів труб на статичне розтягнення руйнування зразків відбувалося по основному металу.

При використанні пресового зварювання дугою, керованою магнітним полем непотрібні значні вимоги до чистоти зварюваних і струмопровідних поверхонь, немає необхідності в застосуванні зварювальних матеріалів і захисних газів, припуски на оплавлення й усадку не перевищують товщину стінки труб, що зварюються. Цикл зварювання автоматизований і не вимагає втручання зварника-оператора. Застосування комп'ютеризованої системи керування зварювальним процесом і контролю параметрів зварювання дозволяє оцінювати якість зварювальних з'єднань.

При виконанні зварювальних робіт установка рухається по технологічній доріжці всередині теплиці, де заздалегідь покладені пакети труб необхідної кількості, зварювання труб робить зварник-оператор, а подачу труб до місця зварювання, переміщення зварювальної "плеті" труб по рольгангах до місця монтажу здійснюють робітники, у кількості трьох чоловік. Бригада з чотирьох чоловік зварює за зміну до 300 стиків труб діаметром 51 мм і товщиною стінки 3,5 мм.

Завершальним етапом реконструктивних робіт є монтаж вузлів управління та їх обв'язка в з'єднувальному коридорі. Проектом реконструкції передбачається монтаж для кожної теплиці площею 1 га окремої гребінки, яка містить у собі 3-4 вузли управління незалежних

контурів системи опалення (рис.2,3), або загальну для двох протилежних теплиць площею по 1 га гребінку в з'єднувальному коридорі (рис.4).

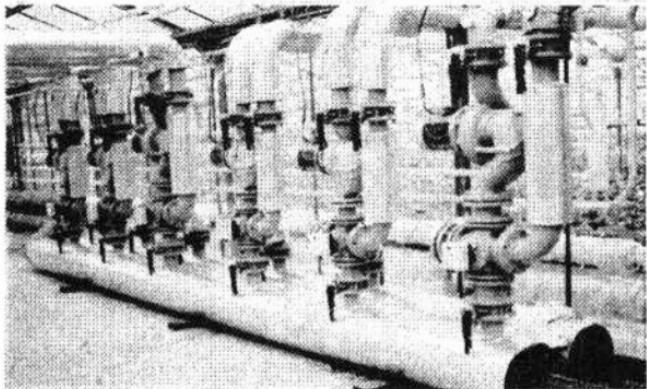


Рис.6. Вузол керування контурами систем опалення двох теплиць в з'єднувальному коридорі.

Після завершення монтажних робіт виконують гідралічне випробування системи опалення теплиці у відповідності з будівельними нормами та завершують пуско-налагожувальні роботи.

Висновок

Продовжуючи експлуатувати старі теплиці, тепличні комбінати "випускають" разом з теплом до десятка млн. грн у рік наднормативних "живих" грошей, а це майже 1 га сучасної повнокомплектної теплиці.

А тому, реконструкція систем опалення теплиць із застосуванням роздільних контурів, нових конструктивних рішень трубопроводів і автоматичним регулюванням температури теплоносія дозволить знизити енергоспоживання теплиці до 30%.

Список літератури:

1. Чепурна Н.В., Чепурний В.В. Збереження енергоресурсів та підвищення конкурентоздатності тепличних господарств / Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.-2007. -№11.- С.83 - 88.
2. Паршин А.С., Колбичев Д.С. Итоги строительства и эксплуатации теплиц производства ООО „Агрисовгаз” за 2003 год /Информационный сборник.-2004. -№2-3. - С. 28-29.
3. Чепурна Н.В. Системи з штучним децентралізованим мікрокліматом - шлях до підвищення енергоефективності та конкурентоздатності тепличних господарств / Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.-2004. -№7.- С.74-81.
4. Беликов Ю.М., Илларионов А.Л. Реконструкция теплиц от А до Я/ журнал „Гавриш”.- 2001. - №4. - С.35-36.

Надійшла до редакції 13.11.2012р.

АНАЛІЗ СТАНУ ІНЖЕНЕРНИХ МЕРЕЖ ТА МОЖЛИВОСТЕЙ ЇХ ВИКОРИСТАННЯ ДЛЯ ПОТРЕБ ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НАСЕЛЕНИХ ПУНКТІВ УКРАЇНИ

Вітчизняна економіка у міжнародному порівнянні характеризується надзвичайно високим рівнем енергоспоживання. Витрата первинної енергії в Україні становить 0,89 кг умовн. палива на 1 \$ США внутрішнього валового продукту і перевищує середньосвітовий показник у 2,6 р. [1]. Системи енергопостачання населених пунктів, які потребують до 30 % річного обсягу паливно-енергетичних ресурсів країни, є яскравим прикладом цієї неефективності.

Загалом будь-яка система тепlopостачання складається з трьох основних структурних елементів:

- джерела теплової енергії;
- споживача теплоти;
- тепlopроводів.

В залежності від взаємного розміщення джерел і споживачів теплоти системи поділяють на автономні та централізовані. Чинна структура центра-лізованих систем тепlopостачання України створювалась десятиріччями. Сьогодні вона морально застаріла, а окрім того перебуває на межі фізичного зносу. Значно крапце становище з автономним тепlopостачанням, в першу чергу через наявність конкретного власника як окремих елементів, так і системи загалом. Вказані вище реалії у повній мірі стосуються всієї інженерної інфраструктури населених пунктів, зокрема систем електро- і газопостачання, які знаходяться у комунальній власності, і є, як правило, також збитковими через невідповідність діючих тарифів фактичним витратам щодо надання послуг і втратам при транспортуванні.

Таким чином, постає питання щодо визначення шляхів подальшого розвитку систем інженерного забезпечення населених пунктів України, зокрема, систем тепlopостачання. Ще більшої актуальності набуває вказана проблема у зв'язку зі значною залежністю держави від імпортних енергоносіїв.

Грунтovний аналіз стану систем енергозабезпечення населених пунктів України виконано у роботі [1], а в табл.1 відображені деякі основні аспекти, що стосуються інженерних комунікацій.

Таблиця 1

Характеристика стану інженерних мереж і споруд на них населених пунктів України

№ з/п	Показник	Система енергопостачання		
		водяна	електрична	газова
1.	2 Наявність розгалуженої мережі в населеному пункті	3 +	4 +	5 +
2.	Відсоток зносу (потреба в капітальному ремонті чи перекладанні), %	43,0	18,0	10,0
3	Втрати при транспортуванні (%) від кількості енергії, що передається)	14,3	19,0	2,8
4.	Перспектива розвитку існуючої мережі для задоволення потреб тепло-постачання (без значних капітало-вкладень)	-	-	+

Відсутність перспективи розвитку водяних теплових мереж пояснюється значним зносом існуючих систем.

Обмеження пропускної спроможності електричних мереж і споруд на них не дозволить застосовувати їх для задоволення потреб систем теплопостачання. Наприклад, при використанні електроенергії для потреб опалення 5-поверхового 4-секційного 80-квартирного житлового будинку (звичайна, так звана, "хрущовка") розрахункова електрична потужність збільшиться в 10,3 р., а переріз електрокабелю дляожної з жил зросте у 9,6 р. (з 35 до 240 мм^2) [2]. Тобто, окрім передачі електроенергії територію населеного пункту постають проблеми її виробництва. А сучасний стан електрогенеруючих потужностей та сировинної бази для них залишає бажати кращого [1]. Атомні електростанції при своїй частці у встановлених потужностях, яка децю перевищує 25 %, виробляють майже 50 % електроенергії в державі. Проте до 2020 р. в Україні вичерпають проектні терміни експлуатації – 30 років – 12 з 15 працюючих енергоблоків [3]. З усіх держав, які

розвивають атомну енергетику, лише у США кількість енергоблоків, роботу яких продовжено, перевищує кількість зупинених.

Порівняно з іншими газові мережі мають відносно кращий технічний стан, і втрати при транспортуванні є мінімальними. Водночас природний газ залишається основним енергоносієм для систем теплопостачання населених пунктів як автономних, так і централізованих. В той же час при влаштуванні будинкової котельні або встановленні квартирних теплогенераторів витрата природного газу в житловому будинку, характеристика якого вказана вище, проти існуючої збільшиться в 1,4 р., що виклике заміну існуючого газопроводу низького тиску діаметром $d_y=80$ на більший – $d_y=100$ мм.

З метою визначення оптимального з точки зору передачі енергії варіант-ту проаналізовано декілька можливих способів теплопостачання житлових будинків з різною потребою у теплової енергії:

- джерело теплоти – районна опалювальна котельня, в будинку влаштовується індивідуальний тепловий пункт, передача теплоти відбувається системою підземних водяних тепломереж, система опалення будинку традиційна, водяна;

- джерело теплоти – автономна водогрійна котельня, підключена до міської газорозподільної мережі, як паливо використовується природний газ низького тиску, система опалення будинку традиційна, водяна;

- джерело енергії – трансформаторний пункт (ТП) житлової групи, приєднаний до міських електрических мереж напругою $U=1$ або 10 кВ, електрокабелі на ділянці "ТП – електрощитова будинку" напругою $U=0,4$ кВ, система опалення будинку електрична напругою $U=220$ В з встановленням електрокон-векторів у кожному приміщенні.

Таблиця 2

Технічна характеристика інженерних мереж

Показник	Один. вимірю	Кількість енергії, кВт		
		100	500	1000
1	2	3	4	5
2-трубна закрита водяна система теплопостачання, прокладання у непроявідних каналах, перепад температур води $T_1/T_2=100/50^{\circ}\text{C}$				
1. Витрата теплоносія G	т/год.	1,72	8,6	17,2
2. Діаметр труби d_{2xS}	мм	38x2,5	76x3,5	89x3,5
3. Питомі втрати тиску ΔP	Па/м	110	95	75
4. Товщина теплової ізоляції δ	мм	80	90	100
5. Діаметр теплоізольованої труби D_3	мм	200	260	290
6. Ширина смуги землевідводу B	м	1,1	1,1	1,4
7. Об'єм земляних робіт V	$\text{м}^3/\text{м}$	1,7	1,7	1,7
Система газопостачання низького тиску				
1. Витрата природного газу	$\text{м}^3/\text{год.}$	13,2	66,2	132,3

Продовження табл. 2

1	2	3	4	5
2. Діаметр газопроводу d_{3xS} :				
2.1. Сталевого	мм	57x3	102x3	133x4
2.2. Поліетиленового	мм	63x3,6	110x6,3	125x7,1
3. Питомі втрати тиску ΔP у:				
3.1. Сталевому газопроводі	Па/м	0,75	1,0	0,75
3.2. Поліетиленовому газопроводі	Па/м	0,55	0,65	1,1
4. Ширина смуги землевідводу B	м	0,4	0,4	0,4
5. Об'єм земляних робіт V	$\text{м}^3/\text{м}$	0,4	0,4	0,4
Система електропостачання напругою $U=0,4$ кВ				
1. Розрахунковий струм I	А	151	753	1508
2. Економічна площа перерізу кабелю S	мм^2	94	471	942
3. Кабель АВВГ $4xS_I$, де S_I – площа перерізу струмопровідної жили	мм^2	120	185	185
4. Діаметр електрокабелю D (орієнтовно)	мм	50	60	60
5. Кількість кабелів n	шт.	1	3	6
6. Втрати напруги $\Delta U/U_{x100}$, не більше	%	5	5	5
7. Ширина смуги землевідводу B	м	0,4	0,75	1,3
8. Об'єм земляних робіт V	$\text{м}^3/\text{м}$	0,3	0,6	1,0

Примітки. 1. Для систем електропостачання в якості енергії, що передається споживачу, прийнято активну потужність на шинах ТП.

2. Ширина смуги землевідводу – це ширина земельної ділянки, достатня для під-земного прокладання інженерних комунікацій.

3. Об'єм земляних робіт визначено за умови мінімальної глибини прокладання інженерних мереж згідно з вимогами ДБН 360-92* [4] при довжині останніх 1 м.

Щодо розміру витрат, включаючи земляні роботи, в спорудження систем передачі енергії найдешевшим варіантом є мережа газопроводів. Окрім того, системи газопостачання характеризуються меншими втратами енерго-носія при транспортуванні по відношенню до інших мереж. Стосовно систем електропостачання як альтернативних газовим, то показник втрат енергії при її передачі перевищує аналогічний для газорозподільних систем майже у 7 разів (див. табл.1).

Якщо розглядати проблему енергозабезпечення населених пунктів України з погляду кінцевого споживача – житлового будинку, то можна від-мітити наступне. Сьогодні житловий фонд України згідно із статистичними даними нараховує 1072,2 млн. м^2 загальної площини і представлений в основному будинками, спорудженими в 50...80-х роках минулого століття. Їх від-різняє високий рівень витрат теплоти для опалення. Частка житла, зведеного у 1991 р. і пізніше, не перевищує 5 % (з певними допущеннями його можна вважати енергоефективним). При використанні розподілу території України на температурні зони більше

половини від загальної кількості будівель розташовано у найхолоднішій – першій.

Енергетична стратегія розвитку України [1] хоча і встановлює зменшення енергоємності економіки України, але при цьому пріоритетним визнається розвиток традиційної енергетики, що орієнтована на споживання викопних видів палива. У той же час результати досліджень [5] показують, що впровадження енергоефективних заходів в існуючих житлових будинках, а саме:

- теплова ізоляція зовнішніх огорожень;
- встановлення енергоефективного інженерного обладнання систем опалення, вентиляції, гарячого водоостачання тощо;
- автоматизація роботи вказаних систем

дозволить зменшити майже на 60 % загальне споживання снергії, а, відповідно, і витрати в реконструкцію міських інженерних мереж та споруд на них.

Лише після цього головним завданням стає розвиток технологій альтернативної і поновлюваної енергетики.

