

ISSN 2409-2606

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 17

Київ 2014

УДК 697

B29

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання :
науково-технічний збірник. – Вип. 17 / відповідальний редактор
Е.С. Малкін. – К. : КНУБА, 2014. – 148 с.

У збірнику висвітлюються результати наукових досліджень, питання теорії і практики з опалення, вентиляції і кондиціонування повітря, теплопостачання та газопостачання. Призначений для наукових працівників, викладачів, виробників, докторантів, аспірантів та студентів.

Редакційна колегія: доктор техн. наук, професор Е.С. Малкін (відповідальний редактор); канд. техн. наук, професор Ю.К. Росковшенко (заст. відп. редактора); канд. техн. наук, доцент М.П. Сенчук (відп. секретар); доктор техн. наук, професор О.В. Приймак; доктор техн. наук, професор В.П. Корбут; доктор техн. наук, професор В.М. Михайленко; доктор техн. наук, професор О.Л. Підгорний; канд. техн. наук, професор В.В. Трофімович; доктор техн. наук, професор А. Строй (Польща); доктор техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); доктор Г. Глінцерер (Австрія)

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університета будівництва і архітектури 27 червня 2014 року, протокол № 27

Даний випуск виданий за сприяння компанії ІВІК

Адреса редакційної колегії: КНУБА, кафедра теплотехніки та кафедра теплогазопостачання та вентиляції, Повітрофлотський пр., 31, м. Київ, 03680
тел. (044) 245-48-33

© Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

УДК 697.94

Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря будівель і споруд

О.В. Задоянний

к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, alvasil21@gmail.com

Показано можливості оцінки енергоощадності системами кондиціонування повітря будівель і споруд за ексергетичними критеріями. Проаналізовано різні підходи в оцінці показників ексергетичної ефективності систем кондиціонування повітря, запропоновано оцінювати енергоощадність систем кондиціонування повітря за допомогою ексергетичних коефіцієнтів корисної дії «брутто» та «нетто». Пропонується враховувати корисний ефект від роботи систем кондиціонування повітря як різницю значень повної ексергії повітря в приміщенні, а витрачену ексергію – як сумарні витрати повної ексергії в системі. Ступінь енергоощадності систем пропонується визначати через відношення витраченої ексергії повітрям в обладнанні до підведеної ексергії з зовнішніх джерел, а відносну енергоощадність-через відношення втрат ексергії до її витрат і розрізняти відносні втрати на «нетто» та «брутто».

Ключові слова: ексергетична ефективність систем кондиціонування повітря; ексергетичний коефіцієнт корисної дії.

Постановка проблеми. Надмірне споживання енергії системами кондиціонування повітря (СКП) будівель і споруд різного призначення в комплексі з іншими споживачами комунального та інших секторів народного господарства України призвело до негативних наслідків в економіці країни. Зменшення енергоспоживання вказаними системами призведе до значного скорочення витрат теплової та електричної енергії.

Актуальність дослідження. Визначення ступеню енергоощадності СКП є актуальним завданням, яке дає можливість оптимізації СКП за показниками енергоспоживання на всіх стадіях життєвого циклу обладнання від розробки конструкцій систем, при їх проектуванні та експлуатації. При виборі схемних рішень СКП та їх порівнянні між собою за ексергетичними критеріями з'являються можливості коректної чисельної оцінки різних за принципом дії окремих функціональних вузлів та агрегатів. Відкриваються також можливості модернізації та розробки нових енергоощадних схемних рішень СКП відповідно до конкретних внутрішніх та зовнішніх параметрів повітря.

На часі є оптимізація роботи систем не тільки за ексергетичними, а також і за ексергоекономічними критеріями при виборі, наприклад, варіантів енергопостачання систем.

Вступ. Ексергетичний аналіз СКП широко застосовується при оцінці їх термодинамічної ефективності [1,2]. Для чисельної ексергетичної оцінки використовують безрозмірний показник - ексергетичний коефіцієнт корисної дії (ЕККД), який повною мірою характеризує термодинамічну ефективність системи. Однак ЕККД не завжди достатньо повно оцінює енергоощадність СКП, яка є достатньо вагомим фактором при оцінці енергоспоживання систем. Оцінка за показником ЕККД без урахування ступеню енергоощадності СКП не дає вичерпну повноту аналізу, при цьому не завжди коректно формулюються кінцеві висновки [3]. Крім того при ексергетичному аналізі не завжди достатньо обґрунтовано вибирають структуру СКП, що так само негативно впливає як на оцінку ефективності так і на можливість порівняння з іншими СКП в цілому та з аналогічними за функціональним призначенням компонентами в системах [1], [3]. Вказане не дозволяє в повній мірі використовувати широкі можливості ексергетичного аналізу і обмежує його розвиток на шляху удосконалення в напрямку економічної складової аналізу – ексергоекономіки.

Оцінка СКП за безрозмірним показником ЕККД дає коректну чисельну інформацію щодо ефективності системи в цілому і в класичному вигляді його визначають як [1]

$$\eta_E = \frac{E_{кор}}{E_{витр}} \quad (1)$$

де $E_{кор}$ та $E_{витр}$ – відповідно корисний ефект та витрати в одиницях ексергії.

При визначенні корисного ефекту від роботи СКП $E_{кор}$ різні автори користуються різними показниками. В роботі [1], наприклад, за корисний ефект приймають значення ексергії повітря на вході його в приміщення, що обслуговується, або на виході з кондиціонера. Там же пропонується приймати цю величину як ексергію потоку повітря на виході з системи. Це не зовсім коректно тому, що ексергія повітря на вході в приміщення, що обслуговується, не дає повної оцінки корисного ефекту від роботи СКП тому і не характеризує асиміляцію шкідливостей в приміщенні, яка і є корисним ефектом від роботи СКП згідно з її призначенням. Асиміляція шкідливостей характеризується різницею термодинамічних потенціалів повітря в приміщенні від припливного до видаляемого, а не тільки припливного.

В цій же роботі автори неоднозначно трактують визначення ЕККД і самокритично застерігають визначати його як відношення двох ексергетичних потоків – на виході та на вході з системи. Крім того в понятті система міститься обладнання центральної СКП, яке слугує тільки для підготовки повітря перед подачею його в приміщення і не враховується обладнання системи після приміщення, яке суттєво додає в загальне енергоспоживання. В результатах визначення ЕККД автори при порівнянні трьох різних за схемними рішеннями СКП отримують певні корисні результати, але з суттєвими розбіжностями

значень ЕККД і лише за умов однакових параметрів припливного повітря. Перелічені недоліки обмежують можливості ексергетичного аналізу СКП і не дають однозначної оцінки ексергетичної ефективності системи.

В роботах [4, 5] при визначенні ЕККД СКП автори так само формулюють корисний ефект від її роботи по різному - як кількість ексергії, що відводиться від повітря, яке обробляється в кондиціонері, або як потік ексергії, що виходить з кондиціонера. Таке подання корисного ефекту не враховує так само як і в вищенаведеній роботі ексергетичну оцінку комфортних умов в приміщеннях.

В роботі [6] на прикладі транспортного кондиціонера автори формулюють корисний ефект від його роботи, як кількість ексергії, що відводиться від повітря, яке обробляється в кондиціонері, тобто так само без урахування корисного ефекту від асиміляції шкідливостей.

В роботі [4] автори розраховують значення ексергетичного ККД спліт-систем кондиціонера Sanyo, користуючись розробленою ними поліноміальною залежністю, не розкриваючи суті поняття корисний ефект.

В роботі [7] дається порівняльний аналіз трьох різних схемних рішень СКП на співставленні ЕККД, який розраховують відносно обладнання СКП без урахування корисного ефекту від створення комфортних умов в приміщенні, що обслуговується, а тільки враховують залишкову ексергію повітря, що надходить в приміщення, яку приймають за корисну.

В останніх дослідженнях [8] автори визначають корисний ефект від роботи прямоотечійної СКП в чистому приміщенні як зменшення ексергії кондиціонованого повітря і визначають ЕККД за залежністю (1). Витрачену ексергію подано як суму витрат ексергії, що підводиться із зовнішніх джерел: електричну та теплову. Такий підхід до визначення ЕККД в СКП нам вбачається найбільш коректним з оглянутих, але він має певні обмеження.

Для більш коректної оцінки ЕККД СКП потрібне чітке виділення структури СКП з відповідними елементами та зв'язками між ними. Структура СКП повинна відповідати умовам, які закладено в класифікації технічних систем [1]. СКП будівель і споруд доцільно віднести до таких, які одночасно належать до першої і другої груп, тобто корисні ефекти виражені як в перетворенні речовини – потоку повітря в процесі обробки, так і в передачі цієї речовини від однієї підсистеми до іншої. Крім того в формуванні структури СКП потрібно забезпечити принцип функціональної єдності та зв'язку елементів системи. На рис.1. подано структуру СКП, побудовану за вказаними принципами. Система включає основні функціональні вузли: підготовки повітря 1,3 і споживання повітря 2 – приміщення, яке обслуговується СКП. Вузли підготовки повітря поділено на 1, який розташований перед приміщенням по ходу повітря і який слугує власно для підготовки повітря перед подачею в приміщення та 3, який відводить повітря від приміщення.

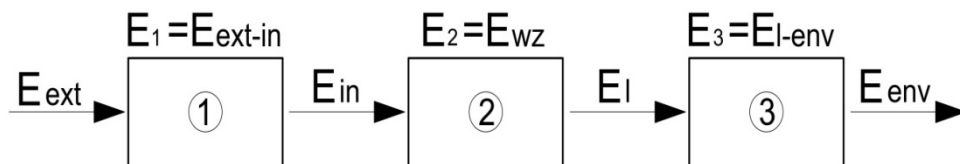


Рис.1. Структура СКП.

Відповідно до структури рівняння (1) в загальному вигляді можна записати

$$\eta_E = \frac{E_{кор}}{E_{вип}} = \frac{E_2}{E_1 + E_3} = \frac{E_{wz}}{E_{ext-in} + E_{l-env}}, \quad (2)$$

де E_{wz} , E_{ext-in} та E_{l-env} – відповідно корисна ексергія повітря та витрачена перед подачею в приміщення та після видалення з приміщення в СКП.

Корисну ексергію E_{wz} в приміщенні можна чітко визначити та підрахувати. Вона є різницею значень повної ексергії потоку вологого повітря від повітророзподільника до витяжної решітки

$$E_{wz} = \Delta E_{l-in} = E_l - E_{in}. \quad (3)$$

Такої самої думки і автори роботи [8].

Витрачена ексергія в вузлі 1 E_l являє собою суму витрат ексергії на обробку повітря в кожному елементі СКП перед подачею в приміщення. Відповідно до ексергетичної теорії [2], враховуючи втрати від незворотності процесів в елементах СКП, можна записати

$$E_l = E_{ext-in} = E^T_{ext-in} - E^D_{ext-in}, \quad (4)$$

де E^T_{ext-in} – підведена до вузла 1 ексергія від зовнішніх джерел, E^D_{ext-in} - втрати ексергії в вузлі 1.

Так само через підведену ексергію та втрати можна визначити витрачену ексергію в вузлі 3

$$E_3 = E_{l-env} = E^T_{l-env} - E^D_{l-env}, \quad (5)$$

де E^T_{l-env} – підведена до вузла 3 ексергія від зовнішніх джерел, E^D_{l-env} - втрати ексергії в вузлі 3.

Враховуючи наведені залежності (3),(4),(5), формулу (2) можна переписати

$$\eta_E^{net} = \frac{\Delta E_{l-in}}{(E^T_{ext-in} - E^D_{ext-in}) + (E^T_{l-env} - E^D_{l-env})} \quad (6)$$

Отримана залежність (6) цілком коректна для визначення ЕККД СКП, включає корисну ексергію, що в чисельнику та використану, що в знаменнику. Нею можна користуватись для аналізу ексергетичної ефективності процесів обробки повітря, але без урахування втрат підведеної ексергії. Витрати ексергії будуть відображати тільки внутрішні термодинамічні перетворення повітря в СКП, тобто зміну стану ексергії «нетто». Втрати ексергії E^D в даному випадку враховуються в цілому без поділення на «зовнішні» та «внутрішні».

Ексергетична ефективність СКП з урахуванням тільки підведеної ексергії від зовнішніх джерел в поточних позначеннях буде мати вигляд

$$\eta_E^{brt} = \frac{\Delta E_{wz}}{E_{ext-in}^T + E_{l-env}^T} \quad (7)$$

і буде характеризувати ЕККД СКП «брутто», тобто без урахування втрат в системі підведеної зовні ексєргії.

Ступінь енергоощадності СКП в цілому доцільно визначати через відношення витраченої ексєргії повітрям в обладнанні СКП до підведеної ексєргії з зовнішніх джерел

$$\eta_{es} = \frac{E_{ext-in} + E_{l-env}}{E_{ext-in}^T + E_{l-env}^T} \quad (8)$$

В ідеальному випадку, коли втрат підведеної ексєргії в обладнанні СКП не буде, ступінь енергоощадності буде дорівнювати одиниці $\eta_{es}=1$, а в усіх інших реальних випадках $\eta_{es} < 1$.

Абсолютне значення втрат повної ексєргії в СКП можна визначити із залежності

$$E^D = (E_{ext-in}^T + E_{l-env}^T) - (E_{ext-in} + E_{l-env}) = (E_{ext-in}^T - E_{ext-in}) + (E_{l-env}^T - E_{l-env}) \quad (9)$$

Оцінити енергоощадність СКП можна також відносною втратою ексєргії «нетто», яка дорівнює відношенню втрат повної ексєргії повітря до її витрат в системі

$$\Delta D^{net} = \frac{E^D}{E_{ext-in} + E_{l-env}} \quad (10)$$

і відносну втрату ексєргії «брутто», де втрати віднесено до підведеної до системи ексєргії

$$\Delta D^{brt} = \frac{E^D}{E_{ext-in}^T + E_{l-env}^T} \quad (11)$$

Втрати ексєргії в СКП, як відомо, поділяються на «внутрішні» та «зовнішні» [1,2]

$$E^D = E_{in}^D + E_{ext}^D \quad (12)$$

Для їх чисельної оцінки та аналізу можна користуватись загальним підходом, який наведено в [1,2], але з корегуванням відповідно до структури СКП.

Частка «внутрішніх втрат» (відносної деструкції) характеризує відносну недосконалість процесів в СКП з точки зору енергоощадності

$$\Delta D_{in} = \frac{E_{in}^D}{E_{ext-in} + E_{l-env}} \quad (13)$$

Висновки. Для можливості повноцінного ексєргетичного аналізу структуру СКП варто формувати за принципом поділу функціональних вузлів на такі, що підготовлюють повітря для споживання, та на такі, що його споживають. Функціональна єдність вузлів СКП повинна базуватись на послідовності обробки повітря як робочого тіла. Корисний ефект від роботи СКП варто оцінювати по різниці значень повної ексєргії припливного та видаляемого повітря. Термодинамічну досконалість СКП доцільно оцінювати ексєргетичним коефіцієнтом корисної дії та його модифікаціями «нетто» та «брутто». Оцінкою енергоощадності СКП можуть бути ступінь

енергоощадності, відносні втрати ексергії та відносне значення деструкції ексергії повітря.

Наведені залежності ексергетичних критеріїв для СКП будівель і споруд є коректними для визначення енергоощадності систем.

Література

1. *Бродянский В.М.*, Верховкер Г.П., Карчев Я.Я. и др. Эксергетические расчеты технических систем: Справ.пособие / Под ред. Долинского А.А., Бродянского В.М. АН УССР. Ин-т технической теплофизики.- Киев: Наук. Думка, 1991.- 360 с. – ISBN 5-12-0011397-X;
2. *Бродянский В.М.*, Фратшер В., Михалек К. Эксергетический метод и его приложения. Под ред. В.М.Бродянского.- М.: Энергоатомиздат, 1988.-288 с.-ISBN 5-283-00152-0;
3. *Тсатсаронис, Джордж.* Взаимодействие термодинамики и экономики для минимизации стоимости энергопреобразующей системы.-Одесса: Студия «Негоциант»,2002.-с.152;
4. *Лабай В.Й.* Вибір енергоощадних умов експлуатації діючих холодильних машин split-кондиціонерів / В.Й. Лабай, Й.С. Мисак // Теорія і практика будівництва : [збірник наукових праць] / відповідальний редактор З. Я. Бліхарський. - Л. : Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2011. - 271 с. : іл. - (Вісник / Національного університету "Львівська політехніка" ; № 697). - С.153-156;
5. *Вычужанин В.В.* Эксергетический метод анализа эффективности комплекса система комфортного кондиционирования воздуха//Сантехніка, опалювання, кондиціонування: мережевий журн. 2005. URL: <http://www.c-o-k.com.ua/content/view/72/> (дата звернення 15.11.2012);
6. *Набиулин Ф.А.*, Квят И.Д.. Анализ термодинамической эффективности кондиционеров воздуха. Ежемесячный теоретический и научно-практический журнал «Холодильная техника», М.: ВО «Агропромиздат», №7, 1989 г., 63 с.;
7. *Luigi Marletta.* Air Conditioning Systems from a 2nd Law Perspective // Entropy: мережевий журн. 2010. URL: [http:// www.mdpi.com/journal/entropy](http://www.mdpi.com/journal/entropy). p=860 (дата звернення 12.12.2011);
8. *Лабай В.Й.*, Гарасим Д.І. Стан і перспективи підвищення енергоефективності систем кондиціонування повітря чистих приміщень. Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 6. Відповідальний редактор П.М.Куліков.- КНУБА, 2014 р.-364 с.

Эксергетические критерии при оценке энергосбережения систем кондиционирования воздуха зданий и сооружений

А.В. Задоянный

Показаны возможности оценки энергосбережения системами кондиционирования воздуха зданий и сооружений с использованием эксергетических критериев. Проанализированы различные подходы в оценке показателей эксергетической эффективности систем кондиционирования воздуха, предложено оценивать энергоэффективность систем кондиционирования воздуха с помощью эксергетических коэффициентов полезного

действия «брутто» и «нетто». Предложено учитывать полезный эффект от работы систем кондиционирования воздуха как разность значений полной эксергии воздуха в помещении, а затраченную эксергию – как суммарные затраты полной эксергии в системе. Степень энергосбережения систем предлагается определять как отношение затраченной эксергии воздухом в оборудовании к подведенной эксергии из внешних источников, а относительное энергосбережение - как отношение потерь эксергии к ее расходу и различать относительные потери «нетто» и «брутто».