Таким чином, в основу розвитку теплопостачання населених пунктів України мають бути покладені взаємопов'язані комплексні заходи, які передбачають істотне скорочення викопних паливо-енергетичних ресурсів за рахунок підвищення ефективності їх використання та заміщення альтернативними і поновлюваними видами палива.

Список літератури:

1. Енергетична стратегія України на період до 2030 р. – Схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 15 березня 2006 р., №145-р.
2. Предун К.М. Деякі аспекти реконструкції систем інженерного забезпечення житлових будинків // Енергозбереження в будівництві та архітектурі: Наук.-техн. збірник. – К.: КНУБА, 2011. – Вип.1. – с.115...119.
3. Хмара Д.О. Проблеми продовження терміну експлуатації ядерних реакторів на українських АЕС // Нова тема. – 2010. – №2. – с.20...23.
4. ДБН 360-92*. Містобудування. Планування і забудова міських і сільських поселень / Мінбудархітектури України. – К., 1993. – 108 с.
5. Колесник Є.С. Потенціал енергозбереження в житловому фонді України // Энергосбережение. – 2011. – №11. – с. 6...9.

Надійшла до редакції 2.11.2012р.

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 662.767.2

Г. С. Ратушняк, к. т. н., проф.,

К. В. Анохіна, аспірант.

Вінницький національний технічний університет

ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ БІОГАЗОВИХ УСТАНОВОК

Вступ

Основною причиною обмеженого використання анаеробного перероблення біомаси є недостатня розробка енергетичних питань: значні витрати на термостабілізацію та інтенсифікацію, нераціональне використання біогазу, перевитрати електроенергії на власні потреби біогазової установки [1-5]. Процес виробництва біогазу із органічної сировини потребує значних затрат енергії, що можуть привести до збитковості процесу утворення біогазу в біогазовій установці [1]. Зменшення затрат енергії на термостабілізацію та інтенсифікацію процесу анаеробного бродіння дозволяють збільшити ефективність отримання альтернативного джерела енергії – біогазу. Метою роботи є визначення та обґрунтування шляхів підвищення ефективності біогазових установок.

Постановка задачі дослідження

Шляхи підвищення ефективності біогазових установок визначається технологією анаеробного процесу бродіння. При цьому можливі такі конструктивно-технологічні рішення:

1. Біогазові установки без підведення тепла і без перемішування субстрату. Характеризується повільним протіканням біологічних процесів і низьким виходом біогазу. Застосовується на невеликих індивідуальних установках у країнах з теплим кліматом. Без перемішування утворюється кірка на поверхні субстрату та осад на дні біогазової установки.

2. Біогазові установки без підведення тепла, але з перемішуванням субстрату. Процес утворення біогазу протікає недостатньо ефективно по причині повільного протікання біологічних процесів за рахунок нестабільності температурного режиму. Перемішування запобігає седиментації твердих частинок субстрату та збільшує вихід біогазу на 12,5 %.

3. Біогазові установки з підведенням тепла і з перемішуванням субстрату. Дає можливість одержувати максимальну кількість біогазу за короткий термін зброджування за рахунок рівномірного розподілу температур в біогазовій установці та перешкоджання седиментації твердих частинок субстрату. Інтенсивність зброджування в 2 рази вище,

а час перебування в біогазовій установці в 2 рази менше. До того ж температура анаеробного бродіння впливає на якість біогазу.

4. Біогазові установки з підведенням тепла і з перемішуванням субстрату і засобами контролю управління процесом зброджування біомаси. Засоби контролю дозволяють отримати автоматизований безперервний процес без постійного нагляду людини. Бродіння протікає за чітко встановленими стабільними показниками субстрату.

В залежності від температурного інтервалу, що підтримується в біогазовій установці в процесі роботи, розрізняють такі режими зброджування, що безпосередньо впливають на ефективність анаеробного процесу бродіння біомаси:

— кріофільний режим зброджування, який не вимагає спеціального підігріву субстрату, протікає при температурі навколошнього середовища. Як правило, такі установки мають дискретний характер загрузки і вивантаження. Перевагою кріофільного режиму є відсутність витрат теплої енергії на підтримку стабільної температури. До недоліків варто віднести повільне протікання біологічних процесів і низький вихід біогазу;

— мезофільний режим, що протікає найбільш інтенсивно в температурному інтервалі 32 – 42°C. Однак відхилення від оптимального інтервалу температур на ± 5°C приводить до зменшення виходу біогазу в 2 – 2,5 разів, що свідчить про чутливість бактерій до температури середовища і вимагає виконання заходів щодо її підтримки.

— термофільний режим, який дає можливість одержувати максимальну кількість біогазу за короткий термін зброджування. Інтенсивність зброджування в 2 рази вище, а час перебування в метантенкі в 2 рази менше, ніж при мезофільному. Надійне знезараження відходів, що покращує санітарно-гігієнічні показники, а також малий час утилізації.

Фізичні властивості та хімічний склад субстрату, що є сировиною для виробництва біогазу, впливають на ефективність біоконверсії. До них відноситься оптимальна кислотність середовища pH 4,5 – 7,5; зменшений вміст токсичних речовин; вологість 90-95%; лужність 1500...5000 мг CaCO₃ на 1 л субстрату; вміст летких кислот 600...1500 мг на 1 л субстрату, густина субстрату 1005...1034 кг/м³; динамічна в'язкість 0,01...3,8 Па·с.

Підвищення ефективності біогазових установок за рахунок перемішування субстрату з врахуванням властивостей субстрату є актуальним.

Основна частина

Для досягнення ефективності роботи біогазової установки та отримання максимальної кількості біогазу із одиниці об'єму біомаси необхідно створити оптимальні технологічні параметри в біогазовій установці [1]. Структурну схему шляхів інтенсифікації процесу анаеробного бродіння субстрату в біогазових установках наведено на рис. 1. На ефективність анаеробного бродіння впливає інтенсифікація

перемішуванням субстрату в біогазовій установці, термостабілізація процесу бродіння, режим роботи біогазової установки та якість сировини (рис. 1). Для підвищення ефективності біогазових установок застосовується перемішування. Перемішування субстрату в біогазовій установці запобігає седиментації твердих частинок субстрату, сприяє інтенсивному контакті мікроорганізмів з живильними речовинами, інтенсифікує виділення біогазу і запобігає утворенню кірки на поверхні, що приводить до збільшення утворення біогазу. Відомо механічне, гіdraulічне і аеродинамічне перемішування суміші [1, 3].



Рис. 1 Структурна схема шляхів підвищення ефективності біогазових установок

Перспективним устаткуванням для інтенсифікації процесу анаеробного бродіння субстрату є біогазові установки із механічним перемішуванням, оскільки механічні мішалки є поширеними, простими у виконанні та не потребують значних затрат енергії. Механічне перемішування суміші здійснюється турбінними, пропелерними, лопатевими, якірними, шнековими та іншими видами мішалок.

Одним з шляхів підвищення ефективності біогазових установок є запобігання седиментації твердих частинок субстрату за допомогою механічних перемішувальних пристрій. Процес седиментації в біогазовій установці характеризується швидкістю осідання твердих частинок, яка залежить від розмірів, характеристик середовища та конструктивно-технологічних параметрів вертикальної пропелерної мішалки [6]. Швидкість перемішування субстрату, що описується рівнянням (1), повинна забезпечувати зависання твердих частинок субстрату в просторі резервуару біогазової установки без осадження, тобто седиментації, а також визначається діаметром і густинорою твердих частинок субстрату, густиною рідкої складової субстрату [6].

$$V_a = \sqrt{\frac{4}{3} g \cdot \frac{d_v \cdot (\rho_v - \rho_p)}{A_{on} \cdot \rho_p}}, \quad (1)$$

де d_v – діаметр твердої частинки субстрату;
 g – гравітаційна стала;

ρ_p – густина рідкої складової субстрату;

ρ_q – густина твердих частинок субстрату;

A_{on} – коефіцієнт опору середовища.

Швидкість V_a забезпечується лопатевим перемішувачем біогазової установки. Важливо визначити оптимальну кількість обертів лопатевого перемішувача субстрату з метою отримання максимальної продуктивності біогазової установки з мінімальними затратами енергії для забезпечення обертання перемішувального пристрою. Отримано аналітичну залежність (2) кількості обертів вертикальної пропелерної мішалки від фізичних характеристик полідисперсного середовища субстрату та її конструктивних параметрів, що забезпечують зависання твердих частинок в біогазовій установці, тобто унеможливлюють процес їх седиментації. Границями умовами для моделювання з використанням аналітичної залежності (1) є діаметр твердих частинок субстрату 0,005...0,05 м; радіус пропелерної мішалки 0,3...2 м; густина твердих частинок субстрату 1100...1300 кг/м³; густина рідкої складової субстрату 1010...1030 кг/м³ та кут нахилу лопаті перемішувача 15...75° [6]

$$n = \frac{1}{\pi \cdot R} \cdot \sqrt{\frac{1200 \cdot g \cdot d_q \cdot (\rho_q - \rho_c)}{A_{on} \cdot \rho_c \cdot \cos\psi}}, \quad (2)$$

де R – радіус, по якому рухається частинка, максимальне значення якого рівне радіусу пропелерної мішалки;

ψ – кут нахилу лопаті пропелерного перемішувача до осі обертання.

З використанням отриманої аналітичної залежності, що описує седиментацію твердих частинок субстрату при його перемішуванні в біогазовій установці вертикальною пропелерною мішалкою з використанням пакету MathCad, виконано числове моделювання залежності частоти обертів перемішувального пристрою від фізичних характеристик субстрату. За результатами моделювання отримано графіки (рис. 2).

Результати аналізу графічної залежності (рис. 2 а) свідчать про те, що частота обертання перемішувального пристрою в біогазовій установці визначається діаметром твердих частинок субстрату. Із збільшенням розмірів твердих частинок з 0,005 до 0,05 м, тобто в 5 разів, частота обертання лопатевого перемішувача збільшується на 44%. Чим крупніші тверді частинки органічної сировини, тим більший коефіцієнт опору середовища субстрату. Таким чином необхідним є збільшення частоти обертання перемішувача для створення швидкості, яка забезпечує зависання твердих частинок субстрату в просторі резервуару біогазової установки без седиментації. Аналіз графіка (рис. 2 б) свідчить, що при збільшенні густини твердих частинок субстрату необхідно збільшити частоту обертання перемішувача. При збільшенні густини твердих частинок на 200 кг/м³ необхідно збільшити кількість обертів перемішувача на 50%, враховуючи збільшення коефіцієнту опору

середовища субстрату. При густині частинок $1300 \text{ кг}/\text{м}^3$ значення коефіцієнту опору середовища субстрату досягає значення $1,5 \cdot 10^4$, що вимагає збільшення частоти обертів лопатевого перемішувача для забезпечення необхідної швидкості субстрату. Результати аналізу графічної залежності (рис. 2 в) свідчать про те, що із збільшенням густини рідкого середовища субстрату необхідним є збільшення частоти обертання перемішувача в біогазовій установці для створення швидкості, що забезпечує зависання твердих частинок субстрату в біогазовій установці без седиментації. При збільшенні густини рідкої фази субстрату на $20 \text{ кг}/\text{м}^3$ необхідно збільшити кількість обертів на 14%.

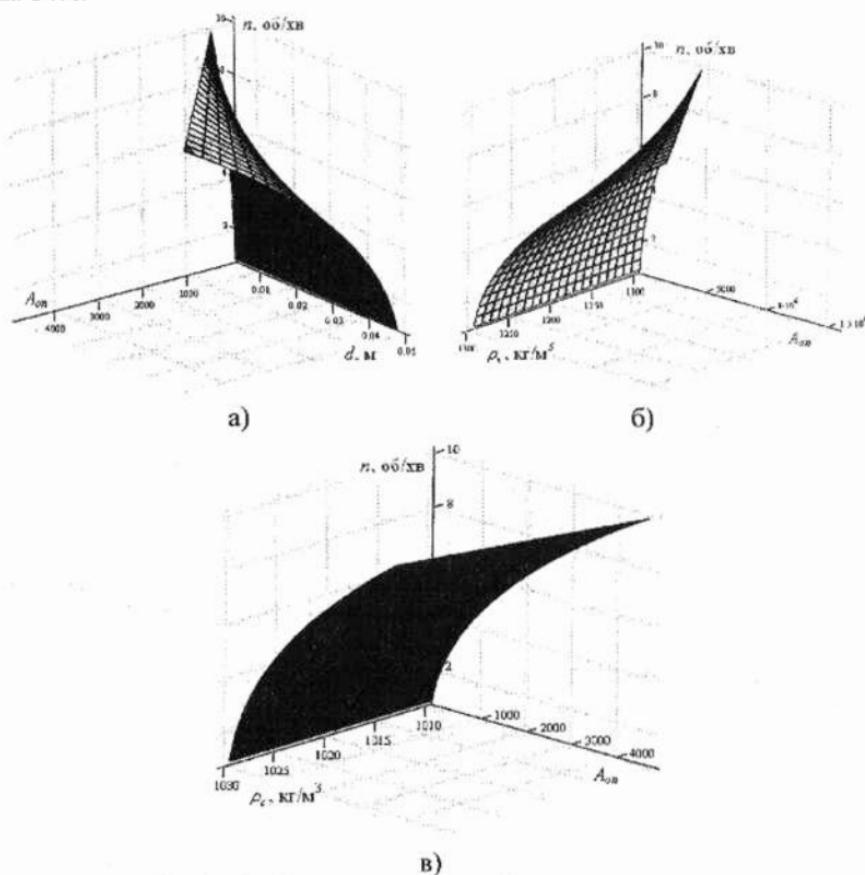


Рис. 2 Графіки числового дослідження впливу фізичних характеристик полідисперсного субстрату на параметри пропелерної мішалки при вихідних даних [6]

За результатами аналізу чисельного моделювання залежностей частоти обертів перемішувального пристрою від фізичних

характеристик субстрату можна рекомендувати такі шляхи підвищення ефективності біогазових установок:

1. Зменшення діаметру твердих частинок субстрату шляхом їх подрібнення до 0,01 м.