Ключевые слова: эксергетическая эффективность систем кондиционирования воздуха; эксергетический коэффициент полезного действия.

Exergetic criteria in assessing energy saving air-conditioning systems of buildings and structures

O. Zadoyanny

The possibilities of evaluation of energy saving air-conditioning systems of buildings and structures on Exergy criteria presented. Analyzed different approaches to assessing the performance of exergetic efficiency of air conditioning systems, proposed to estimate the energy efficiency of air conditioning systems using exergetic efficiencies "gross" and "net." Encouraged to consider the beneficial effect of air conditioning systems work as the difference values of the total exergy of the air, and spent exergy - as the total cost of full exergy in the system. Degree of energy saving systems is proposed to determine the ratio of exergy consumed in the air to let down Exergy equipment from external sources, and the relative efficiency - the ratio of exergy losses in its costs and differentiate the relative losses on a "net" and "gross".

Keywords: exergy efficiency of air conditioning systems; exergy efficiency.

Надійшла до редакції 27.05.2014 р.

УДК 697.92

Аналітичні дослідження повітряної струмини при витіканні з перфорованої поверхні

В.Б. Довгалюк¹, В. О. Мілейковський², Г. М. Клименко³

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, 228-01-70@ukr.net

²к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, v_mil@ukr.net

³асистент, Національний університет «Львівська політехніка», Україна, anett.lviv@gmail.com

Вказано на умови підтримання допустимих параметрів мікроклімату теплонапружених приміщень та необхідність застосування в них енергоефективних схем організації повітрообміну, серед яких витісняюча вентиляція. Проаналізовано недоліки повітророзподільних пристроїв систем витісняючої вентиляції. Запропоновано конструкцію малошвидкісного двокамерного панельно-секційного повітророзподільника, що дозволяє ефективно регулювати витрату повітря. Представлено схему течії, утвореної напівобмеженою турбулентною струминою, що витікає з перфорованої поверхні. Отримано характеристики ділянок струмини та визначено їхні параметри.

Ключові слова: повітрообмін; витісняюча вентиляція; повітророзподільник; струмина.

Вступ. Підвищення вимог [1,2] до енергоефективності систем вентиляції та кондиціонування повітря призводить до необхідності розробки теоретичних основ розрахунку вентиляційних струмин, які формують параметри повітряного середовища у приміщеннях. Одним з визначальних факторів, що впливає на енергоефективність систем вентиляції та кондиціонування повітря, є організація повітрообміну. Для теплонапружених приміщень невеликого об'єму зі щільним компонуванням обладнання найбільш доцільною є подача повітря до робочої зони з малими швидкостями і перепадами температур. Такий тип вентиляції отримав назву витісняючої [1,3,4]. Для забезпечення роботи такого виду вентиляції використовують спеціальні повітророзподільники [5]. Проте більшість з них не забезпечує достатній рівень регулювання характеру розвитку струмин, рівномірність розподілу статичних тисків за висотою повітророзподільників та рівень регулювання витрати. Зміна величини повітрообміну залежно від експлуатаційного режиму приміщення на кожний конкретний момент часу підвищує енергоефективність вентиляції. При використанні таких повітророзподільників знижується ефективність повітрообміну приміщення, що призводить до появи непровітрюваних зон.

Нами запропоновані малошвидкісні двокамерні повітророзподільники [6], що забезпечують рівномірність розподілу початкових швидкостей за висотою повітророзподільників та забезпечують достатній рівень регулювання характеру розвитку струмин. Крім цього ці повітророзподільники складаються з секцій, які можна окремо вимкнути, що дозволяє ефективно регулювати витрату повітря з

практично незмінною швидкістю виходу повітря. Це дозволяє підтримувати постійну далекобійність струмин та уникнути появи непровітрюваних зон.

Аналіз досліджень

Теорія вільних турбулентних струмин достатньо повно висвітлена в науковій літературі. Найбільш повне дослідження турбулентних вентиляційних припливних виконали Г.Н. Абрамович [7], В.М. Талієв [8] та ін. Професор А.Я. Ткачук [9], запропонував аналогію між турбулентним рухом та рухом ідеальної рідини (газу) в турбулентних примежових шарах. Він запропонував розділити струминний примежовий шар на дві частини: з опуклим та увігнутим профілями швидкостей. Експериментально встановлено, що поверхнею поділу двох підшарів є поверхня, що розділяє їх приблизно навпіл.

У роботі [10], розглядається можливість отримання закономірності розвитку струмини на підставі геометричного та кінематичного аналізу макроструктури струминних течій, що є продовженням роботи професора А.Я. Ткачука.

У роботі [6] представлений повітророзподільник має на виході перфоровану панель, яка створює окремі струминки, що взаємодіють між собою. Для забезпечення ефективної роботи повітророзподільника постає задача аналітичного опису повітряної струмини, що утворюється в результаті рівномірного розподілення повітря крізь з перфорованої поверхні. Це дозволить визначити параметри повітряної струмини.

Постановка питання

Для розробки нового способу подачі повітря необхідно проаналізувати усі три ділянки струмини, сформованої перфорованою панеллю. У даній роботі використані теорії Г.Н. Абрамовича [7] та Л.М. Дудінцева [11], які є загальноприйнятими.

Аналітичні дослідження

Розглянемо формування струмини та її характеристики. Струмина складається з трьох ділянок (рис.1).

Ділянка, яка розміщена між перерізами I-I та II-II, – це ділянка взаємодії. На ній взаємодіють окремі струминки до утворення суцільного потоку. Початкова ділянка розміщена між перерізами II-II і III-III. Ця ділянка містить ядро постійних швидкостей і температур 1. На ній відбувається формування струминного 2 та пристінного 3 примежових шарів, відповідно, біля вільної межі і поверхні настилення струмини. Від перерізу III-III починається основна ділянка.

Розглянемо ділянку взаємодії. Потік зі швидкістю v_1 у патрубку постійного перерізу перед перфорованою панеллю є рівномірним і спрямований перпендикулярно до площини перфорованої поверхні (рис.1).

У результаті аналітичних досліджень витікання повітряної струмини з перфорованої панелі, Л.М. Дудінцев [11] отримав параметри потоку, зокрема: швидкість потоку v_x , що підсмоктується біля першого ряду отворів, на відстані x від площини I-I; швидкість потоку v_2 , що підсмоктується перерізі I-I;

кількість потоку L_2 , що підсмоктується в перерізі I-I; витрату повітря в перерізі II-II L_3 .

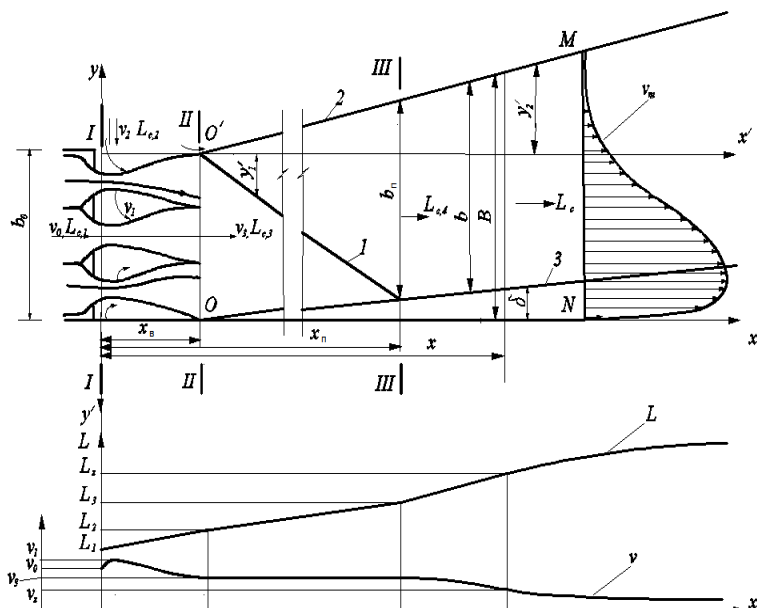


Рис.1. Схема течії при витіканні повітря із перфорованої поверхні біля підлоги:
1-ядро постійних швидкостей; 2-струминний примежовий шар; 3-присінний примежовий шар

Розглянемо ділянку взаємодії струминок (рис.1). Оскільки ця ділянка є достатньо короткою, технологічне обладнання знаходиться поза її зоною. Тому важливо розглянути лише перший перехідний переріз II-II з абсцисою x_B . Параметри потоку у цьому перерізі визначають подальший розвиток струмини. Глибина ділянки дорівнює висоті перфорованої панелі.

Після злиття струминок отримуємо струмину, аналогічну напівобмеженій струміні. Її глибина дорівнює висоті повітродозподільника. Початкова швидкість становить v_3 .

Вважаємо, що в початковому перерізі на вільній межі відбувається раптова зміна швидкості від v_0 до 0. Товщина струминного примежового шару дорівнює нулю. Приймаємо, що в цьому перерізі товщина пристінного примежового шару на підлозі також дорівнює нулю. Тобто примежові шари на обох межах струмини починають розвиватися в початковому перерізі II-II.

У перерізі III-III, де здійснюється злиття примежових шарів, закінчується початкова ділянка течії. Абсциса даного перерізу становить x_n , а довжина початкової ділянки дорівнює $x_n - x_B$. При цьому розподіл швидкостей у

пристінному примежовому шарі вважається таким, як і в турбулентному примежовому шарі при обтіканні пластини або в трубах і каналах.

У перерізі III-III починається основна ділянка струмини, в якій осьова швидкість V_m зменшується асимптотично від значення V_0 .

Для початкової ділянки I безрозмірні координати меж за даними [7]: $y'/b = 0,416$; $y'_2/b = -0,684$. Глибина струмини $b = 0,27\Delta x$.

Знайдемо координату x_n кінця початкової ділянки струмини. Довжина початкової ділянки струмини визначається з умови:

$$b_0 = \delta_n \cdot y'_{1n}, \quad (1)$$

де δ_n, y'_{1n} - відповідно значення товщини пристінного примежового шару на стінці і ордината внутрішньої межі зони змішування наприкінці початкової ділянки. З рівняння (1) з використанням даних [7] безрозмірна абсциса початкового перерізу:

$$x_1/b_0 = 1/(\delta_1/(x_1 - x_a) \pm 0,27 \cdot 0,416); \delta_1/(x_1 - x_a) = 0,37/\text{Re}_{x_1}^{0,2}, \quad (2)$$

де $\text{Re}_{x_n} = v_0 x_0 / \nu$ число Рейнольдса.

З рівнянь 2 маємо:

$$x_n = x_b + b_0 / (0,37(v_0(x_n - x_b)/\nu)^{-0,2} \pm 0,27 \cdot 0,416) \quad (3)$$

Розглянемо характерні особливості основної ділянки струмини. Вважаємо, що профіль швидкості в основній ділянці складається із відрізків профілів струминного та пристінного примежових шарів. Спряження цих профілів здійснюється на межі пристінного примежового шару при $y = \delta$. Цією межею є поверхня максимальних швидкостей (рис.1), де швидкість дорівнює максимальній V_m у кожному перерізі основної ділянки. Залежність швидкості наростання товщини струминного примежового шару згідно з роботою [7]:

$$db/dx = 0,22; \delta/b = 0,1 \quad (4)$$

Таким чином, загальна глибина струмини

$$B = b + \delta = 1,1b = 1,1(b_n + 0,22(x - x_n)). \quad (5)$$

Тоді отримаємо:

$$\tilde{v}_m \delta \int_0^x (d\tilde{v}/dx) d\tilde{y} + b \int_\delta^{b+\delta} (d\tilde{v}^2/dx) d\xi = 0, \quad (6)$$

де $\tilde{v} = v/v_0$ - відносна швидкість, $\xi = (y - \delta)/b$ - відносна ордината в межах струминного шару.

Приймаємо закон розподілу швидкості в межах пристінного примежового шару: $\tilde{v} = \tilde{v}_m (\bar{y})^{1/7}$, а в струминному примежовому шарі:

$$\tilde{v} = \tilde{v}_m (1 - \xi^{3/2})^2. \quad (7)$$

Після перетворень отримаємо диференціальне рівняння, що пов'язує параметри \tilde{v}_m , b і δ :

$$7/8[\tilde{v}'_m \delta + \tilde{v}_m \delta'] + 0,632\tilde{v}'_m b + 0,312\tilde{v}_m b' = 0. \quad (8)$$

Розв'язуємо сумісно рівняння (5), (6), та отримаємо залежності, що пов'язують безрозмірну швидкість \tilde{v}_m з безрозмірними товщиною струмини $\tilde{b} = b/b_n$ і координати \bar{x} :

$$\tilde{b} = 1/\tilde{v}_m^{1,8}, \quad \bar{x} - \bar{x}_n = \bar{b}_n[(1/\tilde{v}_m^{1,8}) - 1]/0,22; \quad b/b_n = 1/(v_m/v_o)^{1,8} \quad (9)$$

Витрата в перерізі II-II визначається за формулою: $L_3 = L_1 + L_2$.

Витрата підтікання залежить від швидкості підтікання v_2 .

Для визначення витрати повітря L_3 слід знайти витрату підтікання L_2 за рівністю [11]:

$$L_2 = 2l \int_0^h v_x dx = 2v_2 hl \int_0^1 \sqrt{1-\xi} d\xi = 3,03l^2 v_2, \quad (10)$$

За формулами (2) товщина струминного примежового шару початкової ділянки змінюється лінійно. Максимальна швидкість на початковій ділянці не змінюється. Товщина пристінного примежового шару змінюється приблизно лінійно. Товщина ядра спадає також приблизно лінійно, тому з достатньою для інженерних розрахунків точністю можна вважати, що витрата на початковій ділянці зростає лінійно.

Таким чином, достатньо визначити витрату повітря на початку L_3 і наприкінці потоку L_4 .

Товщина перехідного перерізу \bar{b}_e за [11] становить $\bar{b}_e = b_e/b_o = 2,48$. Ширина струмини $B_n = 1,1 \cdot 2,48B_o = 2,728B_o$.

Оскільки ширина пристінного примежового шару дорівнює 10 відсотків ширини струмини, то маємо: $\delta_n = b = 0,27b_o$; $x = x_n$; $L = L_4$:

$$L = L_3 + (L_4 - L_3)((x - x_m)/x_e - x_m). \quad (11)$$

Максимальна швидкість у другому перехідному перерізі дорівнює початковій V_o .

За результатами підрахунків коефіцієнта поля швидкості відповідно до формул роботи [7] маємо $k_{\text{пш}} = 0,489$. Тоді витрата в перехідному перерізі дорівнює:

$$L_{c4} = v_o B_n k_{\text{пш}} = v_o 2,728B_o 0,489 = 1,334v_o B_o = 1,334L_{c,3}. \quad (12)$$

Визначаємо швидкість та витрату повітря у довільному перерізі основної ділянки: $\tilde{b} = 0,22((x - x_n)/b_n) + 1$. З урахуванням (7),

$$0,22((x - x_n)/b_n) + 1 = 1/\tilde{v}_m^{1,8} \quad (13)$$

Після перетворень маємо:

$$\tilde{v}_m = 1/\tilde{b}^{0,556} \quad (14)$$

Знаходимо витрату: $L/L_4 = v/v_n = B/B_n = \tilde{b}\tilde{v}$; $L = L_4\tilde{b}\tilde{v}$.

Згідно з [6],

$$L = L_4\tilde{b}/\tilde{b}^{0,556} = L_4\tilde{b}^{0,444} \quad (15)$$

Характер зміни швидкості та витрати за отриманими залежностями (8...12) показано на рис.1. Ці залежності дозволяють розрахувати струмину для конкретних значень.

Висновки. Запропоновано нову схему течії, утвореної напівобмеженою турбулентною струминою при витіканні повітря із перфорованої поверхні.

У результаті аналітичних досліджень отримано залежності, що дозволяють визначити швидкість та витрату повітря у початковій, перехідній та основній ділянці струмини.

Література

1. ДБН-В.2.5.-67:2013. Опалення, вентиляція та кондиціонування повітря. Видання офіційне. Київ 2013. 141с.
2. Standard ASHRAE 62.1-2013. - Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality (ANSI Approved),2004.53р.
3. Живов А.М., P.V. Nielsen, G. Riskovski, Шилькрот Е.О. Системы вытесняющей вентиляции для промышленных зданий. Типы область применения, принципы проектирования, „АВОК”, 2001/№5, С. 36-46.
4. Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О., Клименко Г.М. Аналітичні дослідження застосування витискальної вентиляції у теплонапружених приміщеннях. // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: Науково-техн. збірник.-Вип.6.-К.: КНУБА, 2014. С.81-85.
5. Жуковський С.С., Клименко Г.М. Конструкційні особливості джерельних (фільтраційних) повітророзподільників і пропозиції щодо їх удосконалення. Науковий вісник. Збірник науково-технічних праць.-Львів: НЛТУУ.-2007, вип.17.6, С. 101-106.
6. Жуковський С.С., Довбуш О.М., Клименко Г.М. Повітророзподільник. Патент України № 19497. від 15.12. 20006, Бюл. № 1.
7. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй.-М.: Физматгиз,1960.-715с.
8. Ташев В.Н. Аэродинамика вентиляции. – М.: Стройиздат, 1979. – 295 с.
9. Ткачук А.Я. Розрахункова модель усередненого руху // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Науково-техн. збірник.-Вип.2.-К.: КНУБА, 2001. С.27-49.
10. Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О. Аналітичні дослідження макроструктури струминних течій для розрахунку енергоефективних систем повітророзподілення Науково-технічний збірник «Енергоефективність в будівництві та архітектурі». Випуск 4. Відповідальний редактор П.М. Куліков. – К.: КНУБА, 2013 р. – 328 с, С.73-81.
11. Дудинцев Л.М. Истечение воздуха из перфорированой пластинки. Труды всесоюзной межвузовской научной конференции. Минск, 1967. С.313-317.

Аналитические исследования воздушной струи при истечении с перфорированной поверхности

В.Б. Довгалюк, В.А. Милейковский, А.Н. Клименко

Указаны условия поддержания допустимых параметров микроклимата теплонпряженных помещений и необходимость применения в них энергоэффективных схем организации воздухообмена, среди которых вытесняющая вентиляция. Проанализированы недостатки воздухораспределительных устройств систем вытесняющей вентиляции. Предложена конструкция низкоскоростного двухкамерного панельно – секционного воздухораспределителя, что позволяет эффективно регулировать расход воздуха. Представлена схема течения, образования полуграниченной турбулентной струей, вытекающей из перфорированной поверхности. Получены характеристики участков струи и определены их параметры .