2. Зменшення густини твердих частинок субстрату до 1100 кг/м³, в результаті чого при перемішуванні зменшиться коефіцієнт опору середовища субстрату.

3. Зменшення густини рідкої складової субстрату до 1010 кг/м³ шляхом збільшення вологості субстрату.

4. Зменшення коефіцієнту опору середовища субстрату, що дозволить за допомогою меншої частоти обертання перемішувального пристрою встановити швидкість, яка забезпечує зависання твердих частинок субстрату в просторі резервуару біогазової установки без седиментації.

Застосування наведених шляхів підвищення ефективності біогазових установок з механічними перемішувальним пристроєм дозволить інтенсифікувати процес анаеробного бродіння, а отже до зростання ефективності утворення біогазу із органічних відходів.

Висновок

Запропоновано структурну схему шляхів інтенсифікації процесу анаеробного бродіння субстрату, що дозволяють збільшити продуктивність біогазової установки за рахунок перемішування, терmostабілізації та оптимального технологічного процесу. За результатами аналізу чисельного моделювання наведених графічних залежностей з врахуванням фізичних характеристик субстрату рекомендовано шляхи підвищення ефективності біогазових установок.

Список літератури:

1. Ратушняк Г. С. Енергозберігаючі відновлювальні джерела тепlopостачання: навч. посібник/ Г. С. Ратушняк, В. В. Джеджула, К. В. Анохіна. – Вінниця: ВНТУ, 2010. – 170 с. – ISBN 978-966-641-384-3.
2. Малкин Э. С. Взгляд на возможные пути перехода на эффективное энергоснабжение в Украине/ Э. С. Малкин// Вентиляция, освещение и теплогазопоставання. – 2010. – №14. – С. 32-35.
3. Ткаченко С. Й. Теплообмінні та гідродинамічні процеси в елементах енергозабезпечення біогазової установки/ С. Й. Ткаченко, Д. В. Степанов. – Вінниця: УНІВЕРСУМ-Вінниця, 2004. – 132 с. – ISBN 966-641-107-5.

4. Баадер Б. Биогаз: Теория и практика/ Баадер Б., Доне Е., Бренндерфер М.; пер. з нім. М. И. Серебряного. – М.: Колос, 1982. – 148 с.
5. Біоенергія в Україні – розвиток сільських територій та можливості для окремих громад/ Дубровін В. О., Мельничук М. Д., Мельник Ю. Ф. та ін.. – К., 2009. – 111 с. – ISBN 978-9986-732-51-8.
6. Ратушняк Г. С. Седиментаційний аналіз перемішування полідисперсного субстрату в біогазовій установці вертикальною процелерною мішалкою/ Г. С. Ратушняк, І. В. Коц, К. В. Анохіна// Збірник наукових праць ВНАУ. – 2011. – №8. – С. 37-42.
7. Ратушняк Г. С. Моделювання тепломасообмінних процесів в біогазових установках/ Г. С. Ратушняк, К. В. Анохіна // «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання». – 2008. – №12. – С. 53-58.
8. Ратушняк Г. С. Дослідження параметрів процесу перемішування органічної маси в біогазовій установці з вертикальним пропелерним перемішувачем/ Г. С. Ратушняк, К. В. Анохіна, В. В.Джеджула// Збірник наукових праць ВНАУ. – 2010 – №5. – С. 139-144.

Надійшла до редакції 27.11.2012р.

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ ІНДИВІДУАЛЬНИХ БУДИНКІВ З ЗАСТОСУВАННЯМ ТЕПЛОВИХ НАСОСІВ ТА ГЕЛІКОЛЕКТОРІВ

При проектуванні тепlopостачання будинків часто немає можливості приєднати нові будинки житлового чи громадського призначення до вже існуючої системи централізованого тепlopостачання, наприклад, вона перевантажена або будинки знаходяться на великій відстані від централізованих мереж. В таких випадках застосовуються системи автономного опалення і гарячого водопостачання, а з метою економії палива (природного газу) застосовуються теплові насоси та геліколектори. Одним з варіантів автономного тепlopостачання висотних будинків є використання дахових котелень. Будівництво дахових котелень на сьогоднішній день є одним з кращих технічних рішень, яке має цілий ряд переваг, в тому числі:

- можливість застосування водогрійних котлів з меншим тиском води завдяки малому статичному тиску в нижніх точках системи опалення;
- відсутність високої димової труби;
- спрощення технічних рішень щодо вентиляції котельної.

Проте при проектування дахової котельні необхідно передбачити додаткові навантаження на перекриття, технологію піднімання котлів і обладнання до місця монтажу, додаткову звуко- та віброізоляцію між котлами та будівельними конструкціями.

Найбільш розповсюдженими в Україні є модульні дахові котельні Viessmann з котлами Vitomodul 300та дахові котельні з модулями нагріву типу МН, МН_{еко}, конденсаційними модулями МН-240 виробництва СП Укрінтерм. Потужність окремого модуля Viessmann від 12,2 до 240 кВт. Технічні характеристики модулів нагріву МН_{еко} наведені в табл.1.

Схема дахової котельні досить проста (рис.1) і включає, крім котлів, ємнісний водонагрівач, мембраний розширювальний бак, гідролічний вирівнювач та прилади автоматичного регулювання і контролю.

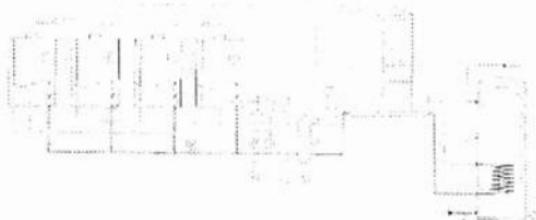


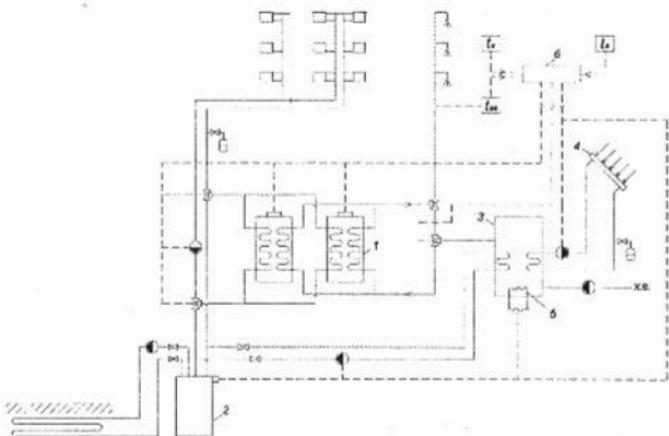
Рис.1 Схема компонуванки дахової котельні з котлами Vitomodul 300 [1]
 1 – котел; 2 – електричний водонагрівач; 3 – колектори (подавальний і зворотний); 4 – гідрравлічний вирівнювач; 5 – мембраний розширювальний бак; 6 – автоматичний регулятор.

Таблиця 1
Технологічні характеристики модулів нагріву МН_{еко}

	МН 80 _{еко}	МН 100 _{еко}	МН 120 _{еко}
Теплова потужність, кВт	80	100	120
Витрата газу, м ³ /год	9,4	11,6	14,0
Коефіцієнт корисної дії, %		92	
Температура теплоносія на виході з модуля, °C		50-95	
Маса, кг	145	170	170
Викиди з продуктами згоряння, мг/м ³			
- оксидів вуглецю CO		40	
- оксидів азоту NO _x		20	
Габаритні розміри, мм			
висота	1700	2200	2200
ширина	711	711	711
глибина	500	500	500

Схему спільного використання водогрійних котлів, теплових насосів та геліоколекторів для опалення і гарячого водопостачання будинків з автоматичним керуванням роботою кожного з цих джерел тепlopостачання в залежності від зміни температури зовнішнього повітря та від потреби в тепловій енергії будинку запропонувала кафедра ТГПіВ КНУБА (рис.2) з врахуванням досвіду роботи водогрійного котла з геліоустановкою та водогрійного котла з тепловим насосом [2,3,4]. Запропонована система тепlopостачання будинку

включає газовий водогрійний котел, з'єднаний трубопроводами через регулюючі триходові клапани з системою опалення та з системою гарячого водопостачання, емнісний водонагрівач гарячого водопостачання, з'єднаний трубопроводами з водогрійним котлом та з сонячним колектором, трубчастий електронагрівач для догрівання води в водонагрівачі в разі потреби та тепловий насос, приспіднаний до систем опалення та гарячого водопостачання, і додатково має блок автоматичного керування для послідовного або паралельного вмикання/вимикання водогрійного котла, сонячного колектора і теплового насоса в залежності від температури зовнішнього повітря і заданої температури внутрішнього повітря будинку та для зміни напрямків руху холодної і гарячої води через регулюючі триходові клапани.



*Рис. 2. Принципова схема системи теплопостачання будинку.
1 – водогрійний котел; 2 – тепловий насос; 3 – емнісний водонагрівач;
4 – сонячний колектор; 5 – ТЕН; 6 – блок автоматичного керування.*

Важливим елементом запропонованої системи теплопостачання є триходові клапани з реверсивним синхронним двигуном (рис.3). Вмикання або вимикання триходового клапана, зміна напрямків руху теплоносія, змішування гарячого та охолодженого теплоносіїв відбувається за допомогою електроприводу за сигналом від блока автоматичного керування. Завдяки роботі триходових клапанів можна автоматично підтримувати задану температуру води, вмикуючи чи вимикаючи окремі джерела теплопостачання в залежності від зміни температури зовнішнього повітря або зміни теплового навантаження системи.

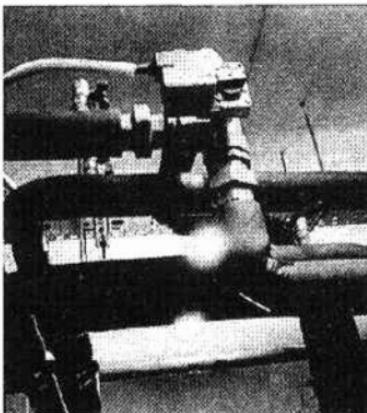


Рис.3 Триходовий клапан з електроприводом

Теплові насоси в Україні застосовують в основному шведського, німецького або французького виробництва та СП «Укрінтерм» яке розпочалося серійний випуск теплових насосів на заводі в м. Біла Церква. Тепловий насос може працювати, як самостійне джерело теплої енергії в системі опалення та гарячого водопостачання будинку (моно- валентний режим), або спільно з водогрійним котлом (бівалентний режим). При бівалентно-паралельному режимі тепловий насос самостійно забезпечує теплові потреби будинку на протязі приблизно 80% тривалості опалювального періоду в залежності від температури зовнішнього повітря, а водогрійний котел використовується як резервний на період пікових навантажень. На відміну від такого режиму роботи теплового насоса можливий бівалентно-альтернативний режим, коли тепловий насос забезпечує теплом будинок до деякої температури зовнішнього повітря (бівалентної точки), а потім вимикається і теплове навантаження забезпечує водогрійний котел. Значення бівалентної точки (рис.4) за робочою характеристикою теплового насоса та графіком теплового навантаження (методика розроблена фірмою Viessmann).

Сонячні колектори в системах тепlopостачання працюють частіше всього для нагрівання гарячої питної води і рідше для опалення приміщень. Ємнісний водонагрівач застосовується, як правило, з двома гріючими змійовиками, один з них з'єднаний з геліоколектором, а другий з водогрійним котлом. Така конструкція водонагрівача в більшій мірі підходить до систем індивідуального тепlopостачання невеликої потужності, наприклад, окремих житлових будинків. Методика підбору сонячних колекторів різної потужності наведена в [1,6].

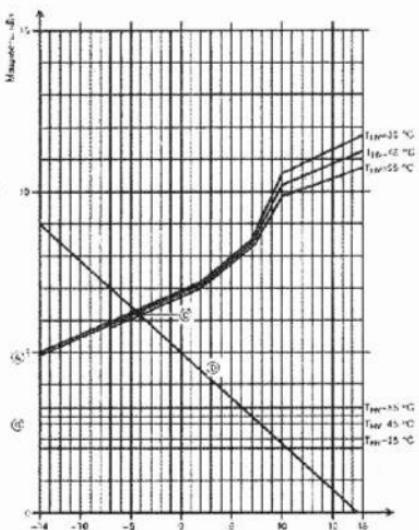


Рис.4 Робоча характеристика теплового насоса Vitocal 300.
A – теплова потужність TH; B – витрати електроенергії; D – теплове навантаження системи опалення; С – бівалентна точка.

Комплексне застосування теплових насосів та сонячних колекторів спільно з водогрійними котлами потребує додаткового вивчення та дослідної експлуатації в кліматичних умовах України.

Список літератури

1. А. Мировски, Г. Ланче , И. Елењи Материалы для проектирования котельных и современных систем отопления – Изд. Виссманн – 2005-293 с.
2. Кушніров О.С. Системи теплопостачання з використанням сонячної енергії//Нова тема. Науково-технічний журнал. - №4, 2009.-с.22-25.
3. Мороз П.М. Система опалення та гарячого водопостачання будинків з використанням теплового насоса та сонячного колектора.//Нова тема. Науково-технічний журнал.-№4, 2009.-с. 7-10.
4. Рабінович М.Д., Степанов М.В. Перспективи використання сонячної енергії в Україні для теплопостачання //Нова тема. Науково-технічний журнал-№2, 2006-с. 7...10.
5. Патент України № 61943 на корисну модель. Система автономного теплопостачання будівель. Опубл. Бюл. № 15, 2011.
6. Рабінович М.Д. Нетрадиційні та поновлювані джерела енергії в системах теплогазопостачання: Навчальний посібник. – К.: КНУБА, 2007.-132 с.