Ключевые слова: воздухообмен; вытесняющая вентиляция; воздухораспределитель, струя.

Analytical research of the air jet flowing out of a perforated surface

V. Dovhaluk, V. Mileikovskiy, G. Klymenko.

Conditions of valid microclimate parameters maintaining in high-heat rooms are highlighted in the article as well as the necessity to apply in such rooms energy-efficient air exchange organization schemes including displacement ventilation. The drawbacks of air-distributors for displacement ventilation systems are analyzed. The construction of a low-velocity two-chamber panel-sectional air distributor that allows effective air flow control is suggested. A diagram of the flow formed by a half-restricted turbulent jet flowing out from a perforated surface is presented. The description of jet regions has been obtained and their parameters has been defined.

Keywords: ventilation; displacement ventilation; air diffuser; jet.

Надійшла до редакції 11.06.2014 р.

УДК 697.92

Геометричний аналіз розширення примежового шару між супутніми та зустрічними потоками

О.М. Гумен¹, В.Б. Довгалюк², В.О. Мілейковський³

¹докт. техн. наук, доцент, Національний технічний університет України “Київський політехнічний інститут”, gumens@ukr.net.

²канд. техн. наук, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, 2280170@ukr.net.

³канд. техн. наук, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, v_mil@ukr.net.

Розглянуто геометричний підхід до визначення закономірностей розширення примежового шару між супутніми та зустрічними потоками на базі підходу професора А.Я. Ткачука. Показано хороший збіг отриманих результатів з відомими теоретичними та дослідними даними.

Ключові слова: турбулентний примежовий шар; супутні потоки; зустрічні потоки; клуби.

Вступ. Для вентиляції приміщень використовуються струминні течії різних видів: вільні, обмежені, напівобмежені (які насталяються на поверхні різної форми), такі, що взаємодіють, тощо. Якщо струмина випущена з рівномірним профілем швидкості у супутній потік, то на її початковій ділянці відбувається взаємодія потоку ядра з навколишнім середовищем. На межі ядра струмини формується струминний примежовий шар, який розширюється за рахунок споживання повітря ядра та ежекції з навколишнього середовища.

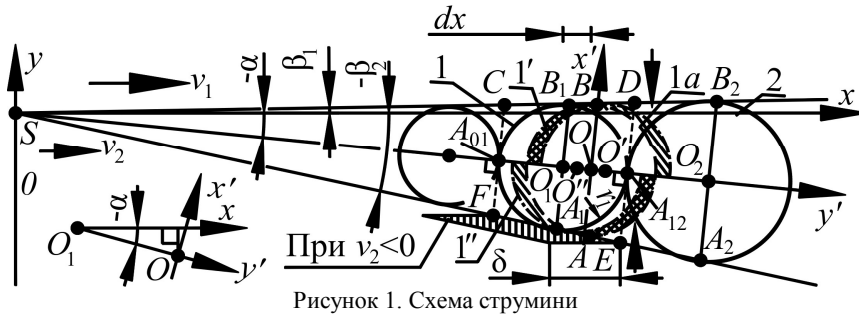
Розширення примежового шару прийнято розглядати як результат дії турбулентних пульсацій у ядрі струмини та у навколишньому середовищі (при розвитку струмини в потоку). У такому контексті при теоретичному описі розширення струмини обов'язково використовуються дослідні коефіцієнти. Це призводить до потреби у складних експериментальних дослідженнях.

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, а роль «особливостей» грають дрібні вихрові течії. Таким чином можливо безпосередньо описувати дію вихорів замість використання додаткових понять. Продовженням цих досліджень є підхід до наближеного аналітичного опису струминних течій, що передбачає розгляд примежових шарів з великомасштабною вихровою структурою як сукупність великомасштабних вихорів – клубів.

1. Геометричний аналіз вільного примежового шару між потоками

Розглянемо примежовий шар, який утворюється між необмеженими потоками 1 та 2, що рухаються в одному або протилежних напрямках (рисунок

1). Швидкість потоку 1 не менша за швидкість потоку 2. Виділимо два сусідніх клуби 1 і 2 з центрами O_1 і O_2 . Спрямуємо вісь x крізь початок розвитку примежового шару S у напрямку потоку 1.



Початок осі $x = 0$ відповідатиме початку розвитку примежового шару S , що збігається з випуском потоку 1. Введемо вісь y перпендикулярно до осі x у напрямку від потоку 2 до потоку 1. Проекції швидкостей на вісь x позначимо v_1 та v_2 , причому $|v_1| \geq |v_2|$. При $v_1 = 0$ $v_2 = 0$, тобто потоків немає. Тому у подальших викладках приймаємо $v_1 > 0$. Розширення примежового шару вважаємо лінійним.

Крізь центри клубів O_1 та O_2 проведемо діаметри A_1B_1 та A_2B_2 перпендикулярно до відрізка O_1O_2 таким чином, щоб точки A_1 та A_2 були розташовані з боку потоку 2. З подібності ΔB_1SO_1 та ΔB_2SO_2 та будь-якого аналогічного трикутника маємо лінійне зростання радіуса клубу r_i від абсциси центра кола x_{O_i} з коефіцієнтом пропорційності θ :

$$r = \theta x. \tag{1}$$

За час $d\tau$ клуб 1 займе положення 1а. Його радіус становитиме r . Центром його слугуватиме точка O з абсцисою x . Точки A_1 та B_1 перемістяться у точки A та B . Напрямок руху центру клубів позначимо y' , а вісь, перпендикулярну йому у точці O , спрямовану до потоку 1 назовемо x' . Кут між осями x та x' позначимо α . Позитивний напрямку кута α відповідає напрямку руху осі клубів від потоку 1 до потоку 2. Але, як показують дослідження [2], для примежових шарів більш характерні від'ємні кути α , показані на рисунку 1. Якщо клуб котиться потоками, то його вісь рухається з компонентою швидкості у напрямку осі x :

$$v_x = dx / d\tau = (v_1 + v_2) / 2. \tag{2}$$

За час $d\tau$ центр клубу зсунеться вздовж осі x на відстань:

$$dx = (v_1 + v_2) d\tau / 2. \tag{3}$$

Точку умовного торкання клубів 1 та 2 позначимо A_{12} .

Прийемо концентричний клубу 1 контур радіусом r . Надамо частині цього контуру у потоку 1 руху вздовж осі y' зі швидкістю в напрямку осі x , що дорівнює v_1 . Тоді частина контуру зміститься у положення 1' з центром O' . За час $d\tau$ центр контура опиниться на відстані $dx_{O'} = v_1 d\tau$ вздовж осі x від центра O . Відстань між точками O та O' вздовж осі x з урахуванням рівняння (3) $\Delta = v_1 d\tau - 0,5 (v_1 + v_2) d\tau$. Після перетворень:

$$\Delta = (v_1 - v_2) d\tau / 2. \tag{4}$$

Аналогічно частина вихідного контуру у потоку 2 змістилася би у положення 1'' з центром O''. Ці умовні кінцеві положення контурів позначені штрих-пунктиром. За час dt центр контура опиниться на відстані $dx_{O'} = v_2 dt$ вздовж осі x . Відстань між точками O та O'' вздовж осі x з урахуванням рівняння (3) після перетворень відповідатиме рівнянню (4). Рівняння кіл та координати центрів наведені у таблиці 1.

Таблиця 1

Рівняння кіл

Лінія	Рівняння кола y'	Радіус	Координата центра y'
1	$\pm \sqrt{(r - dr)^2 - x'^2} - (v_1 + v_2)dt / (2\cos(\alpha))$	$r - dr$	$-(v_1 + v_2)dt / (2\cos(\alpha))$
1a	$\pm (r^2 - x'^2)^{1/2}$	r	0
1'	$\pm \sqrt{r^2 - x'^2} + \Delta$	r	Δ
1''	$\pm \sqrt{r^2 - x'^2} - \Delta$	r	$-\Delta$

У криволінійних трикутниках $A_1A_{12}A_2$ та $B_1A_{12}B_2$ відбувається лише підтікання до примежового шару в напрямку, перпендикулярному до осі x [3], зі збереженням відповідних проєкцій швидкостей v_1 та v_2 на вісь x . А це можливе лише якщо як мінімум усе середовище заштрихованих сіткою криволінійних фігур між новим положенням клубу 1a та лініями 1' і 1'' буде використано струминою або виштовхнуто у потік 2 при зустрічному русі. Якщо використано менше, то клуб 1 буде або створювати рух у напрямку осі x , або виштовхувати середовище з примежового шару, що суперечить фізичному змісту задачі.

З протилежного боку від клубу 1 утворюються рівновеликі фігури, які заштриховані косими лініями. Ці фігури мають наповнитися за рахунок підтікання середовища. Це підтікання може здійснюватися з двох боків: з боку зовнішньої межі та з боку суміжного міжклубного примежового шару. Примикання клубів є ідеалізацією. Насправді між ними є відстань з інтенсивним вихровим рухом.

Якщо клуб збільшує радіус r_1 лінійно відносно x , а швидкість руху клубу є незмінною за формулою (2), то нескінченно малі величини dt , dr_1 та dy'_1 мають один порядок малості, як і довжина відрізка $O_1O'_1$ $dy_1 = v_k dt / \cos(\alpha)$.

Площа заштрихованих фігур у потоку 1 та 2 визначаються інтегруванням. З урахуванням формули (1):

$$dA_1 = dA_2 = r (v_1 - v_2) dt / (2\cos(\alpha)) = \theta x (v_1 - v_2) dt / (2\cos(\alpha)). \quad (5)$$

Частка $(1 - k)$ цієї площі йде на компенсацію нестачі середовища аналогічної зони, що утворилася за попереднім клубом з іншого боку осі y' . Таке перетікання спонукається інтенсивним циркуляційним рухом між клубами. Цей рух за теорією А.Я. Ткачука продукується на поверхні клубів, яка є поверхнею тангенціального розриву швидкості. Інша частка (k) цієї площі йде на зростання

площі клуба 1 та прилеглих до нього частин міжклубних примежових шарів, що разом утворюють рівнобічну трапецію $CDEF$, $CF \parallel DE \perp y'$. CF та DE – дотичні до клубів у точках їхнього умовного торкання A_{01} та A_{12} . Оскільки x відрізняється від x_1 на нескінченно малу величину, то заміна x_1 на x є допустимою. Висота трапеції – це діаметр клуба 1 $|A_{01}A_{12}| = 2r = 2\theta x$. Середньою лінією є діаметр $A_1B_1 = 2r = 2\theta x$. Площа трапеції є добутком довжин середньої лінії та висоти. З урахуванням формули (1):

$$A = 4r^2 = 4\theta^2 x^2. \quad (6)$$

Диференціал площі (6):

$$dA = 8\theta^2 x dx. \quad (7)$$

Якщо $v_2 < 0$, то на межі потоку 2 проекція швидкості на вісь x дорівнює v_2 і спрямована на відсмоктування з потоку. Останній додатково втрачає своє середовище через зворотний рух потоку 2. Надамо відрізку EF руху зі швидкістю v_2 . Тоді отримаємо паралелограм (заштрихований вертикально) зі стороною в напрямку швидкості v_2 завдовжки $\delta = v_2 dt$. Гострий кут паралелограма становить мінус β_2 . З трапеції $A_{01}A_{12}EF$, у якій кут між відрізками $A_{01}A_{12}$ та EF становить $\alpha - \beta_2$, маємо $EF = |A_{01}A_{12}| / \cos(\alpha - \beta_2)$. Таким чином, площа паралелограма при $v_2 < 0$ становить:

$$dA_3 = |EF| \delta \sin(-\beta_2) = 2\theta x v_2 \sin(\beta_2) dt / \cos(\alpha - \beta_2). \quad (8)$$

Якщо $v_2 \geq 0$, то на межі потоку 2 проекція швидкості на вісь x не спонукає відсмоктування потоку, що еквівалентно $dA_3 = 0$.

Рівняння балансу на один метр примежового шару:

$$dA = (dA_1 + dA_2)k - \{dA_3\}. \quad (9)$$

Член цього і усіх подальших рівнянь у фігурних дужках приймається лише при $v_2 < 0$. При $v_2 \geq 0$ цей член дорівнює нулю.

На самому початку сильно турбулізованих потоків замість знаку рівності слід ставити “більше або дорівнює”. Але для потоків без сильної попередньої турбулізації відсутні причини підсиленого споживання навколишнього потоку. Для таких потоків має діяти принцип мінімального споживання для підтримання макроструктури.

Повний кут розширення примежового шару з урахуванням формули (1):

$$\angle A_1SB_1 = 2 \arctg(r / y') = 2 \arctg(r \cos(\alpha) / x) = 2 \arctg(\theta \cos(\alpha)). \quad (10)$$

Кути розширення кожної межі примежового шару:

$$\beta_i = \pm (0,5 \angle A_1SB_1 \pm \alpha) = \pm \arctg(\theta \cos(\alpha)) + \alpha. \quad (11)$$

У цьому виразі та надалі $i = 1, 2$, верхні знаки відповідають межі з потоком 1, а нижні – з потоком 2. Знак \pm перед виразом показує, що при малих модулях кута α потік 1 розширюється у напрямку осі y , а потік 2 – у протилежному.

Підставляємо формули (2), (5), (7) і (8) до рівняння (9). При $x_1 > 0$ маємо:

$$\theta = \frac{\frac{k}{4}(1 - (v_2/v_1)) - \left\{ \frac{\Theta_2(v_2/v_1)}{1 + \Theta_2\Theta_0} \right\}}{1 + (v_2/v_1)} \sqrt{1 + \Theta_0^2} \approx \frac{\frac{k}{4}(1 - (v_2/v_1)) - \left\{ \frac{\Theta_2(v_2/v_1)}{1 + \Theta_2\Theta_0} \right\}}{1 + (v_2/v_1)} \quad (12)$$

де $\Theta_0 = \text{tg}(\alpha)$, $\Theta_i = \text{tg}(\beta_i)$, $i = 1, 2$.

Для довільного перерізу, перпендикулярного до осі x , значення ординат меж $y_i = x \text{tg}(\beta_i)$. З урахуванням рівнянь (11) і (12):

$$\frac{y_i}{x} = \Theta_i = \frac{\Theta_0 \pm \Xi}{1 \mp \Xi \Theta_0}; \quad \Xi = \frac{\theta}{\sqrt{1 + \Theta_0^2}} = \frac{\frac{k}{4}(1 - (v_2/v_1)) - \left\{ \frac{\Theta_2(v_2/v_1)}{1 + \Theta_2 \Theta_0} \right\}}{1 + (v_2/v_1)} \approx \theta. \quad (13)$$

З рівнянь (13) зв'язок між тангенсами кутів:

$$\Theta_1 + \Theta_2 = 2 \Theta_0 / (1 - \Theta_0^2). \quad (14)$$

Для визначення кута α слід використати рівняння кількості руху в проекціях на вісь y . Однак за схемою на рисунку 1 потік є змінним у часі. Підтікання потоку є нерівномірним. При русі клубів у часі рухається і нерівномірний профіль швидкості підтікання (але він залишається собі подібним і є подібним з боку обох потоків). Тому виникають труднощі запису рівняння кількості руху, що відповідає усталеним течіям. У такому разі достатню точність дає заміна потоку з великомасштабною структурою на усталений рух з усередненими характеристиками [2]. Усереднення профілю швидкості було виконано у роботі [4]:

$$\bar{v}(y) = (v - v_e) / \Delta v = \text{sgn}(y) \left(1 - \left(1 - |y| \right)^{3/2} \right), \quad (15)$$

де безрозмірна ордината $\bar{y} = y/r$, а різниця між швидкістю клуба і кожного потоку: $\Delta v = (v_1 - v_2) / 2$.

Витрата кожної половини потоку визначається інтегруванням профілю в межах від мінус одиниці до нуля (потік 2) або від нуля до одиниці (потік 1):

$$L_{\ell, i} = (0,8v_i + 0,2 v_{3-i}) r = (0,8v_i + 0,2 v_{3-i}) \theta x. \quad (16)$$

Ежектована витрата середовища дорівнює приросту витрати за рівнянням (16). З іншого боку ежектований потік може бути розкладений на дві складові у напрямку осей x (швидкість v_i) та y (швидкість $v_{y,i}$)

$$dL_{\ell, e, i} = dL_{\ell, i} = (0,8v_i + 0,2 v_{3-i}) \theta dx = \pm (v_i dy_i - v_{y,i} dx) = \pm (v_i \Theta_i - v_{y,i}) dx. \quad (17)$$

Знаки показують, що витрата струмینی зростає, коли $v_{y,1} < 0$, $v_{y,2} > 0$, $\beta_1 > 0$, $\beta_2 < 0$. З рівняння (17) відносна швидкість:

$$v_{y,i} / v_1 = (v_i / v_1) \Theta_i \mp (0,8(v_i / v_1) + 0,2(v_{3-i} / v_1)) \theta \quad (18)$$

та відносна витрата підтікання

$$L_{\ell, \hat{a}i} / (v_1 x) = (0,8(v_i / v_1) + 0,2(v_{3-i} / v_1)) \theta. \quad (19)$$

Швидкість та відносна витрата за рівняннями (18) і (19) не залежать від x . Проекція кількості руху на вісь y потоку, що втікає протягом нескінченно малої ділянки dx : $dI_i = \rho_i v_{y,i} dL_{\ell, e, i}$.