Надійшла до редакції 18.10.2012р.

ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ НА ОСНОВІ ІНТЕГРАЦІЇ ТЕРМОТРАНСФОРМОВАНОЇ ЕНЕРГІЇ ОХОЛОДЖЕННЯ ПЕЧІ ТА НИЗЬКОПОТЕНЦІЙНИХ ДЖЕРЕЛ

Для розробленої системи тепlopостачання на основі інтеграції термотрансформованої енергії охолодження печі та низькопотенційних джерел встановлено, що її потужність може бути збільшена за рахунок низькопотенціальної теплоти від 16% до 37% в залежності від вихідної температури рециркуляційного потоку, а також охолодження його в випарному теплообміннику.

Раціональне науково-обґрунтоване використання вторинних енергоресурсів (ВЕР), значні резерви яких є в промисловості виробництва будівельних матеріалів у випалювальних печах, дозволяє підвищити енергоекономічні, екологічні та технологічні характеристики промислового та комунально-побутового тепlopостачання. Проблема зниження витрат палива та підвищення ефективності утилізації теплоти зовнішнього охолодження обертових печей відомими способами є актуальною, оскільки більше половини енергії у вигляді викидів розсіюється в атмосфері. Зокрема, в найбільш енергоємних печах виробництва в'яжучих та стінових матеріалів коефіцієнт використання палива в 2-3 рази менший, ніж в генераторах традиційного тепlopостачання. Втрати теплоти в довкілля з бічної поверхні не вкритої печі досягають 6-7 кВт/м². При цьому ефективність спалювання палива в таких агрегатах не пере-вищує 40%, а втрати теплоти з бічної поверхні досягають 10-30% його загальної витрати. Раціональне використання цього ресурсу може значно підвищити енергоекономічність промислового тепlopостачання з відповідним зниженням забруднення довкілля.

Досить перспективним можна вважати застосування теплонасосних технологій для енергозбереження в процесах виробництва будівельних матеріалів в печах, які обертаються, з утилізацією низькотемпературних газоповітряних потоків. Логічно, що мінімізація термотрансформаторної компоненти в загальному енергетичному потоці має бути домінуючою в енергозбереженні.

Слід зазначити, що стабілізація встановленого [1] теплового режиму охолодження печі протягом року є важливим техніко-економічним завданням, направленим на поліпшення теплотехнічного процесу та енергозбереження, перш за все, для зони випалювання. Вона запобігає перегріву конструктивних шарів пічного агрегату, збільшує стійкість і подовжує термін служби футерівки. Робота системи стабілізуючого охолодження печі сприяє також підвищенню якості продукції, яка випускається.

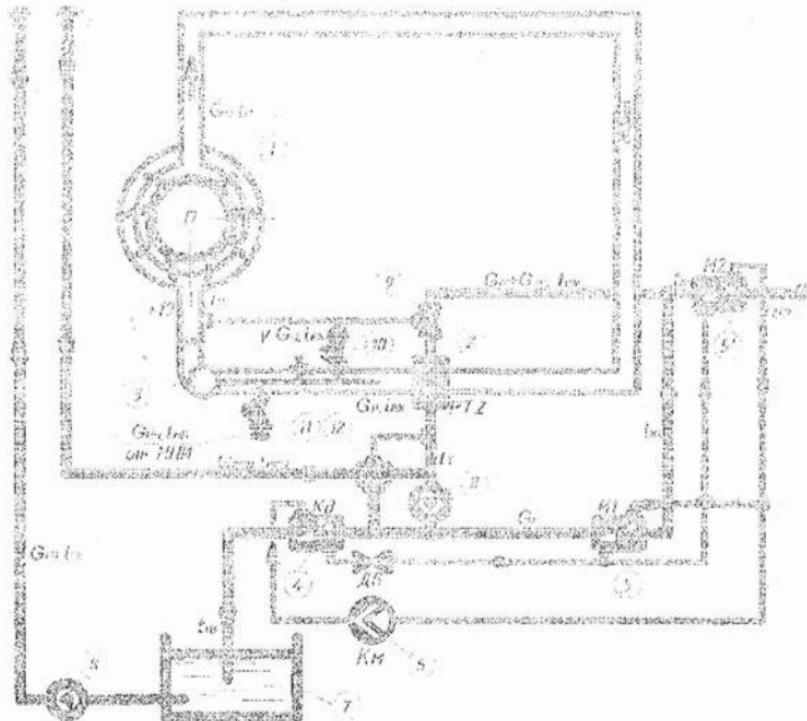
З позиції ефективнішого використання енергії стабілізуючого охолодження печі недоліком раніше розглянутої системи [2, 3] для промислового тепlopостачання є те, що у вказаній системі відсутня можливість одночасної утилізації теплоти і використання енергії низькотемпературних джерел, а також обмеженість її структурно-функціонального взаємозв'язку з абонентськими системами з теплогенеруючими системами термотрансформації. Цей недолік вкрай звужує функціональні можливості інтегрованих систем, занижуючи не лише їх загальну енергетичну ефективність, але й техніко-економічні показники систем тепlopостачання з використанням низкопотенційних джерел.

Задача підвищення ефективності промислового тепlopостачання базується на основі повної компенсації енергії парокомпресійного охолодження рециркуляційного потоку повітряного охолодження печі теплотою низькотемпературних джерел (НПД) з подальшим використанням енергії переохолодженого потоку. При цьому до низькотемпературних джерел енергії відносяться, перш за все, відпрацьовані газоповітряні потоки, зокрема після розроблених пристрій повітrostрумин охолодження печей на суміжних ділянках, після технологічного охолодження кінцевого продукту, а також теплові потоки вентиляційного та зовнішнього повітря, наприклад, в міжопалювальний період року, перш за все в південних регіонах України.

У розробленій системі рис.1, контур повітряного охолодження складається з укриття печі 1, калорифера 2 з вентилятором 3, патрубка скидання повітря 9 та повітrozабірного патрубка 10, поєднано з'єднених рециркуляційним повітропроводом. У спареному каналі укриття печі забезпечується регульована струминна дія повітряного потоку з постійною витратою при незмінному перепаді температур теплоносія в умовах змінної температури зовнішнього повітря протягом року. Після охолодження печі гаряче повітря поступає в теплообмінник 2, де нагріває воду. Частина охолодженого рециркуляційного потоку скидається через патрубок 9 і компенсується потоком низькотемпературного джерела, що дає можливість використовувати теплоту суміжних енергетичних потоків печі, що вкривається, і вторинного низькотемпературного джерела теплоти.

У системі використовується парокомпресійний цикл теплового насоса, конденсатором для якого служить теплообмінник 4, а випарниками є теплообмінники 5 і 5[‘] і паралельно сполученими між собою по воді і по холодносію (фреону). Конденсатор і випарники розташовані на одному рівні. Контур теплового насоса, показаний на рис.1 пунктиром, виконує функцію теплотрансформатора. Він забезпечує відбір частини теплоти від циркулюючого теплоносія і холодної води відповідно в теплообмінниках 5 і 5[‘] з передачею енергії в

конденсаторі 4 для догрівання теплої води від температури t_f до нормованого значення t_{fb} , наприклад, за встановленими вимогами промислового тепlopостачання.



теплоносія від низькопотенційного джерела Q'_{Hn} , що надходить в компенсацію скидної частини рециркуляційного потоку:

$$Q_H = Q'_H + Q'_{HP} , \quad (1)$$

При відповідних термодинамічних параметрах теплових потоків залежність (1) набуває виду:

$$G_H \cdot t_H = G'_H \cdot ct'_H + G'_{HP} \cdot ct'_{HP} .$$

де: G_H - загальна витрата рециркуляційного газоповітряного потоку в системі, що забезпечує режим стабілізуючого охолодження печі;

G'_{HP} - змінна витрата газоповітряного теплоносія від НПД, що поступає в компенсацію скидної частини рециркуляційного потоку після калорифера;

t_H - початкова температура газоповітряного потоку на вході в укриття печі;

t'_H - температура газоповітряного рециркуляційного потоку після охолодження в теплообменнику 2;

t_{HP} -температура газоповітряного теплоносія від НПД.

Питома витрата теплоносія, що поступає, від низькопотенційного джерела відносно загальної витрати середовища, що охолоджує, на вході в укриття печі має вигляд:

$$\frac{G'_{HP}}{G_H} = \frac{t_H}{t'_{HP}} - \frac{G'_H \cdot t'_H}{G_H \cdot t'_{HP}} \quad (2)$$

Зважаючи, що $\frac{G'_H}{G_H} = 1 - \frac{G'_{HP}}{G_H}$, після відповідних перетворень шукана частина теплоносія G'_{HP} від НПД на вході в укриття згідно (2) набуває остаточного вигляду:

$$\frac{G'_{HP}}{G_H} = \frac{t_H - t'_H}{t'_{HP} - t'_H} \quad (3)$$

Співвідношення аналізованих витрат по залежності (3) ілюструється графічно (рис.2), залежно від температури теплоносія t'_{HP} при різних значеннях температури охолоджування рециркуляційного потоку t'_H .

З наведених графіків виходить, що в аналізований системі тепlopостачання збільшення витрати теплоносія, що надходить, від низькопотенційного джерела залежить від температури охолодження рециркуляційного потоку, необхідної для підтримки встановленої температури на вході в укриття печі.

Для виключення замерзання води в калорифері гранична температура охолодження рециркуляційного потоку повинна знаходитись в області позитивних температур. Відзначимо, що

залежність (3) дозволяє, визначати конструктивні розміри відповідних пристроїв для скидання переохолодженого повітряного потоку і забору теплоносія від низькопотенційного джерела в процесі автоматичного регулювання загальної витрати теплоносія в рециркуляційному контурі.

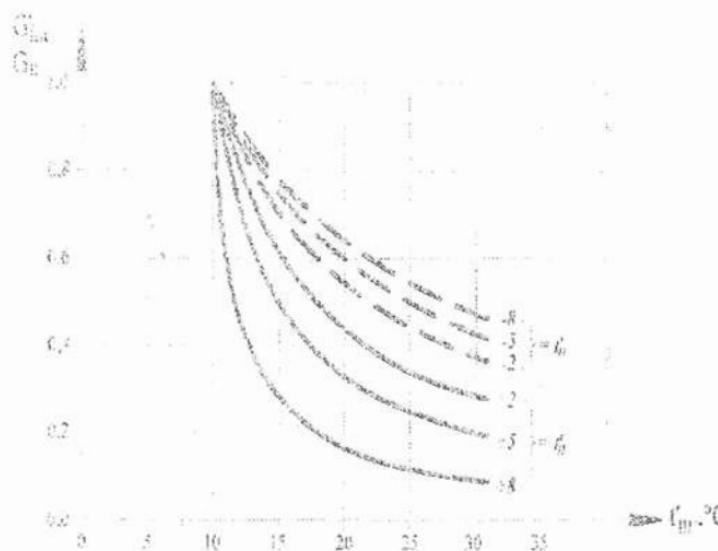


Рис.2. Залежність витрати теплоносія, що поступає, від НДП, від його початкової температури.
— — — при $t'_H = (2-8)^\circ\text{C}$, — — — при $t'_H = -(2-8)^\circ\text{C}$

Оцінимо питому складову теплового потоку від НПД Q'_{HII} , який забезпечує збільшення потужності термотрансформаторної системи теплопостачання відносно загальної потужності рециркуляційного потоку після укриття печі Q_H , представивши їх у вигляді співвідношення:

$$\frac{Q'_{HII}}{Q_H} = \frac{G'_{HII} \cdot c \cdot (t'_{HII} - t'_H)}{G_H \cdot c \cdot (t_H - t'_H)} \quad (4)$$

З врахуванням залежності (3) співвідношення (4) набуває наступного вигляду:

$$\frac{Q'_{HII}}{Q_H} = \frac{t_H - t'_H}{t_H - t'_H} \quad (5)$$

На рис.3 графічно ілюструється залежність (5) питомого теплового потоку НПД від початкової і кінцевої температур циркулюючого теплоносія в системі стабілізуючого охолодження печі.

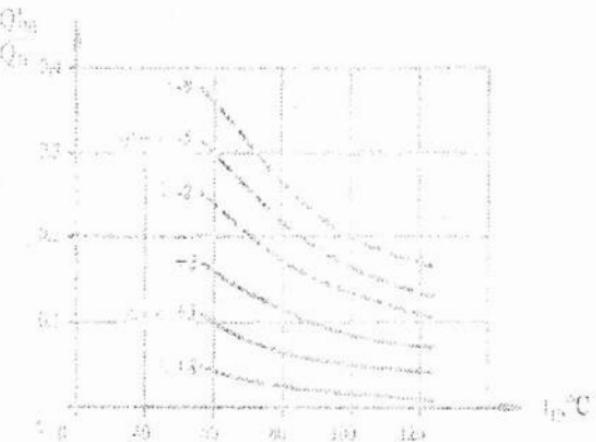


Рис. 3. Залежність потомого теплового потоку НПД від початкової температури рециркуляційного потоку після укриття печі.

— при $t'_H = (2-8)^\circ\text{C}$, — при $t'_H = -(2-8)^\circ\text{C}$

З наведених графіків виходить, що потужність теплового потоку НПД зростає із збільшенням глибини охолодження рециркуляційного потоку, що є характерним для ділянок печі із зменшеною температурою теплоносія.

Висновок.

Теплова потужність інтегрованої системи те-плопостачання може бути збільшена за рахунок енергії низкопотенційного джерела від 16% до 37% залежно від вихідної температури рециркуляційного потоку, а також охолодження його у випарному теплообміннику термотрансформаторного контура.