Відносна проекція кількості руху на вісь y потоку, що втікає протягом нескінченно малої ділянки dx :

$$dI_i / (v_1^2 dx) = \rho_i (v_{y,i} / v_1) dL_{\ell, e, i} / (v_1 dx). \quad (20)$$

Якщо обидва потоки необмежені, то справедливе рівняння рівноваги примежового шару $I_1 + I_2 = 0$. З урахуванням рівняння (20):

$$\frac{dI_1}{v_1^2 dx} = \rho_1 (v_{y,1}/v_1) \frac{dL_{\ell,e,1}}{v_1 dx} = - \frac{dI_2}{v_1^2 dx} = - \rho_2 (v_{y,2}/v_1) \frac{dL_{\ell,e,2}}{v_1 dx} \quad (21)$$

Підставляємо формули (18) і (19) до рівняння (21). Після перетворень при $-1 \leq v_2/v_1 \leq 1$ маємо:

$$\left(5\Theta_1 - \left(4 + \frac{v_2}{v_1} \right) \theta \right) \left(4 + \frac{v_2}{v_1} \right) + \frac{\rho_2}{\rho_1} \left(5 \frac{v_2}{v_1} \Theta_2 + \left(4 \frac{v_2}{v_1} + 1 \right) \theta \right) \left(4 \frac{v_2}{v_1} + 1 \right) = 0. \quad (22)$$

Рівняння (13) (при $i = 1, 2$) і (22) утворюють систему трьох рівнянь з трьома невідомими, з якої чисельними методами підраховуються значення Θ_0 , Θ_1 і Θ_2 . Для цього слід визначити коефіцієнт k , що буде виконано у наступному розділі. При $v_1 = -v_2$ система рівнянь призводить до невизначеності. Тому при $v_1/v_2 = -1$ результат інтерпертується як границя при $v_1/v_2 \rightarrow -1$. Він апроксимується заміною мінус одиниці послідовністю близьких значень, що прямує до мінус одиниці.

2. Обмежений та напівобмежений примежові шари між потоками

Розглянемо примежовий шар, який утворюється між потоками 1 та 2, що рухаються в одному або протилежних напрямках у обмеженому просторі (труба, канал). Прикладом таких потоків є нижня підводка опалювального приладу однотрубною системою опалення при перекритій верхній підводці. Природний тиск спонукає рух теплоносія верхньою частиною підводки до опалювального приладу та нижньою частиною – з опалювального приладу.

На початку примежовий шар нескінченно тонкий, тому незрівнянно малий порівняно розмірами доступного потокам простору. Тому його можна розраховувати як вільний. Однак, у процесі розширення він займає все більше місця. У кінцевому підсумку настане рівновага, коли він надалі розширюватися не може. Тому $\theta = 0$ або у формулі (12) $k = 0$. Таким чином, сам примежовий шар стає обмеженим у просторі. Клуби будуть ежектувати та віддавати однакову кількість середовища, що призведе до інтенсивного тепломасообміну. Вони будуть виконувати роль своєрідних барабанних теплообмінників.

Розглянемо інший випадок примежового шару. Один з потоків нічим не обмежений. Інший потік з протилежного (від примежового шару) боку обмежений твердим тілом, певним третім потоком тощо. Це – напівобмежений примежовий шар між потоками. Коли настане рівновага, то клуб не зможе ежектувати середовище з обмеженого потоку, як у обмеженого примежового шару. Тому одна з площ dA_1 або dA_2 не буде враховуватися, а потреби у середовищі для розвитку примежового шару будуть покриватися за рахунок вільного потоку. Відповідну площу позначимо dA_e , що повинна визначатися за формулою (5). Проводимо ті ж викладки і одержимо рівняння (9) у формі:

$$dA = dA_e - \{dA_3\}. \quad (23)$$

Оскільки $dA_1 = dA_2$, то рівняння (23) еквівалентне (9) при $k = 1/2$. Прикладом є два струминних примезових шари початкової ділянки вільної плоскої струмини з початковим рівномірним профілем швидкості. Вільний потік – це навколишнє середовище, обмежений – ядро постійних швидкостей. На початку струмини примезові шари є незрівнянно тонкими у порівнянні з розмірами патрубку. Тому шари поводить себе як вільні. Далі вони розширюється – і кожен шар все більше і більше обмежує ядро постійних швидкостей. При певній ширині ядра обидва шари стають напівобмеженими. Але, як відомо, лінійний характер розширення примезових шарів зберігається протягом усієї початкової ділянки. Отже, і для вільних примезових шарів $k = 1/2$. Результати розрахунку показують для супутніх потоків добрий збіг з теорією Г.Н. Абрамовича [2] і кращий збіг з дослідними даними Г.Н. Абрамовича та Ф.М. Вафіна [2] для зустрічних потоків. Ці дослідні дані показують, що розширення струмини уповільнюється на 11...12% при зміні v_2/v_1 від мінус 0,2...0,3 до нуля. Для порівняння, при зміні v_2/v_1 від нуля до 0,3 уповільнення за даними розрахунків становить 46%, а за теоретичними даними [2] – 51%. Це уповільнення значно більш слабке для зустрічних потоків, ніж у супутніх потоках, але воно існує, що відповідає розрахунковим даним.

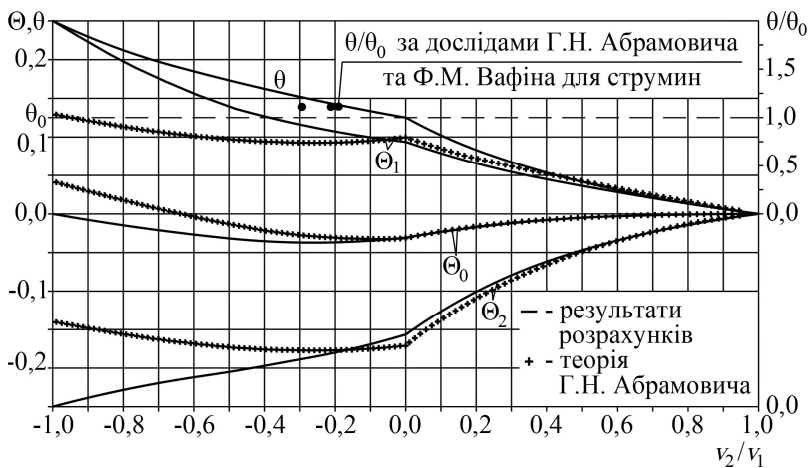


Рис. 2. Розширення примезового шару за даними розрахунків та [2]

3. Проблеми експериментальних досліджень зустрічних потоків

Примезовий шар між супутніми потоками може бути нескінченним, оскільки джерела потоків розташовані з одного боку. Поняття нескінченного вільного примезового шару між зустрічними потоками є умовним. Джерела потоків знаходяться на певній скінченній відстані. Наприкінці примезового шару відбувається його взаємодія безпосередньо з джерелом потоку 2. Це призводить до зриву примезового шару, утворення циркуляційних зон або сумарного потоку, спрямованого під кутом до потоку 1. Примезовий шар при цьому опиняється у гідравлічній (аеродинамічній) тіні поза такими зонами або

потоками, що істотно впливає на нього. За даними моделювання у k - ϵ моделі турбулентних потоків такі явища значно інтенсифікуються при $v_2/v_1 \leq -0,3$. Експериментальні дослідження [1] виконані лише при $v_2/v_1 > -0,25$. У інших випадках біля примежового шару $v_2 \approx 0$. Якщо умовно розташувати джерела на нескінченній відстані, то примежовий шар біля джерела 2 матиме нескінченну ширину, що не покращить ситуацію. Тому розбіжності різних теоретичних даних можуть бути пояснені неможливістю сформулювати точні припущення.

Значно краще досліджено напівобмежений примежовий шар між потоками, роль одного з яких виконує початкова ділянка струмини. Цей шар було розглянуто у наступних роботах.

Висновки. Запропоновано схему макроструктури турбулентного примежового шару між супутніми і зустрічними потоками. Її геометричний та кінематичний аналіз дозволив отримати залежності для визначення кутів розширення примежового шару. Показано добрий збіг отриманих даних з відомими теоретичними (для супутніх потоків) та експериментальними (для зустрічних потоків), що означає можливість використання висловлених припущень.

Література

1. Ткачук А.Я., Довгалюк В.Б. Аеродинаміка вентиляції: Навчальний посібник. – ІВНВКП «Укреліотех», 2009. – 376 с.
2. Абрамович Г.Н. Теория турбулентных струй. М.: Гос. изд-во физ.-мат. лит., 1960. - 716 с.
3. Мілейковський В.О. Геометричне обґрунтування профілю швидкості в струминних примежових шарах // Будівництво України. №1 2010 р. - С.17-20.
4. Гумен О.М., Мілейковський В.О. Геометричне обґрунтування профілю швидкості примежового шару між супутніми або зустрічними потоками // Гідраліка і гідротехніка: Науково-технічний збірник. Вип. 66.– К.: НТУ, 2012.– С. 11-18.
5. 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. – С.190-196
6. Талиев В.Н. Аеродинамика вентиляции. Учеб. Пособие для вузов.- М.:Стройиздат. 1979.-295с.

Геометрический анализ расширения пограничного слоя между спутными и встречными потоками

Е.Н. Гумен, В.Б. Довгалюк, В.А. Милейковский

Рассмотрен геометрический подход к определению закономерностей расширения пограничного слоя между спутными и встречными потоками на базе подхода профессора А.Я. Ткачука. Показано хорошее совпадение полученных результатов с известными теоретическими и экспериментальными данными.

Ключевые слова: турбулентный пограничный слой; спутные потоки; встречные потоки, вихри.

The geometrical analysis of growing boundary layer between flows running in the same and opposite directions.

O. Gumen, V. Dovgaliuk, V. Mileikovskiyi

We consider a geometrical approach to calculation laws of growing boundary layer between flows running in the same and opposite directions based on the approach of Professor A. Tkachuk. We show good congruence between the obtained results and known theoretical and experimental data.

Keywords: turbulent boundary layer; slipstream; counter flows, vortices.

Надійшла до редакції 5.06.2014 р.

УДК 697.92

Удосконалення пристроїв повітряно-струминного огородження відкритої поверхні великорозмірних ванн

В. П. Корбут¹, С. Г. Рибачов²

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури

²асистент, Київський національний університет будівництва і архітектури

Наведені результати математичного опису дворівневого бортового відсмоктувача для локалізації та видалення шкідливостей від відкритих поверхонь великорозмірних промислових ванн.

Ключові слова: бортовий відсмоктувач; дворівневий; розподіл концентрації.

Вступ. Для локалізації та видалення шкідливостей від відкритих поверхонь промислових ванн використовують місцеві відсмоктувачі різних типів – бортові, кільцеві, активовані припливною струминою. Якщо промислова ванна використовується для обробки великогабаритних виробів і має значні розміри (більше 3 м) традиційні способи і конструкції для видалення шкідливостей є недостатньо ефективними. Зростання швидкості припливної активуючої струмени (внаслідок значної відстані) викликає утворення хвиль на відкритій поверхні ванн тим самим збільшуючи тепломасообмін відкритої поверхні рідини з навколишнім середовищем. Це сприяє переносу шкідливостей в об'єм приміщення.

З метою підвищення ефективності роботи місцевого відсмоктувача і зниження перенесення шкідливостей від відкритої поверхні до повітря приміщення була запропонована конструкція дворівневого місцевого відсмоктувача представлена на рис. 1б.

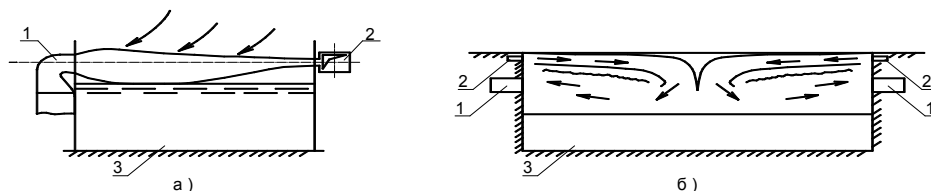


Рис. 1. Місцевий відсмоктувач:

а) однобортовий активований припливною струминою; б) дворівневий;
1- всмоктуючий патрубок, 2 – припливний патрубок, 3 – рівень рідини в ванні.

На двох протилежних сторонах ванни встановлені витяжні бортові відсмоктувачі 1. Над ними розташовані припливні патрубки 2. Припливна струмина повинна досягти середини ванни, розвернутися, настелитися на поверхню рідини і потрапити до витяжного отвору.

При цьому буде існувати подвійне перекриття поверхні рідини зворотним потоком і плоскою припливною струминою. Швидкості руху повітря у зворотному потоці будуть меншими, ніж в традиційній схемі однобортового відсмоктування активованого припливною струминою (рис.1а). Витрати припливного і витяжного повітря мають бути визначені так, щоб струмина досягла середини ванни і розверталася у зворотному напрямку.

Для визначення ефективної роботи дворівневого бортового відсмоктувача, а також для вибору оптимального співвідношення витяжного і припливного повітря було розроблено математичну модель процесу і розрахунку.

Умовно приймається, що течія плоскопаралельна і двовірвна, тобто складова швидкості W_z дорівнює нулю, а складова u і v , а також тиск P і температура T не залежать від координати Z . При таких умовах система нестационарних рівнянь руху запишеться у вигляді:

$$\frac{du}{d\tau} + u \frac{du}{dx} + v \frac{du}{dy} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dP}{dx} + \gamma \left(\frac{d^2u}{dx^2} + \frac{d^2u}{dy^2} \right) \quad (1)$$

$$\frac{dv}{d\tau} + u \frac{dv}{dx} + v \frac{dv}{dy} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{dP}{dy} + \gamma \left(\frac{d^2v}{dx^2} + \frac{d^2v}{dy^2} \right) \quad (2)$$

$$\frac{du}{dx} + \frac{dv}{dy} = 0, \quad (3)$$

де u і v – складові швидкості вздовж осей OX та OY відповідно; X , Y – координати; τ – час, год; ρ – густина, кг/м^3 ; P – тиск, Па; γ – коефіцієнт кінематичної вязкості.

Система рівнянь збереження імпульсів представлена без урахування природної конвекції.

Рівняння теплопереносу в просторі над ванною має вид:

$$\frac{dT}{d\tau} + u \frac{dT}{dx} + v \frac{dT}{dy} = a \left(\frac{d^2T}{dx^2} + \frac{d^2T}{dy^2} \right), \quad (4)$$

де a – коефіцієнт температуропровідності.

Слід розглянути граничні умови для системи рівнянь. На поверхні рідини швидкості u і v приймаються рівними нулю, а температура повітря відповідає температурі поверхні рідини.

На осі симетрії ($x=L$ де L – половина ширини ванни) виконуються умови:

$$u = 0, \quad \frac{dP}{dx} = 0, \quad \frac{dv}{dx} = 0, \quad \frac{dT}{dx} = 0.$$

На значному віддаленні від поверхні ванни ($Y \rightarrow \infty$) приймаються умови виду:

$$P \rightarrow P_{\text{ат}}, \quad u \rightarrow 0, \quad \frac{dT}{dy_{Y \rightarrow \infty}} \rightarrow 0,$$

де $P_{\text{ат}}$ – атмосферний тиск, Па.

На лівій межі області ($X = 0$) умови будуть неоднорідними. Швидкості U і v на поверхні вертикальної стінки ванни дорівнюють нулю внаслідок налипання. На ділянці входження захисної струмини вектор швидкості направлений вздовж горизонтальної осі OX . Величина швидкості нагнітання вважається заданою

$v_{x<0} = v_{\text{наг}}$, а її вертикальна складова дорівнює нулю. Аналогічні умови в області повітровідвідної щілини: $v = 0, u = -v_{\text{відв}}$. Вище вертикальної стінки ванни умови невідомі. Однак можна спрогнозувати, що вертикальна складова швидкості v на цій ділянці також дорівнює нулю, а тиск дорівнює атмосферному $P_{\text{ат}}$. Такі умови повинні виконуватися при $X \rightarrow -\infty$ хоча в першому наближенні їх можна перенести на площину $X = 0$. Величина горизонтальної складової швидкості u в області вище стінки невідома і повинна бути знайдена при вирішенні задачі. Температурні умови на стінці відомі лише в області щілини нагнітання повітря $T = T_{\text{нагн}}$. На всіх решта ділянках вертикальної площини $X = 0$ можна припустити відсутність градієнта температури в напрямі осі ОХ. Разом з тим, якщо потік повітря в просторі вище стінки спрямований до ванни з навколишнього середовища то температура цього потоку буде дорівнювати температурі навколишнього середовища.

Таким чином граничні умови при $X = 0$ можливо сформулювати таким чином:

$$X = 0$$

$$0 \leq Y \leq h_{\text{відсм}}^{\text{min}}, \quad u = 0, \quad v = 0, \quad \frac{dT}{dx} = 0$$

$$h_{\text{відсм}}^{\text{min}} \leq Y \leq h_{\text{відсм}}^{\text{max}}, \quad u = -v_{\text{відв}}, \quad v = 0, \quad \frac{dT}{dx} = 0$$

$$h_{\text{відсм}}^{\text{max}} \leq Y \leq h_{\text{наг}}^{\text{min}}, \quad u = 0, \quad v = 0, \quad \frac{dT}{dx} = 0$$

$$h_{\text{наг}}^{\text{min}} \leq Y \leq h_{\text{наг}}^{\text{max}}, \quad u = v_{\text{наг}}, \quad v = 0, \quad T = T_{\text{нагн}}$$

$$h_{\text{наг}}^{\text{max}} \leq Y \leq h_{\text{ст}}, \quad u = 0, \quad v = 0, \quad \frac{dT}{dx} = 0$$

$$h_{\text{ст}} \leq Y \leq \infty, \quad P = P_{\text{ат}}, \quad v = 0, \quad \frac{dT}{dx} = 0 (u < 0); \quad T = T_{\text{навк}} (u > 0)$$

де $h_{\text{ст}}$ – висота вертикальної стінки ванни; $h_{\text{наг}}^{\text{min}}, h_{\text{наг}}^{\text{max}}$ – нижня і верхня межа щілини нагнітання; $h_{\text{відсм}}^{\text{min}}, h_{\text{відсм}}^{\text{max}}$ – нижня і верхня межа щілини відсмоктування.

На ділянці $0 \leq Y \leq h_{\text{ст}}$ для визначення тиску необхідно вирішити поставлену задачу.

Систему рівнянь (1)-(4) слід вирішувати методом кінцевих різниць.

Для $i = 1$ отримаємо рівняння такого виду:

$$\vec{P}_{i-1} = X_{i-1}^p \vec{V}_2 + Y_{i-1}^p \vec{V}_2 + \vec{Z}_{i-1}^p \quad (5)$$

$$\vec{V}_{i-1} = X_{i-1}^v \vec{V}_2 + Y_{i-1}^v \vec{V}_2 + \vec{Z}_{i-1}^v \quad (6)$$

$$\vec{U}_{i-1} = X_{i-1}^u \vec{V}_2 + Y_{i-1}^u \vec{V}_2 + \vec{Z}_{i-1}^u \quad (7)$$

Рішення таких векторних рівнянь зводиться до знаходження матриць X_i , Y_i , \vec{Z}_i . Такий процес називається прямою матричною прогонкою. Розрахувавши X_m , Y_m , \vec{Z}_m повернемося до граничних умов при $X = 0$, тобто на вертикальній стінці ванни.

Виконуючи подальший розрахунок поля швидкостей і тисків на К-му кроці в часі, слід задати початкові умови задачі. Оскільки цікавить стаціонарне рішення, початкові умови можуть бути вибрані будь-які. Для монотонної зміни поля швидкості і тиску задачу слід вирішувати в стоксовому

наближенні ($Re = 0$), а потім крок за кроком збільшувати число Рейнольдса до його реальних значень.

Розглянутий метод рішення гідродинамічної задачі називається методом установлення. Слід сказати, що цю задачу можливо вирішити методом ітерацій. Але такий спосіб був би занадто складним і потребує великої кількості спроб, оскільки для великих значень числа Re нелінійні члени мають більш високий порядок чим в'язкісні члени.

Що стосується рівняння теплопереносу, то його рішення в стаціонарному випадку не складає великої складності при відомому полі швидкостей. Тому вирішувати його потрібно після вирішення динамічної задачі.

Враховуючи симетричність процесів дослідження проводилися для однієї частини ванни. Задача вирішувалась для таких умов:

- половина ширини ванни $l = 0,4$ м;
- висота стінки ванни $h_{ст} = 0,11$ м;
- ширина щілини нагнітання $\delta_n = 0,013$ м;
- ширина відсмоктуючої щілини $\delta_o = 0,029$ м;
- відстань від поверхні ванни до нижнього рівня щілини нагнітання – $h_n = 0,053$ м;
- відстань від поверхні ванни до нижнього рівня відсмоктуючої щілини – $h_b = 0,02$ м;
- швидкість на виході зі щілини нагнітання $v_m = 1$ м/с;
- швидкість на вході в щілину всмоктування $v_{відсм} = 0,55 \cdot V_n$;
- висота верхньої межі розрахункової області $h = 0,2$ м.

На рис. 2 показані вектори швидкостей повітряних потоків. Вони являються дотичними до лінії току повітря. Струмина витікає із щілини, розповсюджується над поверхнею ванни, відхиляється вниз і розвернувшись відводиться через відсмоктуючу щілину. Частина потоку, що відводиться через відсмоктуючу щілину потрапляє з навколишнього середовища. В той же час частина потоку, що виходить зі щілини виходить в навколишнє середовище в області осі симетрії.

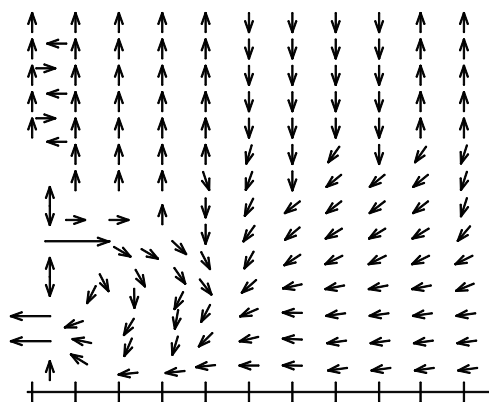


Рис 2 Вектори швидкостей повітряних потоків біля поверхні ванни

Попередні дослідження показали, що захисний пристрій буде працювати найбільш ефективно поблизу стінки ванни. В області осі симетрії ефективність роботи відсмоктуючого пристрою зменшується. Це також підтверджується характером розташування ізотерм в потоці (рис 3), що моделюють ізолінії концентрацій домішок в повітрі над басейном. Безрозмірна температура, яка дорівнює одиниці, відповідає найбільшій концентрації (поверхня басейну), а температура яка дорівнює нулю – концентрація домішок в повітрі, що нагнітається.

Як показує характер розташування ізотерм, концентрації швидше всього розповсюджуються по висоті в області стінки ванни, а повільніше всього по осі симетрії. Поблизу стінки де найбільш інтенсивний повітрообмін безрозмірна температура на верхній межі не перевищує 5% від максимального значення.

Умови витоку струмини приймаються такими, щоб система «струмина-відсмоктувач» була стійка до зовнішніх дій і не допускала прориву шкідливостей.

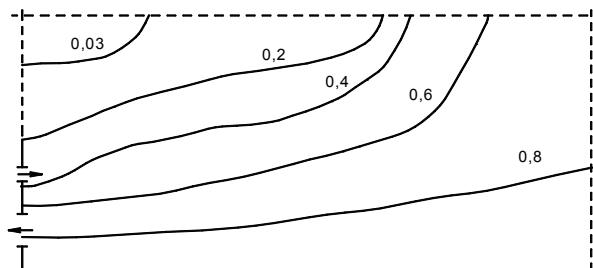


Рис 3. Розподіл ізотерм біля поверхні ванни

Висновки. Для перевірки оптимальних геометричних характеристик дворівневого бортового відсмоктувача (мінімальні відстань між отворами та розміри припливних і видаляючих отворів), а також оптимальних мінімальних співвідношень швидкостей і витрат припливного і видаляючого повітря слід провести експериментальні випробування.

Література

1. *Посохин В.Н.* Расчет местных отсосов от тепло- и газовыделяющего оборудования. – М. 1984. -160с.
2. Патент № 55067 Пристрій для видалення шкідливих виділень. Автори: *Ищенко М. Ю., Корбут В. П., Давиденко Б. В.* Опубліковано 17.03.2003
3. *Талиев В.Н.* Аэродинамика вентиляции. – М : Стройиздат, 1979. – 295 с.
4. *Богословский, В.Н.* Строительная теплофизика Текст.: учеб. для вузов/ *В.Н. Богословский.* - М.: Высш. школа, 1982.-415с.
5. *Лойцянский Л.Г.* Механика жидкости и газов. -М. Наука, 1987, 736 с.
6. *Демидович, Б. П.* Численные методы анализа. Приближенные функции, дифференциальные и интегральные уравнения / *Б. П. Демидович, И. А. Марон, Э. З. Шувалов,* — М.: Физматгиз, 1968.— 368 с.

Совершенствование устройств воздушно-струйного ограждения открытой поверхности крупноразмерных ванн

В. П. Корбут, С. Г. Рыбачов

Приведены результаты математического описания двухуровневого бортового отсоса для локализации и удаления вредных веществ от открытых поверхностей крупноразмерных промышленных ванн.

Ключевые слова: бортовой отсос; двухуровневый; распределение концентрации.

Improvement of air-jet device enclosures exposed surface of large baths

V. Korbut, S. Rybachov

The results of the mathematical description of a two-tier board suckers for localization and removal of hazards from exposed surfaces of large industrial tubs is presented.

Keywords: board suction; split-level; the distribution of concentration.

Надійшла в редакцію 9.06.2014 р.

УДК 697.92

Використання термосифонного геліоколектора для забезпечення рухомості повітря у приміщенні

Х.Р. Козак¹, В.М. Желих²

¹аспірант, Національний університет «Львівська політехніка», Україна

²докт. техн. наук, доцент, Національний університет «Львівська політехніка», Україна

Побудовано поля швидкості повітря в об'ємі дослідного модуля з встановленим пасивним сонячним повітрянагрівачем для різної потужності теплового випромінювання. Встановлено рівняння регресії, які відображають зміну швидкості нагрітого в термосифонному геліоколекторі струменя повітря залежно від інтенсивності теплового потоку, площі вхідного і вихідного отворів сонячного колектора та кута його нахилу. Доведено, що найбільший вплив на швидкість руху повітря струмину має площа отворів геліоколектора. Дана оцінка ефективності турбулізаторів потоку, встановлених на шляху теплоносія вздовж повітряного каналу.

Ключові слова: рухомість повітря; параметри мікроклімату; сонячна система опалення.

Вступ. Рухомість повітря в приміщенні, на рівні з температурою та відносною вологістю, суттєво впливає на комфортні відчуття і самопочуття людини. Відсутність руху повітря в приміщенні сприймається часто як дискомфорт. Причина дискомфорту полягає у тому, що навколо людини утворюється свого роду повітряна оболонка насичена вологою, що в свою чергу погіршує тепловіддачу людського тіла. Легкий рух повітря запобігає утворенню такого явища. З іншого боку надмірна швидкість руху повітря викликає збільшення тепловтрат людським організмом і призводить до його переохолодження.

Аналізувати швидкість руху повітря як окремий параметр мікроклімату недоцільно. Для забезпечення комфортних умов потрібно рухомість повітря розглядати спільно з його температурою і вологістю. Параметри мікроклімату визначаються в робочій зоні приміщення, тобто там, де знаходяться люди, а саме в просторі від 0,15 м від підлоги до 1,8 м по висоті і на відстані не менше 0,15 м від стін. В табл. 1 наведено оптимальні і допустимі норми температури і вологості повітря для житлової кімнати. Значення максимально допустимих швидкостей повітря зображено на рис. 1 [1].

Якщо в житловому будинку з класичною системою опалення та вентиляції немає суворих обмежень щодо вентилявання приміщень, то в пасивних будинках не використовується вентиляція за допомогою відкривання вікон. Оскільки пасивними будинками вважають споруди, в яких тепловий комфорт досягається виключно за рахунок додаткового попереднього підігріву або охолодження маси свіжого повітря, необхідного для підтримання в приміщеннях

повітря високої якості, без його додаткової рециркуляції. Вентиляція шляхом відкривання вікон вважається вкрай марнотратною з точки зору тепловтрат і неефективною з позиції видалення забрудненого повітря. Для того, щоб забезпечити необхідну для здоров'я активність обміну повітря за допомогою вікон потрібно відкривати їх повністю на 10–15 хвилин кожні 3 години.

Таблиця 1

Оптимальні і допустимі температури та відносної вологості повітря в робочій зоні житлового приміщення

Період року	Назва приміщення	Температура повітря, °С		Відносна вологість,%	
		Оптимальні	Допустимі	Оптимальні	Допустимі
ХПР	Житлова кімната	20,0±2,0	22,0±3,0	25–60	25–70
ТПР		24,5±1,5	24,5±2,5		

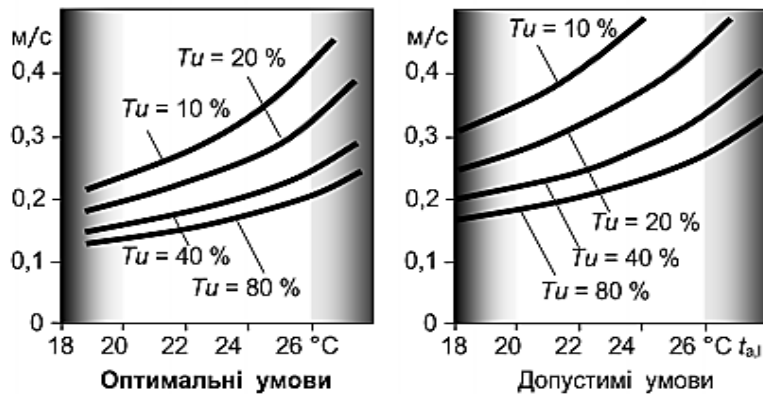


Рис. 1 Максимально допустима швидкість повітря залежно від місцевої температури повітря та інтенсивності турбулентності

Одним з варіантів вирішення цієї проблеми є використання енергоощадних повітряних сонячних систем. В якості прикладу можна навести стіну Тромба (рис.2).

Влітку (рис.2а) за допомогою вільної конвекції прохолодне повітря кризь отвори у нижній частині зовнішніх захисень потрапляє в приміщення, омиває нагріту під дією сонячного випромінювання стіну і видалається через отвори, розташовані у верхній зоні приміщення. При необхідності отвори закриваються і система працює на обігрівання (рис. 2б).

Мета та задачі дослідження. Дана робота присвячена експериментальним дослідженням швидкості руху повітря в приміщенні при застосуванні термосифонного сонячного колектора. При цьому розглядалися ситуації з різними кутами нахилу колектора та змінною інтенсивністю теплового потоку. Крім того, особлива увага наділялась визначенню впливу турбулізаторів потоку на далекобійність повітряного струменя.

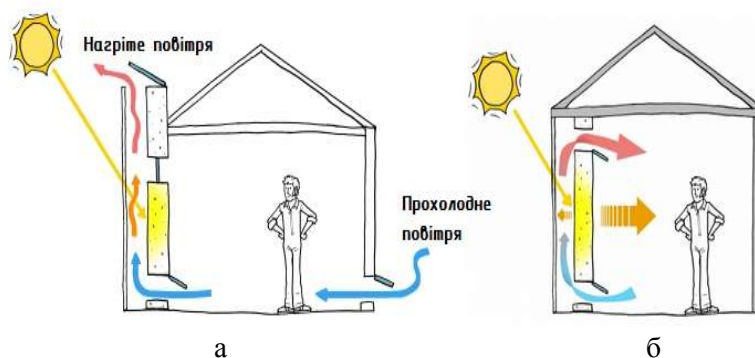


Рис. 2. Принцип роботи стіни Тромба:
а – теплий період року; б – холодний період року

Методика експериментальних досліджень. Експериментальне дослідження швидкості руху повітря в модулі з встановленим термосифонним геліоколектором проводилося на основі планування експерименту з врахуванням таких факторів як площа вхідного та вихідного отворів сонячного колектора, F [0,02–0,063 м²], інтенсивності радіаційного випромінювання, I [155–850 Вт/м²] та кута встановлення геліоколектора, α [45–90°]. Хід проведення досліджень викладено у [2].

Необхідна кількість дослідів визначалася за формулою [3]:

$$N = p^k, \quad (1)$$

де p – кількість рівнів факторів ($p = 2$); k – число факторів ($k = 3$).

Отже, кількість дослідів дорівнювала $N = 2^3 = 8$. Для визначення впливу вказаних факторів проводився повний факторний експеримент, що складався з восьми дослідів.

Функція відгуку в даному випадку є усереднена швидкість повітря в дослідному модулі \bar{v} , яка для кожного дослідів приймалась як середнє арифметичне від суми місцевих значень:

$$\bar{v} = \frac{1}{K} \sum_{i=1}^K v_{нов.i}, \quad (2)$$

де K – кількість певних місцевих значень швидкості повітря \bar{v} ; i – порядковий номер місцевого значення швидкості повітря.

Результати факторного експерименту описувались поліномом:

$$y = b_0 x_0 + b_1 x_1 + b_2 x_2 + b_3 x_3 + b_{12} x_1 x_2 + b_{23} x_2 x_3 + b_{13} x_1 x_3 + b_{123} x_1 x_2 x_3 \quad (3)$$

де b_0, \dots, b_{123} – коефіцієнти рівняння регресії, що обчислювалися за формулою:

$$b_j = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N x_{ji} \bar{y}_i, \quad j = 0, 1, \dots, k. \quad (4)$$

де j – номер фактора; x_{ji} – кодоване значення фактора в досліді; \bar{y}_i – середнє значення змінної стану за n паралельними дослідями i -го рядка, тобто за трьома паралельними дослідями:

$$\bar{y}_i = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n y_{iu}, \quad (5)$$

де u – поточний номер паралельного досліду з N вимірювань; n – число паралельних дослідів, які проводились при однакових умовах.

Матриця планування, результати досліджень та їх обробка наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Матриця планування і результати розрахунку експериментального дослідження

№	План							Змінна стану			\bar{y}
	x_1	x_2	x_3	x_1x_2	x_2x_3	x_1x_3	$x_1x_2x_3$	y_1	y_2	y_3	
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
1	–	–	–	+	+	+	–	0,12	0,13	0,14	0,13
2	+	–	–	–	+	–	+	0,10	0,10	0,12	0,11
3	–	+	–	–	–	+	+	0,22	0,20	0,21	0,21
4.	+	+	–	+	–	–	–	0,19	0,18	0,18	0,18
5	–	–	+	+	–	–	+	0,16	0,14	0,15	0,15
6	+	–	+	–	–	+	–	0,12	0,12	0,14	0,13
7	–	+	+	–	+	–	–	0,17	0,16	0,18	0,17
8	+	+	+	+	+	+	+	0,10	0,10	0,11	0,10
Разом											$\Sigma 1,18$

Коефіцієнти рівняння регресії визначались за формулою (4) і дорівнюють:

$$b_0 = 0,145; b_1 = -0,018; b_2 = -0,015; b_3 = 0,017; b_{12} = -0,008;$$

$$b_{13} = -0,018; b_{23} = -0,005; b_{123} = -0,005$$

Апроксимуючий поліном набув вигляду:

$$y = 0,145 - 0,018x_1 - 0,015x_2 + 0,017x_3 - 0,008x_1x_2 - 0,005x_1x_3 - 0,018x_2x_3 - 0,005x_1x_2x_3$$

На підставі аналізу коефіцієнтів рівняння регресії можна зробити висновок, що найбільший вплив на функцію відгуку має фактор x_1 – площа вхідного та вихідного отвору геліоколектора F , m^2 , а також поєднання факторів x_1 та x_3 – площі отворів колектора та його кута нахилу, α , $^\circ$. Чисельне збільшення вхідних факторів призводить до зростання функції відгуку, а зменшення – до її спадання.

Результати експериментальних досліджень.

Рухомість повітря в експериментальному модулі характеризує рис. 3. Тут представлені поля швидкостей при різних значеннях інтенсивності теплового випромінювання, площі отворів геліоколектора та його кута встановлення.