Список літератури:

1. Петраш В. Д. Теплоснабжение на основе утилизации энергии регулируемого охлаждения вращающихся печей. - Одеса: ВМВ, 2006. - с.280-288.
2. Петраш В.Д., Сорокіна И.В., Басіст Д.В. Патент України № 88327 на винахід. Система стабілізуючого охолодження печі на основі термотрансформації теплоти, яка утилізується. Бюл. №19, 2009р.
3. Петраш В.Д., Сорокіна И.В., Басіст Д.В. Повышение энергетехнологической эффективности вращающейся печи и качества теплоснабжения на основе термотрансформаторного цикла утилизации теплоты. ж. Энергетехнологии и ресурсосбережение, №4, 2008. Институт газа НАН Украины. Киев 2008г.

Надійшла до редакції 23.11.2012р.

ПІДВИЩЕННЯ ЕФЕКТИВНОСТІ ВИКОРИСТАННЯ ТЕПЛОВИХ СОНЯЧНИХ ПАНЕЛЕЙ

Клімат нашої планети визначає сонячна енергія. Потік її досить істотно змінюється протягом року в залежності від широти місцевості й обумовлює кліматичну зональність - різницю температур, вологості, тиску і вітру на Землі. Серед існуючих пристройів, що використовують сонячну енергію найбільш надійними та простими є плоскі сонячні колектори та сонячні панелі. Ефективність їх роботи супроводжується підвищеннем вартості, а це значно підвищує собівартість отримання енергії, що виробляють системи сонячного теплопостачання.

Існують різні конструкції сонячних панелей та способи їх встановлення. Використання елементів споруд, як складових сонячних панелей, значно знижує вартість установки сонячного теплопостачання та спрощує їх монтаж. Таким чином, стойть завдання знаходження простої, економічної та оптимальної конструкції сонячної панелі, в якій нове її виконання і менша кількість збірних деталей дозволяє знизити собівартість виробу і підвищити ефективність її використання.

Відомі сонячні панелі, що містять захисне покриття, теплоізоляційний шар та розташований між ними теплопровідний шар, а також трубопроводи для підведення та відведення теплоносія.

Недоліками таких теплових сонячних панелей є мала поверхня дотику між трубопроводами та захисним покриттям, що значно знижує коефіцієнт тепlop передачі між ними, висока металоємність конструкції значно підвищує собівартість панелі та знижує ефективність її використання [1,2].

Найбільш ефективною є теплова сонячна панель захисне покриття якої виконує функції гідроізоляційного шару та абсорбційного покриття, що дає можливість покриття дахів в цілому та дозволяє максимально використовувати матеріали, які зазвичай найбільш вживані для покрівельних та гідроізоляційних покріттів дахів. Для зменшення впливу вітру панель можна покрити волокнистим матом. Теплопровідний шар з цементно-піщаної стяжки слугує не лише для тепlop передачі тепла, а й для його акумуляції в період часткової відсутності сонячної енергії [3].

Потрібно дослідити теплову сонячну панель для визначення найбільш ефективного конструктивного рішення для її роботи.

Для того, щоб підвищити ефективність використання сонячної енергії та знизити її собівартість, було запропоновано конструкцію теплової сонячної панелі (рис.1).

Сонячна панель складається з захисного покриття 1, яке служить гідроізоляційним та абсорбційним шаром та розташоване на

теплопровідному шарі 2, який виконує роль акумулятора теплової енергії, в якому розміщені трубопроводи 4 для підведення та відведення теплоносія, теплоізоляційного шару 3 для захисту плити перекриття від перегріву, який розміщений під теплопровідним шаром, на якому розміщений тепловідбиваючий екран 5.

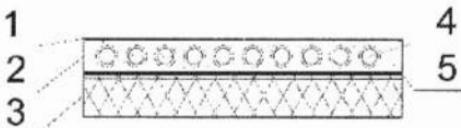


Рис.1 Принципова схема сонячної панелі.

1- захисне покриття; 2- теплопровідний шар; 3- теплоізоляційний шар; 4- трубопроводи для підведення і відведення теплоносія; 5- тепловідбиваючий екран.

Сонячна панель працює наступним чином:

Сонячні промені проникають через захисне покриття 1 до теплопровідного шару 2, де нагрівають теплоносій, який рухається по трубопроводах 4. Частково тепло акумулюється в теплопровідному шарі 2, що певний час забезпечує нагрів теплоносія, при відсутності попадання сонячних променів на сонячну панель. Теплоізоляційний шар 3 знижує тепловіддачу від теплопровідного шару 2 до плити перекриття, тим самим захищає її від перегріву та завдяки тепловідбиваючому екрану 5 збільшує тепlopередачу від теплопровідного шару 2 до трубопроводів 4. При цьому, за рахунок різниці температур води, виникає термосифонний ефект, завдяки чому підігрітий теплоносій поступає до виходу з сонячної панелі і використовується споживачем.

Для дослідження сонячної панелі була складена установка (рис.2).

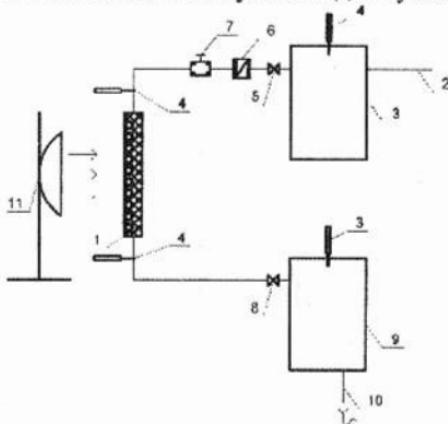


Рис.2 Принципова схема дослідної установки.

1- сонячна панель; 2- трубопровід холодного теплоносія; 3- бак холодного теплоносія; 4- ртутний термометр; 5- запірна арматура; 6- витратомір;

7- балансувальний вентиль; 8- трубопровід нагрітого теплоносія; 9- бак нагрітого теплоносія; 10- зливний трубопровід; 11- тепловий випромінювач.

Експериментальні дослідження були виконані за таких умов та спрощень:

- сонячна панель встановлювалась перпендикулярно до теплового випромінювання;
- густина випромінювання була однаковою по всій поверхні теплової сонячної панелі;
- була прийнята довірча ймовірність результатів експерименту $\alpha = 0,95$.

Було складено матрицю планування експерименту та отримано рівняння регресії.

Таблиця 1.

Матриця планування експерименту

№ п/п	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1 \cdot x_2$	$x_1 \cdot x_3$	$x_2 \cdot x_3$	$x_1 \cdot x_2 \cdot x_3$	y
1	+	+	+	-	+	-	-	-	7
2	+	-	+	-	-	+	-	+	4
3	+	+	-	-	-	-	+	+	15
4	+	-	-	-	+	+	+	+	11
5	+	+	+	+	+	+	+	+	4
6	+	-	+	+	-	-	+	-	2,5
7	+	+	-	+	-	+	-	-	7
8	+	-	-	+	+	-	-	+	6

Рівняння регресії:

$$y = 7,0625x_0 + 1,1875x_1 - 2,6875x_2 - 2,1875x_3 - 0,0625x_1x_2 - 0,5625x_1x_3 + 1,0625x_2x_3 + 0,1875x_1x_2x_3, \quad (1)$$

де x_1 - сонячне випромінювання $Q_{\text{сон}}$, Вт; x_2 - крок трубок h , м; x_3 - витрата теплоносія G , кг/год; y - різниця температур теплоносія (до та після входу в сонячну панель) Δt , $^{\circ}\text{C}$.

За результатами експериментальних досліджень було побудовано номограму (Рис.3).

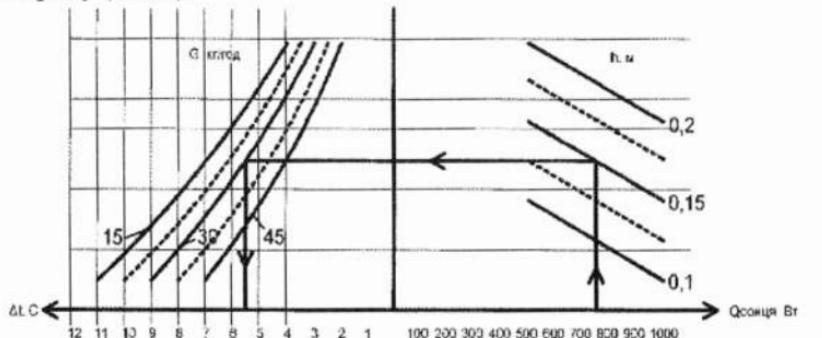


Рис.3 Номограма залежності різниці температур теплоносія Δt (до та після входу в сонячну панель) від сонячного випромінювання Q , кроku трубок h та витрати теплоносія G .

Ефективність сонячної панелі визначається за формулою:

$$\eta_{\text{ск}} = Q_{\text{кор}} / Q_{\text{пром}} , \quad (2)$$

де $Q_{\text{кор}}$ - кількість тепла, що отримала сонячна панель за час t ; $Q_{\text{пром}}$ – кількість променевого тепла, що випромінювалась джерелом на одиницю поверхні теплопоглинача сонячного колектора за цей же час.

$$Q_{\text{пром}} = F \cdot E, \quad (3)$$

де F - площа теплопоглинача сонячної панелі; E – інтенсивність променевого теплового потоку, що випромінює джерело.

$$Q_{\text{кор}} = c \cdot m \cdot \Delta T, \quad (4)$$

де c – питома теплоємність теплоносія; m – маса теплоносія; ΔT – зміна температури теплоносія.

Ефективність теплової сонячної панелі за найоптимальніших умов ($Q_{\text{сон}} = 1000 \text{ Вт}$; $h = 0,1 \text{ м}$; $G = 15 \text{ кг/год}$) складає 36%, а за несприятливих умов ($Q_{\text{сон}} = 500 \text{ Вт}$; $h = 0,2 \text{ м}$; $G = 45 \text{ кг/год}$) 13%.

Висновки.

Ефективність даної теплової сонячної панелі за найоптимальніших умов складає 36%, а за несприятливих умов 13%. Отже, всі дослідження показують, що використання сонячних панелей є доцільним та потребує подальших досліджень з використанням сучасних будівельних матеріалів для підвищення ефективності їх роботи та зниження навантаження на покрівлю, оскільки вони прості в конструкціях, монтажі, експлуатації та дозволяють знизити енергоспоживання традиційних ресурсів.

Список літератури:

1. Heliothermal flat collector module having a sandwich structure: Пат. 7610911 США. / Frank Neumann, Markus Patschke, Marianne Schoennenbeck; Eckert Seamans Cherin & Mellott, LLP. – N 10/530384; Опубл. 11.03.2009.
2. Solar cell panel and solar energy collecting device: Пат. 6513518 B1 США. / Stéphane Girerd; Greer, Burns & Crain, Ltd. – N 09/674030; Опубл. 02.04.2003.
3. Solar energy absorbing roof : Пат. 4201193 США. /Michel Ronc; Bacon & Thomas. – N 05/887,938; Опубл. 6.05.1980.

Надійшла до редакції 28.11.2012р.

МЕТОДИКА РОЗРАХУНКУ ТЕПЛООБМІННИКА З ЕЛАСТИЧНОЮ ПОВЕРХНЕЮ ТЕПЛОПЕРЕДАЧІ ДЛЯ УТИЛІЗАЦІЇ ТЕПЛА ВИТЯЖНОГО ПОВІТРЯ

Найбільш поширеною схемою утилізації теплоти витяжного вентиляційного повітря є застосування теплообмінників–утилізаторів різних конструкцій. Використання теплоутилізаторів дозволяє зменшити витрату теплоти в системах припливної вентиляції при порівняно невеликих затратах. В сучасних системах вентиляції будинків найбільш розповсюдженими є пластинчасті повітряно–повітряні рекуперативні теплообмінники, які досить ефективно працюють при невеликих різницях температур взаємодіючих середовищ та відрізняються простотою конструкції, надійністю в експлуатації і порівняно низькою вартістю. Форма пластин визначає теплотехнічні показники утилізатора, його аеродинамічний опір, габаритні розміри. Застосування пластин із складним профілем поверхні сприяє інтенсифікації процесів теплообміну. Попарне з'єднання таких пластин створює дві системи каналів з тепло передаючою стінкою між ними. Режим руху рідини (газу) в каналах визначається числом Рейнольдса. Відомо, що при русі рідини в круглій прямолінійній трубі переходний режим руху знаходиться в інтервалі $2300 < Re < 10000$, але в пластинчастих хвилястих каналах переход до турбулентного режиму відбувається вже при $Re=200...500$ [1]. Особливістю повітряно–повітряних пластинчастих теплообмінників є періодична дестабілізація потоку. Тому режим руху повітря в каналах теплообмінника завжди зберігається турбулентним.

До групи пластинчастих теплообмінників–утилізаторів можна віднести і теплообмінник з еластичною поверхнею тепlop передачі [2]. В такому теплообміннику поверхня тепlop передачі виконана з тонкої синтетичної або іншої вологостійкої тканини, натягнутої на стрижні з утворенням каналів для руху витяжного та припливного повітря. Канали мають форму поперечного перерізу близьку до рівнобедреного трикутника з основою a , а при збільшенні кількості стрижнів форма каналів змінюється і наближається до прямокутника з меншою стороною, рівною a , і довжиною b (рис. 1). В суміжних каналах, розділених стінкою, рухається припливне та витяжне повітря в прямострумінному або в протиструмінному напрямку (рис. 1) з постійною швидкістю.

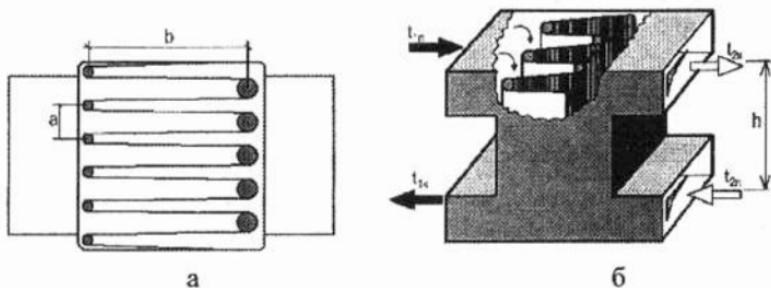


Рис. 1. Теплообмінник з еластичною поверхнею тепlopопередачі:
а – схема утворення каналів еластичною стінкою; б – загальний вигляд експериментального зразка.