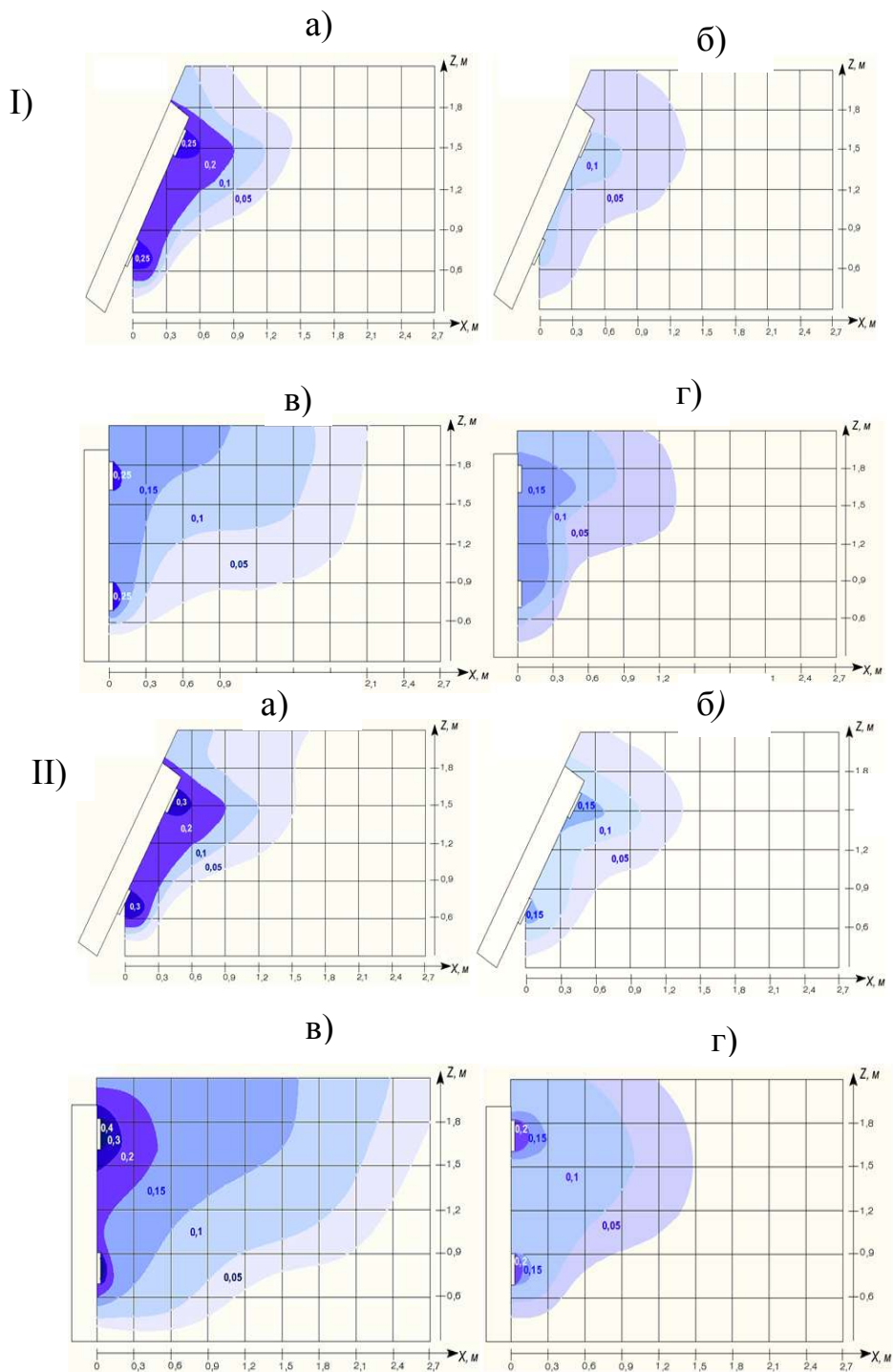


Рис.3. Поля швидкості повітря в дослідному модулі

I) без турбулізаторів потоку; II) при наявності турбулізаторів потоку
 а) $\alpha=65^\circ$; $I=850 \text{ Вт/м}^2$; $F=0,063 \text{ м}^2$; б) $\alpha=65^\circ$; $I=155 \text{ Вт/м}^2$; $F=0,021 \text{ м}^2$;
 в) $\alpha=90^\circ$; $I=850 \text{ Вт/м}^2$; $F=0,063 \text{ м}^2$; г) $\alpha=90^\circ$; $I=155 \text{ Вт/м}^2$; $F=0,021 \text{ м}^2$.

На рис. 4 представлено номограми, отримані після опрацювання результатів трифакторного експерименту.

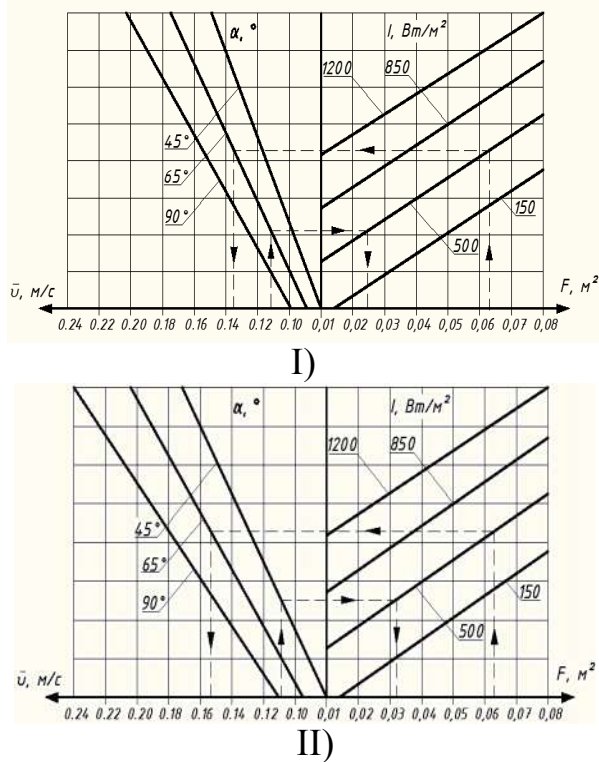


Рис. 4 Залежність усередненої швидкості нагрітої струмینی повітря \bar{U} від площі отворів геліоколектора, F , m^2 , інтенсивності теплового потоку, I , W/m^2 та кута нахилу сонячного колектора, α , $^\circ$:
 I) без турбулізаторів потоку;
 II) при наявності турбулізаторів потоку.

Наведені номограми були апроксимовані та отримано аналітичні залежності:

$$a) \bar{U} = 0,041 - 5,7 \cdot 10^{-4} \alpha - 2,8 \cdot 10^{-5} I^2 + 0,4F + 0,0058F\alpha + 0,4 \cdot 10^{-6} I^2 \alpha \quad (6)$$

$$б) \bar{U} = 0,055 + 3,0 \cdot 10^{-4} \alpha + 2,4 \cdot 10^{-5} I^2 + 0,35F + 0,004F\alpha - 0,3 \cdot 10^{-6} I^2 \alpha \quad (7)$$

З графіків видно, що найбільший вплив на величину усередненої швидкості струмینی повітря нагрітого в термосифонному геліоколекторі \bar{U} має площа вхідного і вихідного отворів колектора, F , m^2 . При незмінних значеннях кута нахилу геліоколектора, інтенсивності теплового потоку і при збільшенні площі вхідного і вихідного отворів від 0,02 до 0,06 m^2 значення відносної швидкості струмینی повітря зростає на 20%.

Слід зазначити, що при встановленні турбулізаторів потоку тепла потужність термосифонного геліоколектора зросла на 15%, а відносна швидкість потоку нагрітого повітря в середньому на 17%.

Висновки: отримано рівняння регресії для знаходження відносної швидкості струмини повітря нагрітого в термосифонному геліоколекторі залежно від інтенсивності теплового потоку, площі вхідного і вихідного отворів та кута нахилу сонячного колектора. Аналітичним та експериментальним шляхом доведено, що найбільший вплив на відносну швидкість струмини має площа отворів геліоколектора. Дана оцінка ефективності турбулізаторів потоку, встановлених уздовж потоку теплоносія в повітряному каналі колектора. Наявність завихрювачів дозволяє підвищити його ККД на 15 %, а швидкість потоку повітря на 17%, у порівнянні з плоскою теплопоглинаючою пластиною.

Література

1. ДБН В.2.5-67:2013 Опалення, вентиляція та кондиціонування, Київ, Мінрегіон України. 2013.
2. Х.Р. Лесик, В.М. Желих, Визначення полів температури та швидкості повітря в приміщенні з використанням термосифонного геліоколектора// Енергоефективність в будівництві та архітектурі, 2013. т.Вип. 4.-С. 104-108.
3. О.Т.Возняк, В.М.Желих, Основи наукових досліджень у будівництві. - Львів: Видавництво Національного університету "Львівська політехніка", 2003.- С.173.
4. Р. Kapalo, Analysis of Ventilation Rate and Concentrations of carbon Dioxide in the Office. - Lviv Politechnick Publ, 2013. №756.-р.69-73.

Использование термосифонного гелиоколлектора для обеспечения подвижности воздуха в помещении.

Х.Р. Козак, В.Н. Желих

Построены поля скорости воздуха в объеме исследовательского модуля с установленным пассивным солнечным воздухомнагревателем для различной мощности теплового излучения. Установлено уравнения регрессии, отражающие изменение скорости нагретой в термосифонном гелиоколлекторе струи воздуха в зависимости от интенсивности теплового потока, площади входного и выходного отверстий коллектора и угла его наклона. Доказано, что наибольшее влияние на скорость движения воздуха струи имеет площадь отверстий гелиоколлектора. Дана оценка эффективности турбулизаторов потока, установленных на пути теплоносителя вдоль воздушного канала.

Ключевые слова: подвижность воздуха; параметры микроклимата; солнечная система отопления.

Using Thermosyphon heliocollector for mobility indoor air.

H. Kozak, V. Zhelyh

Constructed the velocity fields in the volume of air module within stalled passive solar air heater for different power thermal radiation. Established the regression equation, which reflect the change in velocity of the heated thermosyphon helio collectors air flow depending on the intensity of the heat flux, the area of the input and output openings solar collector and its angle of inclination. Proved that the greatest influence on the velocity of the air jet has an area of the solar collectors holes. Evaluated the effectiveness of the flow turbulators installed along the air passage.

Keywords: air velocity; microclimate parameters; solar heating system.

Надійшла до редакції 11.06.2014 р.

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

УДК 620.91

Дослідження трубчатого мікрощілинного теплообмінника для відбору низькопотенційної теплоти

Е.С. Малкін¹, І.Е. Фуртат² М.І. Дьячков³, А.О. Обідник⁴

¹д-р техн. наук, професор, Київський національний університет будівництва і архітектури

²канд. техн. наук, доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури

³інженер, Київський національний університет будівництва і архітектури

⁴аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури

Виконано аналітичне обґрунтування конструкції дво- і чотири трубного теплообмінника. Наведена методика виконання експериментальних досліджень двотрубного трубчатого мікрощілинного теплообмінника, а також наведено результати його випробувань.

Ключові слова: теплообмінник, гаряче водопостачання, енергоефективність.

Вступ. Попередніми дослідженнями [1,2] доведено високу ефективність теплообміну в мікрощілинних каналах, розмір яких є меншим за товщину ламінарного прошарку при будь-яких значеннях чисел Рейнольдса, а також значно менших за масштаб турбулентності та мінімальних розмірів парових бульбашок. Теоретично і експериментально одержано високі значення коефіцієнта тепловіддачі від стінок каналу до води, показано відсутність скипання перегрітої води в таких каналах і ламінарний характер руху рідини в них незалежно від числа Рейнольдса (при $Re > 10^4$). Експериментально підтверджено результати теоретичних висновків [3] про незмінність значення чисел Нусельта при теплообміні в таких каналах:

– при $t = \text{const}$ $Nu = 4,84$ (односторонній теплообмін);

– $Nu = 7,56$ (двосторонній теплообмін);

– при $q = \text{const}$ $Nu = 5,40$ (односторонній теплообмін);

$Nu = 8,24$ (двосторонній теплообмін).

Однак, експериментальне підтвердження цих положень виконано тільки на макетних зразках щілинних мікроканалів з односторонньою тепловіддачею для режиму $t = \text{const}$. Дослідження теплообмінників промислового типу за умови $q = \text{const}$ – не проводились.

Метою даної роботи була розробка конструкцій трубчато-мікрощілинних теплообмінників для відведення низькопотенційної теплоти скидної води систем гарячого водопостачання для попереднього нагріву водопровідної води. Розроблено дво- та чотиритрубний трубчато-мікрощілинні теплообмінники. Серед переваг двотрубного теплообмінника є простота його конструкції, а серед недоліків: менша поверхня тепловіддачі порівняно з чотиритрубним, через односторонню теплопередачу від скидної до водопровідної води та менше значення числа Нусельта.

I. Розрахунок для двотрубного трубчато-щілинного теплообмінника

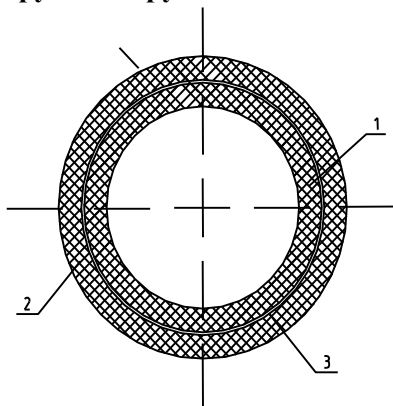


Рис. 1. Конструкція двотрубного трубчато-щілинного теплообмінника:
1 – труба $\varnothing 26.6 \times 2,3$; 2 – труба $\varnothing 32 \times 2,5$; 3 – кільцева щілина товщиною 0,2мм

1. Швидкість скидної води:

$$W_{ск} = \frac{V_{ск}}{0,785 \cdot d_{вн}^2} = \frac{1,7 \cdot 10^{-4}}{0,785 \cdot 0,022^2} = 0,447 \text{ м/с},$$

де $V_{ск}$ – об'єм скидної води ($\text{м}^3/\text{с}$); $d_{вн}$ – внутрішній діаметр труби $\varnothing 26.6 \times 2,3$ ($d_{вн} = 0,022 \text{ м}$).

2. Визначаємо число Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_{ск} \cdot d_{вн}}{\nu_{ск}} = \frac{0,447 \cdot 0,022}{8,05 \cdot 10^{-7}} = 1,22 \cdot 10^4,$$

де $\nu_{ск}$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості скидної води ($\nu_{ск} = 8,05 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с}$).

3. Визначаємо число Прандтля для скидної води при $t_{срв} = 21,5^\circ\text{C}$, та для стінки при $t_{срт} = 25,75^\circ\text{C}$ [4]:

$$P_{рр\delta} = 6,78$$

$$P_{рст} = 6,1$$

4. Визначаємо число Нусельта [5]:

$$Nu = 0,021 \cdot Re^{0,8} \cdot P_{рр\delta}^{0,43} \left(\frac{P_{рр\delta}}{P_{рст}} \right)^{0,25} = 0,021 \cdot (1,22 \cdot 10^4)^{0,8} \cdot 6,78^{0,43} \left(\frac{6,78}{6,1} \right)^{0,25} = 91,24$$

5. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі скидної води:

$$\alpha_{ск} = \frac{Nu \cdot \lambda_{ск}}{d_{вн}} = \frac{91,24 \cdot 0,6}{0,022} = 2488 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К}) = 2,488 \text{ кВт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де $\lambda_{ск}$ – коефіцієнт теплопровідності скидної води ($\lambda_{ск} = 0,6 \text{ Вт}/(\text{м}\cdot\text{К})$).

6. Визначаємо тепловіддачу водопровідної води для кільцевого мікроканалу з односторонньою тепловіддачею, для такого каналу при $q = \text{const} \text{Nu} = 5,4$ і стала величина [1]:

$$\alpha_g = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_g}{d_{\text{екв}}} = \frac{5,4 \cdot 59,9 \cdot 10^{-2}}{4 \cdot 10^{-4}} = 8086 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}) = 8,806 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

де λ_g – коефіцієнт теплопровідності водопровідної води ($\lambda_g = 59,9 \cdot 10^{-2} \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$)

$$d_{\text{екв}} = 2 \cdot \delta = 2 \cdot 2 \cdot 10^{-4} = 4 \cdot 10^{-4} \text{ (м)}$$

7. Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$\alpha'_g = \alpha_g \cdot \frac{d_2}{d_1} = 8086 \cdot \frac{0,0266}{0,022} = 9776 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{\text{ск}}} + \frac{1}{\alpha'_g}} = \frac{1}{\frac{1}{2488} + \frac{1}{9776}} = 1983 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

8. Визначаємо тепловий потік:

$$q = k \cdot F \cdot \Delta t = 1983 \cdot 0,0835 \cdot 8,5 = 1407 \text{ Вт}/\text{м} = 1,407 \text{ кВт}/\text{м} \quad (1)$$

$F = \pi \cdot d_2 \cdot l = 3,14 \cdot 0,0266 \cdot l = 0,0835$ – площа теплообміну (м^2);

де d_2 – зовнішній діаметр труби $\varnothing 26,6 \times 2,3$ ($d_2 = 0,0266 \text{ м}$), l – довжина труби ($l = 1 \text{ м}$), Δt – середня різниця температур між поверхнею стінки і температурою води ($\Delta t = 8,5^\circ \text{C}$).