При русі повітря вздовж еластичної поверхні товщина примежового шару на тепlopопередаючій стінці зменшується, в результаті чого теплообмін між поверхнею і потоком повітря інтенсифікується. Інтенсифікації тепlopопередачі сприяє також зміна напрямку потоків повітря в колінах на вході в теплообмінник та на виході з нього.

В інженерній практиці теплових та гіdraulічних розрахунків спочатку виконується теплотехнічний розрахунок, а на основі цього розрахунку визначаються розміри теплообмінника та виконується гіdraulічний розрахунок. Якщо гіdraulічний опір теплообмінника не відповідає заданим вимогам, приходиться змінювати конструктивні розміри, та виконувати повторні розрахунки. Теплообмін та гіdraulічний опір в каналах з плоскими гладкими стінками вивчений достатньо добре. В умовах прямолінійного турбулентного руху повітря в каналах критерій Нуссельта визначається [3] за залежністю $Nu = 0,018 Re^{0.8}$, а коефіцієнт гіdraulічного опору $\xi = 0,3164 Re^{-0.25}$.

Гіdraulічний опір пластинчастого теплообмінника можна визначити за відомим рівнянням [1]:

$$\Delta p = \xi \frac{h}{d_{\text{екв}}} \frac{\rho v^2}{2}, \quad (1)$$

де ξ - коефіцієнт гіdraulічного опору; $h, d_{\text{екв}}$ - довжина та еквівалентний діаметр каналу, м;

$v = \frac{L}{3600 F_k} = \frac{L}{3600 f_k m}$ - швидкість руху повітря в каналах, м/с; L - витрата припливного (витяжного) повітря, $m^3/\text{год}$; F_k - загальна площа поперечного перерізу каналів для руху припливного або витяжного повітря, m^2 ; f_k - площа перерізу каналу, m^2 .

Кількість каналів для руху одного з теплоносіїв можна визначити за формулою

$$m = \frac{L}{3600 b a_{\text{екв}} v}, \quad (2)$$

де $a_{\text{екв}}$ - еквівалентна ширина каналу, можна приймати $a_{\text{екв}} = 0,6a$.

Коефіцієнт гідравлічного опору ξ при русі повітря вздовж еластичної поверхні більш точно можна визначити за формулою, одержаною експериментальними дослідженнями (рис. 2)

$$\xi = 0,23 \operatorname{Re}^{-0.23}. \quad (3)$$

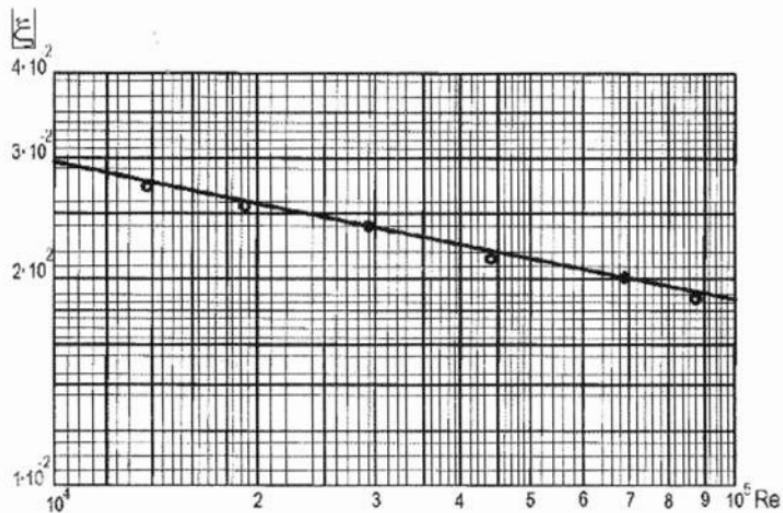


Рис.2. Залежність коефіцієнта гідравлічного опору ξ від числа Рейнольдса.

Розрахунок теплообмінника-утилізатора виконується в такій послідовності:

- складається рівняння теплового балансу та визначаються невідомі температури теплоносіїв;
- визначається розрахунковий температурний напір;
- для прийтої певності руху повітря в каналах розраховуються коефіцієнти тепловіддачі та тепlop передачі; визначається гідравлічний опір теплообмінника;
- уточнюються значення $\Delta t_{\text{ср}}$, ΔP та інші параметри після компонування та конструювання схеми теплообмінника.

Тепловий розрахунок теплообмінника базується на спільному вирішенні рівняння теплового балансу та рівняння тепlop передачі. Рівняння теплового балансу необхідне для визначення кількості теплоти,

переданої від одного теплоносія (вітряного повітря) до іншого (припливного повітря). Це рівняння має вигляд

$$Q = 3,6G_1c(t_{1n} - t_{1k}) = 3,6G_2c(t_{2k} - t_{2n}) + Q_{\text{втрати}}, \quad (4)$$

де G_1 та G_2 - масова витрата вітряного та припливного повітря, $\text{кг}/\text{год}$; t_{1n}, t_{1k} - початкова та кінцева температури вітряного повітря, $^{\circ}\text{C}$; t_{2n}, t_{2k} - початкова та кінцева температури припливного повітря, $^{\circ}\text{C}$; $Q_{\text{втрати}}$ - втрати теплоти в навколошні середовищі. Для теплоізольованих теплообмінників ці втрати незначні і їх можна не враховувати.

З рівняння (4) можна визначити кількість припливного повітря, яке можна нагріти до заданої температури, або температуру нагрітого припливного повітря при відомій чи заданій його витраті.

$$G_2 = \frac{G_1(t_{1n} - t_{1k})}{t_{2k} - t_{2n}}. \quad (5)$$

Розрахункова площа поверхні теплопередачі F теплообмінника-утилізатора визначається з рівняння теплопередачі $Q = kF\Delta\bar{t}$,

$$F = \frac{Q}{k\Delta\bar{t}}, \quad (6)$$

де $\Delta\bar{t}$ - середній температурний напір, $^{\circ}\text{C}$.

Середній температурний напір залежить від взаємного напрямку руху теплоносіїв і визначається за формулою

$$\Delta\bar{t} = \frac{\Delta t_6 - \Delta t_m}{\ln \frac{\Delta t_6}{\Delta t_m}}. \quad (7)$$

або за номограмою, побудованою за цією ж формулою (рис.3).

Взаємний напрямок руху вітряного та припливного повітря в каналах утилізатора вибирається із умовою одержання максимального середнього температурного напору. Найбільш вигідним є протитечійний рух теплоносіїв. Кінцеві температури t_{1k} та t_{2k} при проектуванні утилізатора частіше всього задаються або вибираються при відомій витраті повітря з тим, щоб мінімальна різниця температур між теплоносіями була рівною $\Delta t_m = 5...7^{\circ}\text{C}$.

$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{cm}}{\lambda_{cm}} + \frac{1}{\alpha_2}}$ - середній для всієї поверхні коефіцієнт теплопередачі, $\text{Bm}/\text{m}^2 \cdot {}^{\circ}\text{C}$;

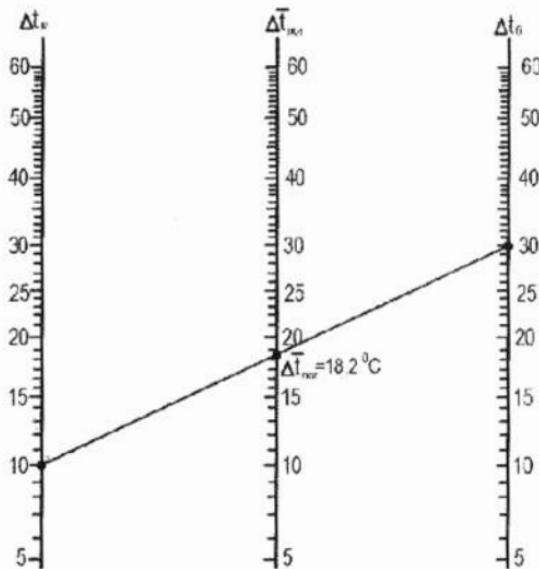


Рис. 3. Номограма функції $\Delta T_{av} = \frac{\Delta t_e - \Delta t_u}{\ln \frac{\Delta t_e}{\Delta t_u}}$

Якщо $\delta \rightarrow 0$ або $\lambda \rightarrow \infty$, тобто термічний опір стінки $\frac{\delta}{\lambda} = 0$, то рівняння коефіцієнта теплопередачі приймає вигляд

$$k_0 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{1}{\alpha_2}} = \frac{\alpha_1 \alpha_2}{\alpha_1 + \alpha_2}. \quad (8)$$

З формули (8) виходить, що при приблизно рівних значеннях коефіцієнта теплообміну $\alpha_1 = \alpha_2$ коефіцієнт теплопередачі стінки $k = \frac{\alpha}{2}$, де α - менше значення із α_1 і α_2 .

З врахуванням термічного опору стінки δ/λ значення коефіцієнта теплопередачі дорівнює $k = \frac{1}{\frac{1}{k_0} + \frac{\delta}{\lambda}} = \frac{k_0}{1 + \frac{\delta}{\lambda} k_0}$. Як видно з останнього

виразу, із збільшенням термічного опору стінки значення k зменшується тим сильніше, чим більшим є значення k_0 без врахування опору стінки. Тобто, при великих значеннях k_0 термічним опором стінки нехтувати не можна.

Коефіцієнти тепловіддачі α в формулі (8) можна визначити з рівняння критерію Нуссельта $Nu = \frac{\alpha d_{\text{екв}}}{\lambda}$, звідки

$$\alpha = \frac{Nu \lambda}{d_{\text{екв}}}, \quad (9)$$

де $d_{\text{екв}}$ -еквівалентний діаметр каналу для руху повітря, який в даному випадку приймається рівним $d_{\text{екв}} = 4F/P$.

В умовах руху повітря ($Pr=0,71$) в каналі некруглого поперечного перерізу вздовж еластичної теплопередаючої стінки критерій Нуссельта визначається за одержаною нами експериментальною формулою

$$Nu = 0,023 Re^{0,77} \varepsilon_i \varepsilon_R, \quad (10)$$

де $\varepsilon_i = 1 + \frac{2}{1 + h/d_{\text{екв}}}$ - коефіцієнт, який враховує зміну середнього коефіцієнта тепловіддачі вздовж каналу; поправку ε_i можна взяти з табл. 1.

Таблиця 1

h, m	$d_{\text{екв}}$	5	10	15	20	25	30	35	40
0,8		1,01	1,02	1,04	1,05	1,06	1,07	1,09	1,10
1,0		1,01	1,02	1,03	1,04	1,05	1,06	1,07	1,09
1,2		1,01	1,01	1,02	1,03	1,04	1,04	1,06	1,07
1,4		1,01	1,01	1,02	1,03	1,03	1,04	1,05	1,06

$\varepsilon_R = 1,22 + \frac{0,12}{1 + h/b}$ - поправковий коефіцієнт, який враховує періодичну

zmіну напряму руху повітря в каналі висотою h ; приймається за табл. 2.

Таблиця 2

h	b	0,5	0,75	1,0	1,25	1,5
0,8		1,27	1,28	1,29	1,29	1,30
1,0		1,26	1,27	1,28	1,29	1,29
1,2		1,26	1,27	1,27	1,28	1,28
1,4		1,25	1,26	1,27	1,28	1,28

Запропонована формула (10) для розрахунку числа Nu співпадає з дослідними даними в інтервалі чисел $Re = (10 \dots 90) \times 10^3$ при криволінійному русі повітря вздовж еластичної поверхні теплопередачі (рис. 4).

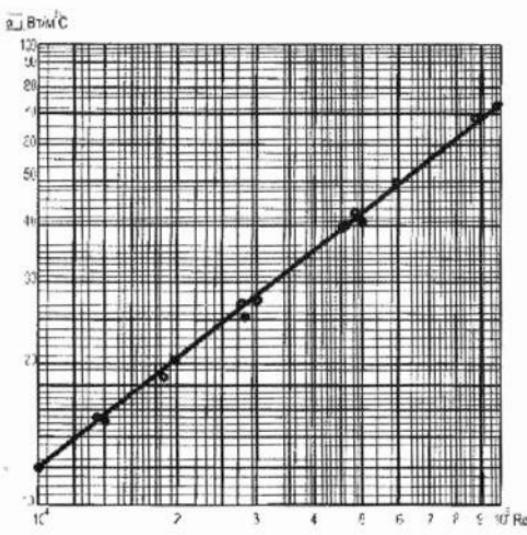


Рис. 4. Залежність коефіцієнта тепловіддачі α від числа Re : $\frac{h}{b} = 0 \dots 4$.

Фізичні параметри повітря в формулах (9), (10) віднесені до температури повітря на вході в канал.

Запропоновані формули для визначення коефіцієнтів теплообміну спрощують розрахунки теплообмінника-утилізатора з еластичною поверхнею тепlopпередачі для систем вентиляції і кондиціонування повітря.

Список літератури:

- Барановский Н.В., Коваленко Л.М., Ястребенецкий А.Р. Пластинчатые и спиральные теплообменники. М., « Машиностроение », 1973. -288с.
- Степанов М.В., Дідик Л.В., Берегова П.Г. Дослідження теплообміну між повітрям і еластичною поверхнею // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. Вип. 11- К.: КНУБА, 2007 – с. 67...71.
- Исащенко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. М.: Энергоатомиздат, 1981.-416с.

Надійшла до редакції 11.10.2012р.

ВИДАТНІ ВЧЕНИ, ПЕДАГОГИ.



Мілетич Антон Федорович (23.07.1912 - 30.09.1990) доктор технічних наук, професор, відомий вчений в галузі аеродинаміки вентиляції та кондиціонування повітря, один із фундаторів і перший завідувач кафедри опалення і вентиляції Одеського інженерно будівельного інституту.

А.Ф. Мілетич народився 23 липня 1912 року в с. Демурена-Варваровка, Дніпропетровської області в бідній багатодітній селянській сім'ї. Батько його був інвалідом російсько-японської війни, і молодий Антон Мілетич вже з 1925 року став безпритульним. Але це не завадило йому поступити в профтехшколу та в 1932 році з відзнакою її закінчили. В тому ж році він поступив в Дніпропетровський гірничий інститут. Після закінчення інституту А.Ф. Мілетич поступив в аспірантуру і в жовтні 1941 року мав захищати дисертацію. Але війна перервала навчання і 22 червня 1941 року він був мобілізований до лав Червоної армії. В бою він був поранений і потрапив у госпіталь, а в листопаді 1941 року наказом Наркома Оборони, як спеціаліст гірничої справи, він був відмобілізований і направлений на роботу в Кизелевський вугільний басейн Пермської області, де і працював до 1945 року. Потім повернувся до Дніпропетровського гірничого інституту і продовжив навчання в аспірантурі, а в березні 1946 року захистив кандидатську дисертацію. А.Ф. Мілетич проводжував працювати в тому ж інституті асистентом, а пізніше доцентом кафедри. У 1964 році він захистив докторську дисертацію і одержав звання професора. У 1968 році за конкурсом А.Ф. Мілетич був переведений в Одеський інженерно-будівельний інститут, де і працював до серпня 1990 року завідувачем кафедри опалення та вентиляції.

Наукова діяльність А.Ф. Мілетича була пов'язана з вирішенням широкого кола проблем: аеродинаміки, вентиляції шахт та кондиціонування повітря в цивільних та промислових будівлях, охорони навколошнього середовища. За свою більш як 50-річну трудову

діяльність А.Ф. Мілєтич опублікував 174 наукові праці, у тому числі 6 монографій і учебних посібників, отримав 29 авторських свідоцтв на винахід і знак “Винахідник СРСР”. Протягом багатьох років Антон Федорович Мілєтич керував науковою роботою аспірантів. Він був науковим керівником двох докторів наук, підготував 29 кандидатів технічних наук. Мілєтич А.Ф. довгий час був членом Спеціалізованої ради Київського інженерно-будівельного інституту з захисту кандидатських дисертацій та членом методичної комісії Мінвузу України.



З 2005 до 2009 року кафедрою керував професор, доктор технічних наук В.Д. Петраш. Під його керівництвом створено два лабораторних класи по енергозбереженню, оновлене устаткування лабораторії опалення та вентиляції, набуло подальшого розвитку творче співробітництво з іноземними фірмами.



У цей час кафедру очолює к.т.н., доцент, член Вченої Ради інституту Шевченко Леонід Федорович. Шевченко Л.Ф. є автором більш ніж 100 наукових і учебно-методичних робіт, у тому числі 10 авторських свідоцтв на винахід. Основний напрямок його наукової роботи є теплозахист і енергозбереження в будівлях.

Основний напрямок науково-дослідної діяльності кафедри – удосконалення систем енерго- та ресурсозбереження й захисту навколошнього середовища в теплоенергетиці.

В 1986 – 1990 рр. доценти кафедри А.П. Котляр і В.Д. Петраш вперше в Одесі випробували системи сонячного гарячого водопостачання дитячого садка, індивідуального будинку в м. Херсоні.



На протязі багатьох років кафедра вирішує проблеми економії палива в процесах виробництва будівельних матеріалів у випалювальних обertovих печах на основі стабілізуючого охолодження бічної поверхні печі методом повітродрименової і теплонасосної технологій. Вирішується завдання утилізації теплової енергії в виробничому й комунально-побутовому тепlopостачанні (отримані в 2008-2009 рр. 2 патенти, опубліковані статті у ВУ4звіських і Академічних виданнях).

АНОТАЦІЙ

Мілейковський В.О. Геометричний аналіз розширення та затухання вільних плоских струмін.

Запропоновано підхід до визначення темпу розширення та затухання струмін на підставі геометричного аналізу макроструктури струмінного примежового шару без застосування дослідних даних.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: струмина повітря, примежовий шар.

Милейковский В.А. Геометрический анализ расширения и затухания свободных плоских струй.

Предложен поход к определению темпа расширения и затухания струй путём геометрического анализа макроструктуры струйного пограничного слоя без использования экспериментальных данных.

Список літ.: 6 названий.

Ключевые слова: струя воздуха, приграничный слой.

Mileikovskyi V. The geometrical analysis of expansion and decay of free flat currents.

The approach to calculation of rate of expansion and decay of currents is offered using the geometrical analysis of a macrostructure of a jet boundary layer without use of experimental data.

List lit.: 6 name.

Keywords: stream of air, near between layer.

Лабай В.Й. Вплив різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі на втрати ексергії в елементах холодильних машин split-кондиціонерів.

Використано розроблений ексергетичний метод аналізу роботи одноступеневих хладонових холодильних машин split-кондиціонерів. Встановлена залежність втрат ексергії у компресорі, конденсаторі, дроселі і випарнику split-кондиціонера фірми „Sanyo” холодопродуктивністю 2020 Вт від різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: ексергія, баланс, втрати, кондиціонер.

Лабай В.И. Влияние разности температур перегревания в испарителе и переохлаждения в конденсаторе на потери эксергии в элементах холодильных машинах split-кондиционеров.

Использован разработанный эксергетический метод анализа работы одноступенчатых хладоновых холодильных машин split-кондиционеров. Установлена зависимость потерь эксергии в компрессоре, конденсаторе, дросселе и испарителе split-кондиционера фирмы „Sanyo” холода производительностью 2020 Вт от разности температур перегревания в испарителе и переохлаждения в конденсаторе.

Список літ.: 5 названий.

Ключевые слова: эксергия, баланс, потери, кондиционер.

Labay V. The influence of difference of temperatures of overheating in evaporator and overcooling in condenser on exergy losses in elements of refrigeration machines of air split-conditioners.

The elaborating method of the exergetic analysis of air split-conditioners one-step Freon refrigeration machines was used in this article. The dependence of exergy losses in compressor, condenser, drosseller and evaporator for the air split-conditioner of firm "Sanyo" with cooling capacity 2020 W from difference of temperatures of overheating in evaporator and overcooling in condenser was defined.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: енергетична баланс, втрати, повітряний кондиціонер.

Малкін Е.С., Чепурна Н.В., Кириченко М.А. Особливості нерівномірного розподілу повітряного потоку в трубному пучку.

Наведений розподіл повітряного потоку в трубному пучку від осьового вентилятора.

Список літ.: 4 назви.

Ключові слова: повітряний потік, трубний пучок, вентилятор.

Малкін Э.С., Чепурная Н.В., Кириченко М.А. Особенности неравномерного распределения воздушного потока в трубном пучке.

Приведено распределение воздушного потока в трубном пучке от осевого вентилятора.

Список літ.: 4 названия.

Ключевые слова: воздушный поток, трубный пучок, вентилятор.

Malkin E., Chepurna N., Kyrychenko M. Features uneven distribution of air flow in tube bundles.

Shows the distribution of air flow in the tube bundles of the axial fan .

Список літ.: 4 name.

Ключові слова: air flow, tube bundle, fan.

Дешко В.І., Суходуб І.О., Нагорна С.О., Техніко-економічні показники роботи системи вентиляції з мембраним рекуперативним теплообмінником в кліматичних умовах м. Києва.

Проведено аналіз методів узагальнення метеоданих для проведення техніко-економічних розрахунків систем вентиляції. Розраховані техніко-економічні показники роботи теплоутилізатора за опалювальний сезон для м. Києва та порівняні два підходи боротьби з утворенням інею у теплообміннику.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: система вентиляції, рекуператор.

Дешко В.І., Суходуб І.О., Нагорна С.О., Техніко-економіческі показатели роботи системи вентиляції з мембраним рекуперативним теплообменником в кліматических умовах м. Києва.

Проведен аналіз методов обобщення метеоданих для проведення техніко-економіческих розрахунків систем вентиляції. Рассчитаны техніко-економіческі показатели роботи теплоутилизаторов за опалювальний сезон для м. Києва і порівняни два підходи боротьби з образуванням лінії в теплообменнику.

Список літ.: 7 названий.

Ключові слова: система вентиляції, рекуператор.

Deshko V., Sukhodub I., Nagorna S. Technical-economic indexes of work of the system of ventilation with diaphragm recuperative heat exchanger in climatic terms Kiev.

The analysis of weather data generalization methods for ventilation systems technical and economic assessment was performed. Heat exchanger technical and economic performance during heating season for Kiev was calculated. Two techniques of frost formation prevention in heat exchanger were compared.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: система вентиляції, рекуператор.

Возняк О.Т., Сухолова І.С., Миронюк Х.В. Повітророзподілення в пульсуючому режимі та динамічний мікроклімат у приміщенні.

Представлені результати теоретичних досліджень сприятливого впливу динамічного мікроклімату на систему терморегуляції людини. Показано, що при динамічному мікрокліматі можливими є зменшення затрат на систему кондиціонування або вентиляції. Показано, що організм людини сприятливо реагує на короткотривалі відхилення від нормованих параметрів повітряного середовища.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: динамічний мікроклімат, пульсуючий режим, система терморегуляції, швидкість руху повітря, повітророзподілення.

Возняк О.Т., Сухолова И.Е., Миронюк Х.В. Воздухораспределение в пульсирующем режиме и динамический микроклимат в помещении.

Предложенные результаты теоретических исследований благоприятного влияния динамического микроклимата на систему терморегуляции человека. Показано, что при динамическом микроклимате возможными являются уменьшения расходов на систему кондиционирования или вентиляции. Показано, что организм человека благоприятно реагирует на кратковременные отклонения от нормируемых параметров воздушной среды.

Список літ.: 7 названий.

Ключові слова: динамічний мікроклімат, пульсуючий режим, система терморегуляції, швидкість руху повітря, воздухораспределение.

Voznyak O., Sukholova I., Myroniuk K. Air distribution in the pulsating mode and dynamic microclimate in an apartment.

The results of theoretical researches of favourable influence of dynamic microclimate to the man are presented. When using dynamic microclimate it's possible to decrease conditioning and ventilation system expenses. Human organism reacts favourably on short lasting deviations from the rationed parameters of air environment.

Список літ.: 7 назв.

Ключові слова: dynamic microclimate, pulsating mode, termoregulation system, air flow velocity, air supply.

Степанов М.В., Ваколюк А.С., Швець С.М. Сучасні системи автономного теплопостачання будинків.

В статті розглянуті системи теплопостачання окремих будинків з застосуванням теплових насосів та геліоколекторів. Показана необхідність експериментальних досліджень відбору тепла від низькотемпературного джерела теплової енергії ґрутовим теплообмінником.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: теплопостачання, сонячний колектор, тепловий насос, ґрутовий теплообмінник.

Степанов М.В., Ваколюк А.С., Швець С.М. Современные системы автономного теплоснабжения домов.

В статье рассмотрены системы теплоснабжения отдельных зданий с применением тепловых насосов и гелиоколлекторов. Показана необходимость экспериментальных исследований отбора тепла от низкотемпературного источника тепловой энергии грутовым теплообменником.

Список літ.: 6 названий.

Ключевые слова: теплоснабжение, солнечный коллектор, тепловой насос, грутовый теплообменник.

Stepanov M., Vakolyuk A., Shvets S. Modern systems of autonomous heating homes.

In the article the heating system of individual buildings using heat pumps and heliocollectors. The necessity of experimental studies of selection of heat from low-temperature heat sources soil heat exchanger.

Список літ.: 6 name.

Keywords: heating, solar collector, heat pump, ground heat exchanger.

Дешко В.І., Шовкалюк М.М., Шовкалюк Ю.В., Дудніков С.М. Показники ефективності систем теплопостачання.

В статті запропонована систематизація показників ефективності для систем теплопостачання та їх структурних елементів – джерел теплової енергії, тепломереж та споживачів.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: теплопостачання, ефективність.

Дешко В.И., Шевкалюк М.М., Шевкалюк Ю.В., Дудников С.М.
Показатели эффективности систем теплоснабжения.

В статье предложена систематизация показателей эффективности для систем теплоснабжения и их структурных элементов – источников тепловой энергии, тепловых сетей и потребителей.

Список лит.: 6 названий.

Ключевые слова: теплоснабжение, эффективность.

Deshko V., Shovkalyuk M., Shovkalyuk Y., Dudnikov S. Indexes of efficiency of the systems of heating.

In the article the offered systematization of indexes of efficiency is for the systems of heating and them structural elements – thermal energy, heating systems and users sources.

List lit.: 6 names.

Keywords: heating, efficiency.

Штиленко В.П., Автоматичне регулювання теплового режиму опалюваного приміщення.

Наведено результати аналізу керування тепловим режимом опалюваного приміщення та надано необхідні висновки, у відповідності до загальних вимог законів автоматичного регулювання, завдяки чому забезпечується енергоекспективна та якісна експлуатація систем водяного опалення.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: опалюване приміщення; температурний режим; збурення; регулювання; автоматичний регулятор.

Штиленко В.П. Автоматическое регулирование теплового режима отапливаемого помещения.

Приведено результаты анализа управления тепловым режимом отапливаемого помещения и предоставлено необходимые выводы, в соответствии с общими требованиями законов автоматического регулирования, благодаря чему обеспечивается энергетически эффективная и качественная эксплуатация систем водяного отопления.

Список лит.: 3 названия.

Ключевые слова: отапливаемое помещение; температурный режим; возмущение; регулирование; автоматический регулятор.

Shtylenko V. Automatic regulation thermal mode heated room.