II. Розрахунок для чотиритрубного трубчато-щілинного теплообмінника

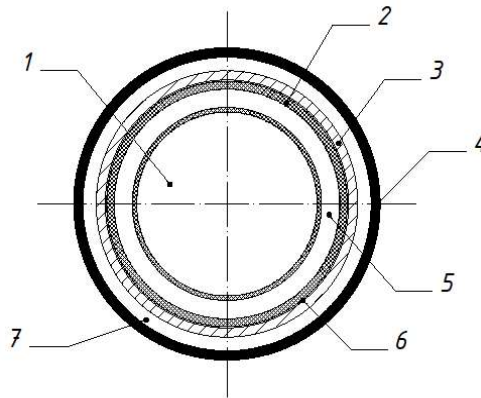


Рис. 2. Конструкція чотиритрубного трубчато-щілинного теплообмінника:

1 – вставка $\varnothing 42 \times 1,0$ (заглушена труба); 2 – труба $\varnothing 53,4 \times 1,7$;
3 – труба $\varnothing 58 \times 2,0$; 4 – труба $\varnothing 68 \times 2,0$; 5 – Кільцева щілина товщиною 4 мм; 6 – кільцева щілина товщиною 0,3мм; 7 – кільцева щілина товщиною 3мм;

1. Еквівалентний діаметр для проходу скидної води:

$$d_e = d_3 - d_{\text{вн}} \quad (2)$$

- За формулою (2) для щілини 1:

$$d_{e1} = d_2 - d_1 = 0,05 - 0,042 = 0,008 \text{ м}$$

- За формулою (2) для щілини 3:

$$d_{e3} = d_6 - d_5 = 0,064 - 0,058 = 0,006 \text{ м}$$

де d_1 – зовнішній діаметр труби $\varnothing 42 \times 1,0$ ($d_1 = 0,042 \text{ м}$); d_2 – внутрішній діаметр труби $\varnothing 53,4 \times 1,7$ ($d_2 = 0,05 \text{ м}$); d_5 – зовнішній діаметр труби $\varnothing 58 \times 2,0$ ($d_5 = 0,058 \text{ м}$); d_6 – внутрішній діаметр труби $\varnothing 68 \times 2,0$ ($d_6 = 0,05 \text{ м}$). Еквівалентний діаметр для проходу водопровідної води:

$$d_{e2} = 2 \cdot \delta = 2 \cdot 3 \cdot 10^{-4} = 6 \cdot 10^{-4} \text{ (м)}$$

де δ – ширина мікрощілини ($\delta = 3 \cdot 10^{-4} \text{ м}$)

2. Швидкість руху скидної води:

$$W_{ск} = \frac{V_{ск}}{f_{пр}} \quad (3)$$

- За формулою (3) для щілини 1:

$$W_{ск1} = \frac{V_{ск1}}{f_{пр1}} = \frac{8,5 \cdot 10^{-5}}{5,78 \cdot 10^{-4}} = 0,147 \text{ м/с}$$

- За формулою (3) для щілини 3:

$$W_{ск2} = \frac{V_{ск3}}{f_{пр3}} = \frac{8,5 \cdot 10^{-5}}{5,75 \cdot 10^{-4}} = 0,148 \text{ м/с}$$

де $f_{пр1}, f_{пр3}$ – площа перерізу щілини 1 та щілини 3 відповідно:

$$f_{пр1} = 0,785 \cdot (d_2^2 - d_1^2) = 0,785 \cdot (0,05^2 - 0,042^2) = 5,78 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

де $f_{пр3}$ – площа перерізу щілини 3:

$$f_{пр3} = 0,785 \cdot (d_6^2 - d_5^2) = 0,785 \cdot (0,064^2 - 0,058^2) = 5,75 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2$$

3. Критерій Рейнольдса:

$$Re = \frac{W_{ск} \cdot d_e}{\nu} \quad (4)$$

- За формулою (4) для щілини 1:

$$Re_1 = \frac{W_{ск1} \cdot d_{e1}}{\nu} = \frac{0,147 \cdot 0,008}{8,05 \cdot 10^{-7}} = 1460$$

- За формулою (4) для щілини 3:

$$Re_3 = \frac{W_{ск3} \cdot d_{e3}}{\nu} = \frac{0,148 \cdot 0,006}{8,05 \cdot 10^{-7}} = 1103$$

4. Критерій Нусельта[5]:

$$Nu = 0,017 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr_{р\delta}^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_{р\delta}}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_3}{d_6}\right)^{0,18} \quad (5)$$

- За формулою (5) для щілини 1:

$$\begin{aligned} Nu_1 &= 0,017 \cdot Re_1^{0,8} \cdot Pr_1^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_2}{d_1}\right)^{0,18} = \\ &= 0,017 \cdot 1460^{0,8} \cdot 6,78^{0,4} \cdot \left(\frac{6,78}{6,1}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,05}{0,042}\right)^{0,18} = 13,17 \end{aligned}$$

- За формулою (5) для щілини 3:

$$\begin{aligned} Nu_3 &= 0,017 \cdot Re_3^{0,8} \cdot Pr_3^{0,4} \cdot \left(\frac{Pr_n}{Pr_{cm}}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{d_6}{d_5}\right)^{0,18} = \\ &= 0,017 \cdot 1103^{0,8} \cdot 6,78^{0,4} \cdot \left(\frac{6,78}{6,1}\right)^{0,25} \cdot \left(\frac{0,064}{0,058}\right)^{0,18} = 10,38 \end{aligned}$$

5. Визначаємо коефіцієнт тепловіддачі скидної та водопровідної води:

$$\alpha_{ck1} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{ck}}{d_{e1}} \quad (6)$$

- За формулою (6) для щілини 1:

$$\alpha_{ck1} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_{ck}}{d_{e1}} = \frac{13,17 \cdot 0,6}{0,008} = 988 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

- За формулою (6) для щілини 2:

$$\alpha_e = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_e}{d_{e2}} = \frac{8,24 \cdot 0,6}{6 \cdot 10^{-4}} = 8240 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

- За формулою (6) для щілини 3:

$$\alpha_{ck3} = \frac{Nu_3 \cdot \lambda_{ck}}{d_{e3}} = \frac{10,38 \cdot 0,6}{0,006} = 1037 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

6. Визначаємо коефіцієнт теплопередачі:

$$k = \frac{1}{R} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ck}} + \frac{1}{\alpha'_e}} \quad (7)$$

$$\alpha'_e = \alpha_e \cdot \frac{d_4}{d_3} = 8240 \cdot \frac{0,054}{0,0534} = 8332,6 \text{ Вт}/(\text{м}^2\text{К})$$

де d_4 – внутрішній діаметр труби $\varnothing 58 \times 2,0$ ($d_4 = 0,054 \text{ м}$), d_3 – зовнішній діаметр труби $\varnothing 53,4 \times 1,7$ ($d_3 = 0,0534 \text{ м}$).

- За формулою (7) для щілини 1:

$$k_1 = \frac{1}{R_1} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ck1}} + \frac{1}{\alpha'_e}} = \frac{1}{\frac{1}{988} + \frac{1}{8332,6}} = 883 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

- За формулою (7) для щілини 3:

$$k_3 = \frac{1}{R_3} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{ck3}} + \frac{1}{\alpha'_e}} = \frac{1}{\frac{1}{1037} + \frac{1}{8332,6}} = 922 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$$

7. За формулою (1) визначаємо тепловий потік:

- для щілини 1

$$q_1 = k_1 \cdot F_1 \cdot \Delta t_1 = 883 \cdot 0,157 \cdot 8,5 = 1178 \text{ Вт}/\text{м}$$

- для щілини 3

$$q_3 = k_3 \cdot F_3 \cdot \Delta t_3 = 922 \cdot 0,182 \cdot 8,5 = 1426 \text{ Вт}/\text{м}$$

де $F_1 = \pi \cdot d_2 \cdot l = 3,14 \cdot 0,05 \cdot 1 = 0,157 \text{ м}^2$, $F_3 = \pi \cdot d_5 \cdot l = 3,14 \cdot 0,058 \cdot 1 = 0,182 \text{ м}^2$

8. Сумарна тепловіддача:

$$q_1 + q_3 = 1,178 + 1,426 = 2,604 \text{ кВт}/\text{м}$$

III. Методика проведення експериментальних досліджень двотрубного трубчато-щілинного теплообмінника

Метою гідравлічних досліджень є знаходження величини втрат тиску охолоджуючої води при проходженні через теплообмінник в залежності від кількості води, що проходить через теплообмінник.

Метою теплотехнічних досліджень є знаходження потужності теплообмінника в залежності від середньої логарифмічної різниці температур між холодною та нагрітою водою.

Дослідження проводяться на теплообмінниках (ТТТ 01.000.00, ТТЩ 01.000.00) з метою перевірки основних положень, прийнятих при конструюванні теплообмінників для використання потенціалу скидної води для нагріву водопровідної води, визначають і коефіцієнт теплопередачі.

Експериментальний стенд (рис. 3) призначений для теплотехнічних і гідравлічних досліджень різних теплообмінників поверхневого типу. В якості генератора теплоти в даному стенді служать два баки, об'ємом по 60л кожний, від яких вода за допомогою насоса проходить в теплообмінник. В даній дослідній установці передбачена можливість визначення більш точних гідравлічних показників за допомогою байпасної лінії і регулюючої арматури в другому контурі, які забезпечують роботу насоса при різних витратах води у вимірювальному теплообміннику в стабільному режимі.

Експериментальна установка працює таким чином:

- теплообмінник приєднаний до шлангів контурів гарячої і холодної води за допомогою хомутів, що закріплюють шланг на штуцер і відповідних фланців;
- за допомогою силіконових шлангів теплообмінник підключається до системи підведення та відведення води за двома контурами;
- на шлангах до теплообмінника і після нього встановлено п'єзометричні трубки та лабораторні ХК-термопари;
- нагрівальні ТЕНи, що встановлюються у водогрійних емкостях через регулюючий трансформатор РНО підключено до електричної мережі. Регулювання відбувається вручну;
- вимірювання напруги і сили електричного струму і потужності нагрівальних ТЕНів здійснюється за допомогою високоточних амперметра і вольтметра.

Похибка між коефіцієнтами теплопередачі аналітичних розрахунків і експериментальних результатів складає близько 6%. Коефіцієнт теплопередачі, отриманий в результаті експерименту, менший ніж коефіцієнт теплопередачі за аналітичними розрахунками. Це можна пояснити тим, що мікрощілина, отримана в результаті конструювання теплообмінника може бути більша за розрахункові 200мкм, вона може складати 210...220 мкм.

Висновки.

1. Експериментальні дослідження довели можливість використання мікроканалних теплообмінників для попереднього нагріву води за рахунок використання низькопотенційної теплоти скидної води.

2. Результати експериментальних досліджень показали, що коефіцієнт теплопередачі від скидної води до водопровідної води відрізняються від теоретичних і розрахункових залежностей на величину до 20%.

3. Експериментальні дослідження показали можливість використання таких теплообмінників в діапазоні витрат скидної води до 15 л/хв.

Запропонована конструкція апарату з використанням трубчато-мікроканалних теплообмінників для попереднього нагріву водопровідної води за рахунок використання потенціалу скидної води з фільтрацією скидної води.

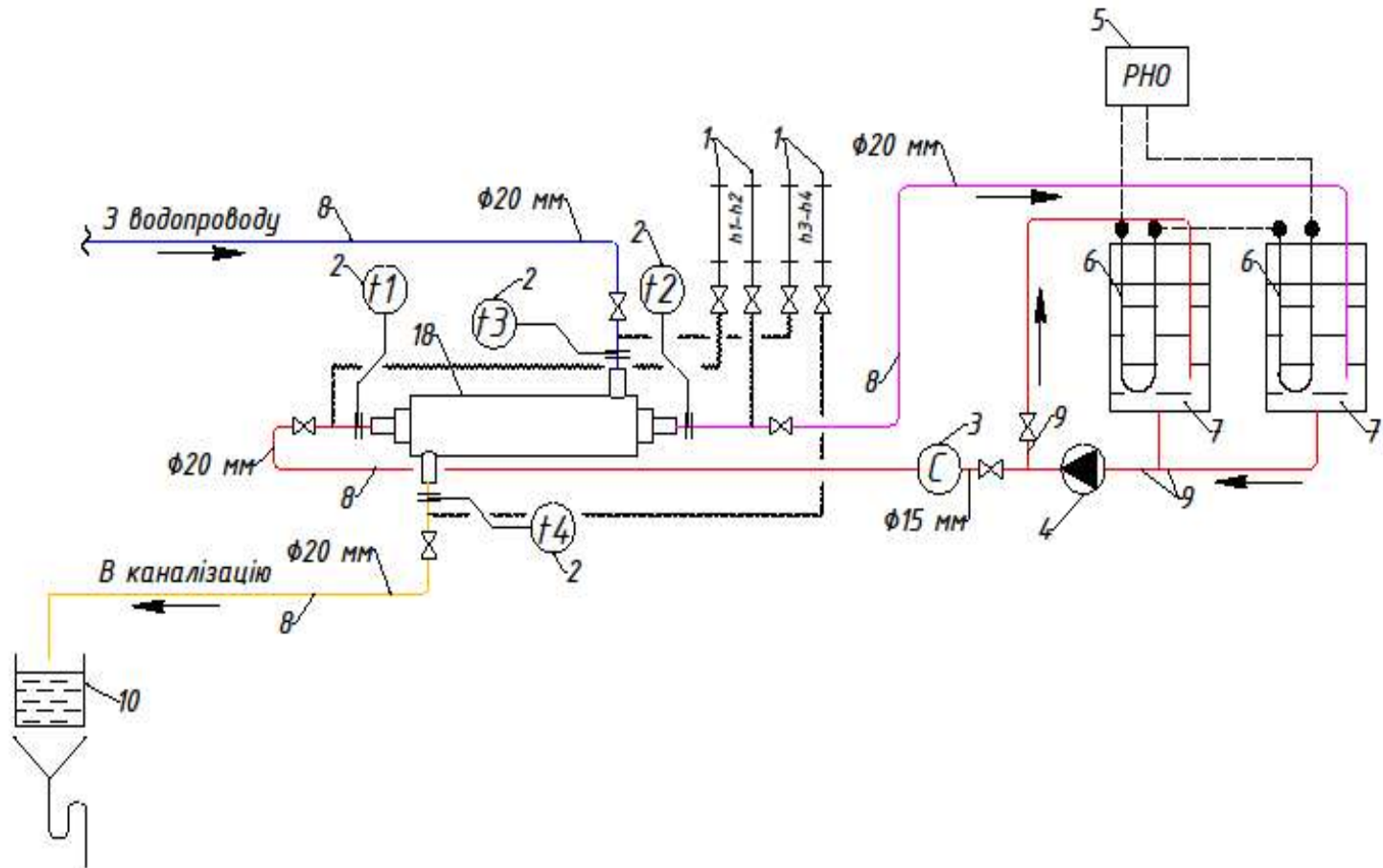


Рис. 3 Схема експериментального стану

Таблиця 1

Результати експериментальних досліджень для двотрубного трубочато-мікроциліноного теплообмінника

	Об'єм скидної води $V_{ек}$, м ³ /год	Об'єм водопровідної води $V_{в}$, м ³ /год	Швидкість скидної води $W_{ек}$, м/с	Температура водопровідної води на вході в теплообмінник, °С	Температура водопровідної води на виході з теплообмінника, °С	Температура скидної води на вході в теплообмінник, °С	Температура скидної води на виході з теплообмінника, °С	Середня логарифмічна різниця температур: $\Delta t_e = \frac{\Delta t_{a^3e} - \Delta t_{i^3ai}}{\ln \frac{\Delta t_{a^3e}}{\Delta t_{i^3ai}}}$	Тепловий потік: $Q = k \cdot F \cdot \Delta t$, кВт	Коефіцієнт тепловіддачі скидної води, $\alpha_{ек}$, Вт/(м ² К)	Коефіцієнт тепловіддачі водопровідної води, $\alpha_{в}$, Вт/(м ² К)	Коефіцієнт тепловіддачі з аналітичних розрахунків, k , Вт/(м ² К)	Коефіцієнт теплопередачі, k , Вт/(м ² К)	Гідрравлічний опір теплообмінника по скидній воді Δp , кПа
1	0,21	0,174	0,355	18	20,4	29	27	8,80	0,488	3305	8100	2455	2310	1,6
2				18	20,6	30	27,8	9,6	0,537				2331	
3				18	20,9	31	28,6	10,35	0,586				2359	
4				18	21,1	32	29,4	11,15	0,635				2373	
5				18	21,4	33	30,2	11,89	0,684				2393	
6	0,15	0,125	0,254	18	22,1	34	30,7	12,29	0,578	2540	8100	2006	1960	1,0
7				18	21,7	33	29,9	11,39	0,540				1973	
8				18	21,5	32	29,1	10,79	0,506				1951	
9				18	21,2	31	28,3	10,05	0,471				1953	
10				18	21	30	27,5	9,25	0,436				1965	

Література

1. Тимощенко А.В « Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілиних мікро каналах» ., автореферат дисертації на здобуття наукового ступеня к.т.н. 2007р., 20с.
2. Тимощенко А.В «Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілиних мікро каналах».», дисертація на здобуття наукового ступеня к.т.н. 2007р., 160с.
3. Петухов Б. С. Теплообмен и сопротивление при ламинарном течении жидкости в трубах – М.: Энергия, 1967. – 412 с., ил.
4. Вукалович М.П., Ривкин С.Л., Александров А.А Таблицы теплофизических свойств воды и водяного пара. – М.:Издательство стандартов, 1969. – с.226.
5. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача. – М.: Энеогаиздат, 1981. – с. 186-189.

Исследование трубчатого микрощелевого теплообменника для отбора низкопотенциальной теплоты.

Э.С. Малкин, И.Э. Фуртат, М.И. Дьячков, А.О.Обидных

Проведено аналітичне обґрунтування конструкції двох- і чотирьохтрубного теплообмінника. Указана методика проведення експериментальних досліджень двохтрубного трубчатого мікрощелевого теплообмінника, а також вказані результати його випробувань.

Ключевые слова: теплообменник, горячее водоснабжение, энергоэффективность.

Research slotted tubular micro heat exchanger for separating low-grade heat.

Malkin E., Furtat I., Diachkov M., Obidnyk A.

In this article, analytical reasoning of construct of two- and four tube heat exchanger was carried. Methodology of carrying out experimental researches of two tubular-micro slotted heat exchanger was indicated. The article includes the results of its tests.

Keywords: heat exchanger, hot water supply system, energy efficiency

Надійшла до редакції 12.06.2014 р.

УДК 662.99

Моделирование параметров теплоутилизационной энергетической установки

А. А. Редько¹, А. И. Компан², В. С. Бугай³

¹д.т.н., доцент, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

²аспирант, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

³к.т.н., доцент, Харьковский национальный университет строительства и архитектуры

Приведены результаты математического моделирования процессов преобразования теплоты уходящих газов в электрическую энергию. Получены регрессионные уравнения для расчета удельной электрической мощности от влияющих параметров.

Ключевые слова: теплоутилизационная установка; вычислительный эксперимент; электрическая мощность.

Постановка проблемы. Топливоиспользующие установки промышленности и топливно-энергетического комплекса Украины требуют повышения энергетической эффективности. Наибольшая доля потерь теплоты приходится на потери теплоты с уходящими дымовыми газами. Одним из способов уменьшения потерь теплоты и повышения энергоэффективности топливных агрегатов является использование теплоты уходящих газов в когенерационных установках, обеспечивающих производство электрической энергии. Полученная электроэнергия может использоваться как для собственных нужд теплогенерирующих установок, так и для собственных нужд предприятий, где они установлены.

Использование для утилизации теплоты энергетических установок с низкотемпературным циклом Ренкина позволяет глубоко охладить продукты сгорания, в отдельных случаях, обеспечивая конденсацию водяных паров. В качестве рабочего вещества в цикле Ренкина могут использоваться аммиак, углекислота, углеводороды, другие органические вещества и их смеси.

Одним из важных параметров, определяющих эффективность использования теплоутилизационной энергетической установки, является вырабатываемая электрическая мощность.

В результате проведенного обзора литературных источников [1-3] определен перечень параметров, влияющих на электрическую мощность энергетической установки: давление и температура пара перед турбиной и в конденсаторе, теплофизические свойства рабочего вещества, расход рабочего вещества, значение минимального температурного напора в испарителе и конденсаторе Δt_{\min} , температура окружающей среды, внутренний КПД турбины и насоса и др.