The analysis of the thermal control heated area and provided the necessary conclusions, in accordance with the general laws of the automatic control system, which provides energy-efficient and high quality work water heating systems.

List lit.: 3 names.

Keywords: the heated area; temperature condition; indignation; adjusting; automatic regulator.

Сенчук М.П., Савченко С.О., Сікач В.М. Торф як паливо в комунальній енергетиці.

Наведено дані про запаси торфу та його характеристики як палива. Розглянуто різні методи спалювання торфу в теплогенераторах. Подано розрахунові залежності горіння коксу і довгополум'яного газового вугілля на колосниковій решітці.

Список літератури.: 5 назв.

Ключові слова: торф, швидкість горіння.

Сенчук М.П., Савченко С.О., Сікач В.М. Торф в качестве топлива в коммунальной энергетике.

Приведено данные о запасах торфа и его характеристики в качестве топлива. Рассмотрено разные методы сжигания торфа в теплогенераторах. Даны расчетные зависимости горения кокса и длиннопламенного газового угля на колосниковой решетке.

Список литературы.: 5 названий.

Ключевые слова: торф, скорость горения.

Senchuk M., Savchenko. C., Sikach V. Peat as fuel for municipal energy sector.

Presents data on reserves of peat and its characteristics as a fuel. Examined different methods of combustion of peat in heat generators. Provided calculated dependences of combustion of coke and coal gas on fire-grate .

List lit.: 5 name.

Keywords: peat, speed of combustion.

Ткаченко С.Г., Пуховий І.І., Барабаш П.О., Барабаш В.П. Дослідження контактно-поверхневого водонагрівача при пікових режимах.

В статті розглянуті теплотехнічні характеристики контактно – поверхневого водонагрівача при пікових режимах роботи. Визначено середній коефіцієнт корисної дії водонагрівача на протязі лютого 2012 р. Отримані данні по витраті підживлюючої води при різних температурах навколошнього повітря.

Список літератури.: 8 назв.

Ключові слова: Контактно – поверхневий водонагрівач, коефіцієнт корисної дії, конденсація, гаряче водопостачання, опалення.

Ткаченко С.Г., Пуховий И.И., Барабаш П.О., Барабаш В.П. Исследование контактно-поверхносного водонагревателя при пиковых режимах.

В статье рассмотрены теплотехнические характеристики контактно – поверхностного водонагревателя при пиковых режимах. Определен средний коэффициент полезного действия водонагревателя за февраль 2012 г. Получены данные по расходу подпиточной воды при разных температурах наружного воздуха.

Список литературы.: 8 названий.

Ключевые слова: Контактно – поверхностный водонагреватель, коэффициент полезного действия, конденсация, горячее водоснабжение, отопление.

The article describes the thermal performance of contact - surface water heater during peak conditions. Determine the average efficiency of the water heater for the February 2012 Data on the consumption of make-up water at different outdoor temperatures.

List lit.: 8 name.

Keywords: contact - surface water heater efficiency, condensation, hot water, heating.

Чепурна Н.В., Чепурний В.В. Реконструкція систем опалення існуючих зимових теплиць.

В статті розглядаються етапи реконструкції систем опалення існуючих зимових теплиць та можливість збереження енерговитрат на опалення теплиць.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: теплиця, опалення, реконструкція, енергозбереження, трубопроводи.

Чепурная Н.В., Чепурной В.В. Реконструкция систем отопления существующих зимних теплиц.

В статье рассматриваются этапы реконструкции систем отопления существующих зимних теплиц и возможность уменьшения энергозатрат на отопление теплиц.

Список літ.: 3 названия.

Ключевые слова: теплица, отопление, реконструкция, энергосбережения, трубопроводы.

Chepurna N., Chepurnoy V. Reconstruction of heating systems of existing winter greenhouses.

The article deals with the stages of the reconstruction of the existing winter heating greenhouses and the possibility of reducing energy consumption for heating greenhouses.

List lit.: 3 name.

Keywords: greenhouse, heating, reconstruction, energy, pipelines.

Предун К.М. Аналіз стану інженерних мереж та можливостей їх використання для потреб теплопостачання населених пунктів України.

У статті виконано аналіз чинної структури інженерних мереж населених пунктів України. Показано переваги і недоліки кожної із систем, перспективи і можливості їх реконструкції.

Список літ.: 5 назв.

Ключові слова: енергоспоживання, інженерні системи, житловий будинок, реконструкція, теплопостачання, газопостачання, електропостачання.

Предун К.М. Анализ состояния инженерных сетей и возможности их использования для нужд теплоснабжения населённых пунктов Украины.

В статье приведен анализ существующей структуры инженерных сетей населенных пунктов Украины. Показаны достоинства и недостатки каждой из систем, перспективы и возможности их реконструкции.

Список лит.: 5 названий.

Ключевые слова: энергопотребление, инженерные системы, жилое здание, реконструкция, теплоснабжение, газоснабжение, электроснабжение.

Predun K.M. Analysis of the state of engineering networks and possibilities of their use for the necessities of heatingof settlements of ukraini.

Article contains analysis of existent utility networks structure of Ukrainian populated localities. Specified advantages and disadvantages of each systems, opportunities and possibilities of its reconstruction.

List lit.: 5 name.

Keywords: energy consumption, engineering systems, residential building, reconstruction, heat supply, gas supply, electrical supply.

Ратушняк Г. С., Анохіна К. В. Шляхи підвищення ефективності біогазових установок.

Запропоновано структурну схему шляхів інтенсифікації процесу анаеробного бродіння субстрату в біогазових установках. Визначено, що одним з шляхів підвищення ефективності біогазових установок є запобігання седиментації твердих частинок субстрату за допомогою механічних перемішувальних пристрій.

Список літ.: 8 назв.

Ключові слова: установка біогазова, аеробне бродіння.

Ратушняк Г. С., Анохіна К. В. Пути повышения эффективности биогазовых установок.

Предложена структурная схема путей интенсификации процесса анаэробного брожения субстрата в биогазовых установках. Определено, что одним из путей повышения эффективности биогазовых установок есть предотвращение седиментации твердых частиц субстрата с помощью механических перемешивающих устройств.

Список літ.: 8 названий.

Ключевые слова: установка биогазовая, аэробное брожение.

Ratushnyak G., Anokhina K. Ways of increase of efficiency of the biogas settings.

The flow diagram of ways of intensification of process of anaerobic fermentation substrate is offered in the biogas settings. Certainly, that one of ways of increase of efficiency of the biogas settings there is prevention of sedimentation of particulate matters to substrate by mechanical mixer built on.

List lit.: 8 name.

Keywords: biogas device, aerobne fermentation

Ваколюк А.С. Теплоостачання індивідуальних будинків з застосуванням теплових насосів та геліоколекторів.

В статті показана необхідність комплексного застосування теплових насосів і сонячних колекторів спільно з водогрійними котлами.

Список літ.: 6 назв.

Ключові слова: тепловий насос, геліоколектор, бівалентна точка, дахова котельня.

Ваколюк А.С. Теплоснабжение индивидуальных домов с применением тепловых насосов и гелиоколлекторов.

В статье показана необходимость комплексного применения тепловых насосов и солнечных коллекторов совместно с водогрейными котлами.

Список літ.: 6 названий.

Ключевые слова: тепловой насос, гелиоколлектор, бивалентная точка, крышная котельня.

Vakolyuk A. Heating individual buildings using heat pumps and heliocollectors.

The paper shows the need for an integrated application of heat pumps and solar collectors with water boilers.

List lit.: 6 name.

Keywords:heat pump, heliocollectors,bivalence point of boiler room.

Чернишова І.В. Теплоостачання на основі інтеграції термотрансформованої енергії охолодження печі та низькопотенційних джерел.

Розглянуті питання підвищення ефективності використання теплової енергії в обертових печах виробництва будівельних матеріалів.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: обертова піч, тепловий потік, рециркуляція потоку.

Чернишова И.В. Теплоснабжение на основе интеграции термотрансформированной энергии охлаждения печи и низкотемпературных источников.

Рассмотренные вопросы повышения эффективности использования тепловой энергии в оборотных печах производства строительных материалов.

Список літ.: 3 названия.

Ключевые слова: вращательная печь, тепловой поток, рециркуляция потока.

Chernishova I. Supply of heat on the basis of integration of thermal regenerate energy of cooling of stove and low potential sources.

The considered questions of increase of efficiency of the use of thermal energy in the circulating stoves of production of build materials.

List lit.: 3 names.

Keywords: circulating stove, thermal stream, recirkulyaciya of stream.

Касинець М.Є., Возняк О.Т., Шаповал С.П. Підвищення ефективності використання теплових сонячних панелей.

Проаналізовано результати дослідження надходження сонячної радіації на поверхні зовнішніх огорожень будинків. Визначено залежність різниці температур теплоносія на вході та виході в теплову сонячну панель від інтенсивності сонячного випромінювання, кроку трубок та витрати теплоносія. Встановлено ефективність використання теплових сонячних панелей.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова – сонячна енергія, теплова сонячна панель, енергоефективність, енергозбереження.

Касинець М.Є., Возняк О.Т., Шаповал С.П. Повышение эффективности использования тепловых солнечных панелей.

Проанализированы результаты исследований поступления солнечной радиации на поверхности наружных ограждений зданий. Определено зависимость разности температур теплоносителя на входе и выходе в тепловую солнечную панель от интенсивности солнечного излучения, шага трубок и расхода теплоносителя. Установлена эффективность использования тепловых солнечных панелей.

Список літ.: 3 названия.

Ключевые слова - солнечная энергия, тепловая солнечная панель, энергоэффективность, энергосбережение.

Kasynets M., Voznyak O., Shapoval S. Increase the efficiency of thermal solar panels.

Analysis of research income solar radiation on the external protected surface of buildings was conducted. It was defined the dependence of temperature difference between coolant inlet and outlet of thermal solar panel on the intensity of solar radiation, step tubes and coolant flow. Advisability of using heat solar panels was proved.

List lit.: 3 name.

Keywords - solar energy, thermal solar panel, energy efficiency, energy conservation.

Дідик Л.В., Степанов М.В. Методика розрахунку теплообмінника з еластичною поверхнею тепlop передачі для утилізації тепла витяжного повітря.

У статті запропоновано метод розрахунку для визначення коефіцієнтів теплообміну теплообмінника-utiлізатора з еластичною поверхнею тепlop передачі для систем вентиляції та кондиціонування повітря.

Список літ.: 3 назви.

Ключові слова: коефіцієнт теплообміну, теплообмінник.

Дидык Л.В., Степанов Н.В. Методика расчета теплообменника с эластичной поверхностью теплонередачи для утилизации тепла вытяжного воздуха.

В статье предложен метод расчета для определения коэффициентов теплообмена теплообменника-utiлизатора с эластичной поверхностью теплонередачи для систем вентиляции и кондиционирования воздуха.

Список лит.: 3 названия.

Ключевые слова: коэффициент теплообмена, теплообменник.

Didik L., Stepanov N. Method of calculation exchanges warmly with the elastic surface of heat transfer for utilization of heat of drawing air.

In article the method of calculation for factors' definition of heat exchange for heat exchanging waster with an elastic surface of a heat transfer for ventilation and air conditioning systems is offered.

List lit.: 3 name.

Key words: definition of heat exchange, heat transfer.

Рецензії на наукові
статті підготували:

Е.С. Малкін,
Ю.К. Роськовшенко,
М.В. Степанов,
Н.А. Швачко.

ЗМІСТ

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ	3
Мілейковський В.О. Геометричний аналіз розширення та затухання вільних плоских струмін.	3
Лабай В.Й. Вплив різниць температур перегрівання у випарнику і переохолодження у конденсаторі на втрати ексергії в елементах холодильних машин split-кондиціонерів.	9
Малкін Е.С., Чепурна Н.В., Кириченко М.А. Особливості нерівномірного розподілу повітряного потоку в трубному пучку.	17
Дешко В.І., Суходуб І.О., Нагорна С.О., Техніко-економічні показники роботи системи вентиляції з мембраним рекуперативним теплообмінником в кліматичних умовах м. Києва.	20
ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ,	27
Возняк О.Т., Сухолова І.Є., Миронюк Х.В. Повітророзподілення в пульсуючому режимі та динамічний мікроклімат у приміщенні	27
Степанов М.В., Ваколюк А.С., Швець С.М. Сучасні системи автономного тепlopостачання будинків.	32
Дешко В.І., Шовкалюк М.М., Шовкалюк Ю.В., Дудніков С.М. Показники ефективності систем тепlopостачання.	38
Штиленко В.П., Автоматичне регулювання теплового режиму опалюваного приміщення.	43
Сенчук М.П., Савченко С.О., Сікач В.М. Торф як паливо в комунальній енергетиці.	48
Ткаченко С.Г., Пуховий І.І., Барабаш П.О., Барабаш В.П. Дослідження контактно-поверхневого водонагрівача при пікових режимах.	53
Чепурна Н.В., Чепурний В.В. Реконструкція систем опалення існуючих зимових теплиць.	61
Предун К.М. Аналіз стану інженерних мереж та можливостей їх використання для потреб тепlopостачання населених пунктів України.	67
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ	72
Ратушняк Г.С., Анохіна К.В. Шляхи підвищення ефективності біогазових установок.	72
Ваколюк А.С. Тепlopостачання індивідуальних будинків з застосуванням теплових насосів та геліоколекторів.	79
Чернишова І.В. Тепlopостачання на основі інтеграції термотрансформованої енергії охолодження печі та низькопотенційних джерел.	84
Касинець М.Є., Возняк О.Т., Шаповал С.П. Підвищення ефективності використання теплових сонячних панелей.	90
Дідик Л.В., Степанов М.В. Методика розрахунку теплообмінника з еластичною поверхнею тепlop передачі для утилізації тепла витяжного повітря.	94
Видатні вчені, педагоги	101
Анотації	104

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

Науково-технічний збірник

Випуск 16