Цель исследования – определение влияния физико-химических параметров рабочего вещества на электрическую мощность теплоутилизационной энергетической установки.

Методы исследования. Для проведения исследования использован метод вычислительного эксперимента.

Основные результаты. Анализ многих вариантов расчетов показывает, что сверхкритические циклы энергетических установок по сравнению с докритическими более эффективны (на 15...25 %). Поэтому при проведении вычислительного эксперимента изучались тепловые схемы энергетических установок со сверхкритическими параметрами.

В качестве рабочего вещества в теплоутилизационной установке была принята смесь $C_8H_{18}+H_2O$. При проведении вычислительного эксперимента принимались следующие диапазоны значений параметров: $\Delta t_{\min} = 3...8$ К, $t_{\text{окр.ср.}} = +15$ °С, КПД турбины и насоса $\eta_t = 0,75...0,8$, $\eta_n = 0,75...0,8$.

Вычислительный эксперимент проводили для одноступенчатой и многоступенчатой энергетических установок. Для вычислительного эксперимента одноступенчатой энергоустановки принимали следующие параметры рабочего вещества: давление пара перед турбиной – 4,0 МПа; концентрация водяного пара в смеси $C_8H_{18}+H_2O$ – 25%. При исследовании двухступенчатой энергоустановки принимали следующие параметры рабочего вещества: температура пара перед турбиной первой ступени – 300 °С; температура пара перед турбиной второй ступени – 200 °С.

Моделирование параметров одноступенчатой теплоутилизационной энергоустановки.

На рис. 1 изображена схема исследуемой одноступенчатой теплоутилизационной установки.

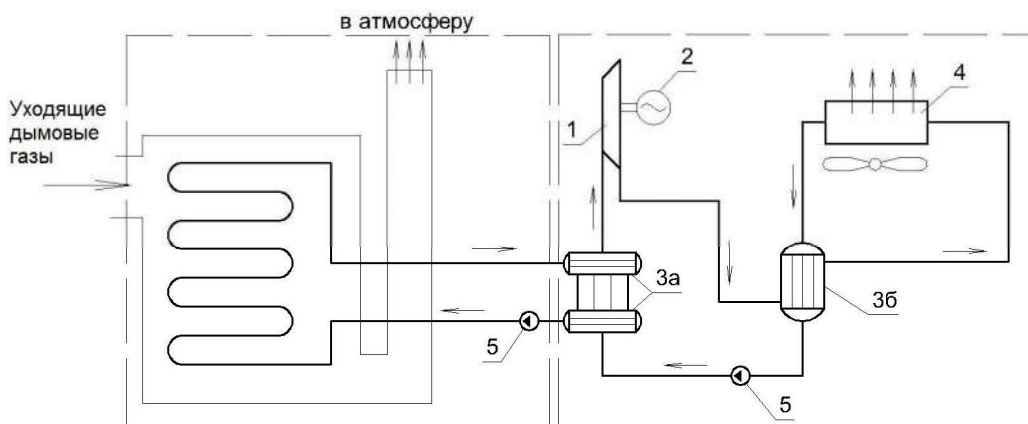


Рис. 1. Технологическая схема одноступенчатой теплоутилизационной энергетической установки:
1 – турбина; 2 – электрогенератор; 3а, 3б – испаритель, регенеративный теплообменник;
4 – конденсатор; 5 – насос

В качестве выходного параметра принято значение удельной электрической мощности N_3 , вырабатываемой энергоустановкой:

$$N_3 = f(P_T, X), \quad (1)$$

где P_T – давление пара перед турбиной, X – концентрация водяного пара в смеси $C_8H_{18}+H_2O$.

Для проведения вычислительного эксперимента принят ортогональный план второго порядка, обеспечивающий наивысшую точность вблизи точек центра плана [4].

План эксперимента составлен для окрестности точек внутри указанного предела значений переменных. В табл. 1 приведены координаты центра плана, интервалы варьирования и уровни исследования.

Таблица 1

Основные характеристики плана вычислительного эксперимента

Характеристика	Кодовое значение фактора	Давление пара перед турбиной, P_T , МПа	Концентрация водяного пара в смеси X , %
Основной уровень	x_j	4,0	25
Интервал варьирования	Δx_j	2,0	25
Верхний уровень	+1	6,0	50
Нижний уровень	-1	2,0	0
Звездные точки	+	5,4	44,14
	-	2,6	15,86

Число опытов определяется по формуле (при $k < 5$):

$$N = 2^k + 2k + n_0, \quad (2)$$

где k – количество факторов, n_0 – количество нулевых точек.

$$N = 2^2 + 2 \cdot 2 + 2 = 10.$$

В табл. 2 приведен план двухфакторного дробного эксперимента для изложенных выше условий.

Таблица 2

План двухфакторного дробного эксперимента

№ опыта	Переменные					Выход Удельная электрическая мощность N_3 , кВт/(кг/с)
	x_0	x_1	P_T	x_2	X	
1	+	-	2,6	-	15,86	121,80
2	+	-	2,6	+	44,14	151,96
3	+	+	5,4	-	15,86	80
4	+	+	5,4	+	44,14	100,98
5	+	0	4,10	-	10	136,30
6	+	0	4,0	+	49,9	148,0
7	+	-	2,02	0	30	136,0
8	+	+	5,9	0	30	58,3
9	+	0	4,0	0	30	144,9
10	+	0	4,0	0	30	145,2

В табл. 3 приведены результаты численных исследований удельной электрической мощности для указанных диапазонов переменных.

Таблиця 3

Матриця повного факторного експеримента

$P_T, \text{МПа}$ \ $X, \%$	0	20	30	40	50
2,0	101,5	127,8	136,3	142,9	144,0
4,0	109,6	139,6	144,9	150,1	151,9
6,0	48,2	55,1	58,3	67,8	70,2

В кожній серії опытов вычисления проводилось трижды с определением среднего значения функции отклика N_3 .

Для определения ошибки воспроизводимости, необходимой для оценки значимости коэффициентов при установлении адекватности математической модели, были выполнены четыре параллельных опыта на нулевых уровнях факторов (строки 9 и 10 табл. 2).

Для данного плана использована модель

$$y = b_0' + b_1x_1 + b_2x_2 + b_{11}x_1^2 + b_{22}x_2^2 + b_{12}x_1x_2. \quad (3)$$

Для перехода к обычной записи b_0 определено по формуле:

$$b_0 = b_0' - b_{11}\bar{x}_{11}^2 - b_{22}\bar{x}_{22}^2. \quad (4)$$

Значимость коэффициентов уравнения регрессии проверялась по критерию Стьюдента. Результаты расчета ошибки воспроизводимости и адекватности модели: дисперсия адекватности $S_{ад}^2 = 1,5728 \cdot 10^3$; критерий Фишера $F = 3,0$; критическое значение критерия Фишера $F_{кр} = 10,25$; критерий Стьюдента $t_j = 0,955$.

В результате получено уравнение регрессии, описывающее функцию отклика – удельную электрическую мощность энергоустановки N_3 :

$$N_{y3} = -35,35 + 89,22 \cdot P_T + 1,94 \cdot X - 12,98 \cdot P_T^2 - 0,014 \cdot X^2 - 0,12 \cdot X \cdot P_T. \quad (5)$$

График зависимости N_3 от влияющих параметров (P_T, X) изображен на рис.2.

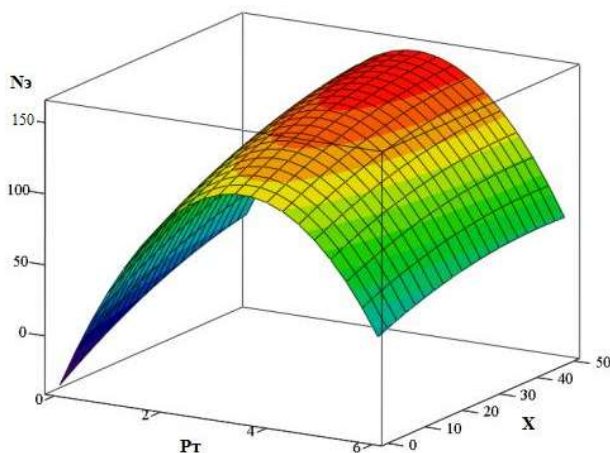


Рис. 2. График зависимости удельной электрической мощности N_3 от давления пара перед турбиной P_T и концентрации водяного пара в смеси $C_8H_{18}+H_2O$

Зависимости величины удельной электрической мощности от давления пара перед турбиной и концентрации водяного пара показаны на рис. 3 и 4.

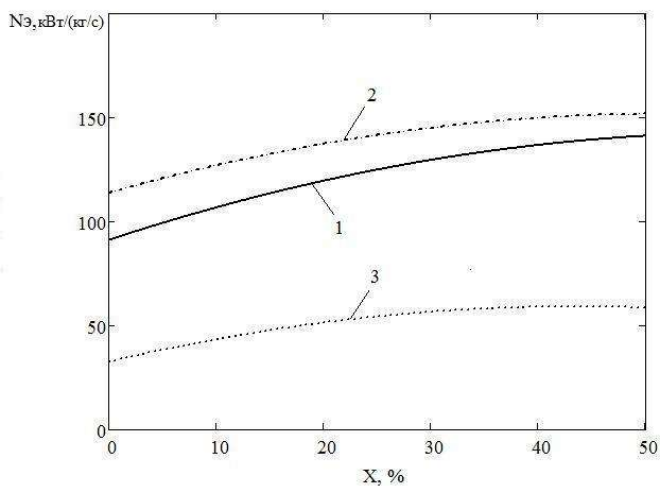


Рис. 3. Графики зависимости удельной электрической мощности $N_{э}$ от концентрации водяного пара в смеси $C_8H_{18}+H_2O$: 1 – $P_T=2,0$ МПа, 2 – $P_T=4,0$ МПа, 3 – $P_T=6,0$ МПа

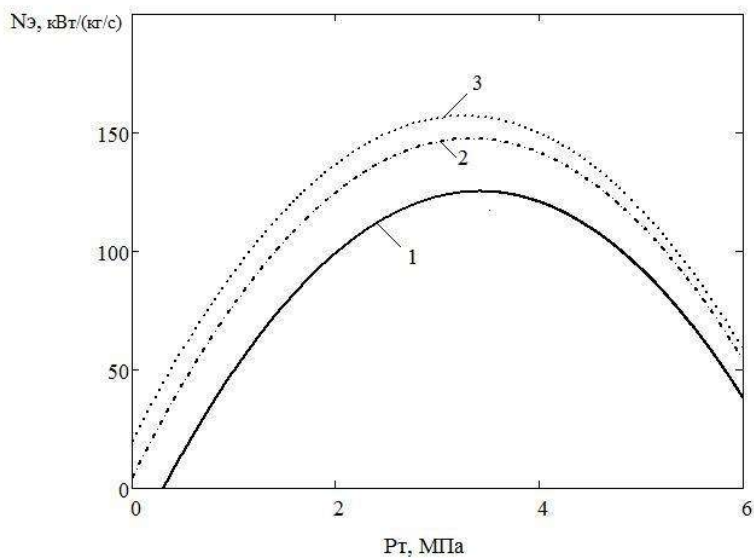


Рис. 4. Графики зависимости удельной электрической мощности $N_{э}$ от давления пара перед турбиной: 1 – $X=5\%$, 2 – $X=20\%$, 3 – $X=40\%$

Моделирование параметров двухступенчатой теплоутилизационной энергоустановки.

На рис. 5 изображена схема исследуемой двухступенчатой теплоутилизационной установки.

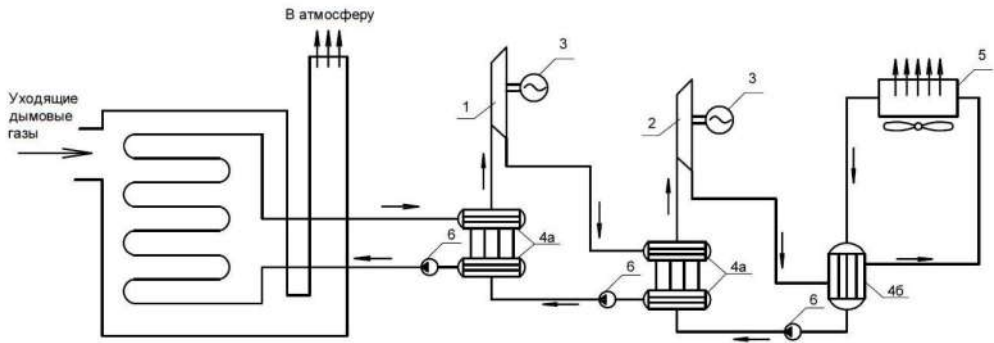


Рис. 5. Технологическая схема двухступенчатой теплоутилизационной энергетической установки: 1 – турбина первой ступени; 2 – турбина второй ступени; 3 – электрогенератор; 4а, 4б – испаритель, регенеративный теплообменник; 5 – конденсатор; 6 – насос

В качестве выходного параметра, как и для одноступенчатой теплоутилизационной установки, принято значение удельной электрической мощности N_3 :

$$N_3 = f(t_1, t_2), \quad (6)$$

где t_1 – температура пара перед турбиной первой ступени, °С; t_2 – температура пара перед турбиной второй ступени, °С.

План вычислительного эксперимента составлен для окрестности точек внутри указанного предела значений переменных. В табл. 4 приведены координаты центра плана, интервалы варьирования и уровни исследования.

Таблица 4

Основные характеристики плана вычислительного эксперимента

Характеристика	Кодовое значение фактора	Температура пара перед турбиной первой ступени t_1 , °С	Температура пара перед турбиной второй ступени t_2 , °С
Основной уровень	x_j^0	300	200
Интервал варьирования	Δx_j	50	50
Верхний уровень	+1	350	250
Низкий уровень	-1	250	150
Звездные точки	+	335,36	235,36
	-	264,64	164,64

Число опытов для двухфакторного дробного эксперимента N=10.
В табл. 5 приведен план двухфакторного эксперимента.

Таблица 5

План двухфакторного дробного вычислительного эксперимента
(количество опытов N=10)

№ опыта	Переменные					Выход Удельная электрическая мощность N _э , кВт/(кг/с)
	x ₀	x ₁	t ₁	x ₂	t ₂	
1	+	-	264,64	-	164,64	112,7
2	+	-	264,64	+	235,36	119,1
3	+	+	335,36	-	164,64	82,7
4	+	+	335,36	+	235,36	93,15
5	+	0	300	-	149,99	100
6	+	0	300	+	250,01	115
7	+	-	249,99	0	200	120
8	+	+	350	0	200	78,5
9	+	0	300	0	200	110,8
10	+	0	300	0	200	112,8

В табл. 6 приведены результаты численных исследований электрической мощности для указанных диапазонов переменных.

Таблица 6

Матрица полного факторного эксперимента

t ₁ , °C \ t ₂ , °C	150	172	198	234	250
350	111	115	120	125,5	117
300	100	107,9	112,3	116	115
250	66,8	73,2	78,5	86,2	84,2

В каждой серии опыты-вычисления проводили трижды и определяли среднее значение функции отклика N_э.

В результате обработки опытных данных получено уравнение регрессии в виде:

$$N_y = -627,107 + 3,586t_1 + 1,278t_2 - 0,005t_1^2 - 0,002137t_2^2 + 0,000932t_1t_2. \quad (7)$$

Результаты расчета ошибки воспроизводимости и адекватности модели: дисперсия адекватности S_{ад}² = 5,4628·10⁻³; значение критерия Фишера F = 5,8 при F_{кр}=8,625; значения критерия Стьюдента t_j = 0,985.

График зависимости N_э от влияющих параметров (t₁, t₂) изображен на рис. 6.

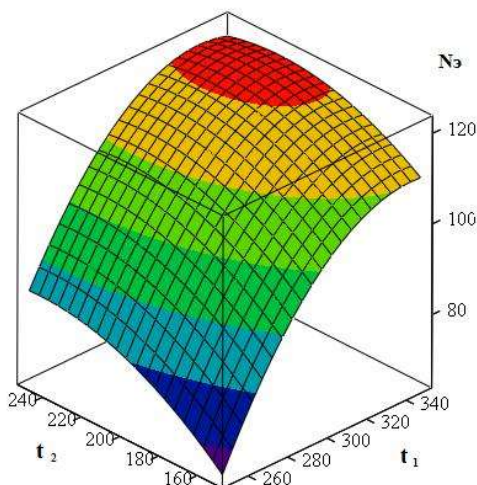


Рис. 6. График зависимости удельной электрической мощности $Nэ$ от температуры пара перед турбиной первой ступени t_1 и температуры пара перед турбиной второй ступени t_2

Выводы. Полученные зависимости удельной электрической мощности отражают влияние не только учтенных факторов, но и эффект парных взаимодействий и квадратичных влияний.

Анализ формы поверхности отклика показывает закономерность комплексного влияния принятых факторов на целевую функцию, а полученные регрессионные зависимости могут быть использованы при дальнейшем анализе качественных показателей процесса превращения утилизируемой теплоты в электрическую энергию и теплоту пониженного потенциала.

Показано, что при использовании смеси $C_8H_{18}+H_2O$ в утилизационной энергетической установке при температурах уходящих газов до $350\text{ }^\circ\text{C}$ выработка удельной электрической мощности достигает значений $150\dots154\text{ кВт}$, что выше, чем в двухступенчатой энергетической установке с органическими веществами – $120\dots125\text{ кВт}$, и в турбине с водяным паром – 18 кВт .

Литература

1. Когенерационные технологии в энергетике на основе применения паровых турбин малой мощности / А.Л. Шубенко, В.А. Маляренко, А.В. Сенецкий, Н.Ю. Бабак. – Х.: ИПМАШ НАНУ, 2014. – 320 с.
2. Редько А.О. Термодинамічна ефективність теплоутилізаційних установок з каскадним циклом органічного теплоносія / А.О. Редько, С.В. Павловський // Інтегровані технології та енергозбереження. – Харків: НТУ «ХП», 2011. – № 4. – С. 17–22.
3. Редько А.А. Выбор рабочего вещества для когенерационного силового контура котельного агрегата / А.А. Редько, С.В. Павловский // Энергетика и электрификация. – 2012. – №2. – С. 24–27.
4. Винарский М.С., Лурье М.В. Планирование эксперимента в технологических исследованиях. – К.: Техника, 1975. – 168 с.

Моделювання параметрів теплоутилізаційної енергетичної установки.

О. О. Редько, А. І. Компан, В.С. Бугай

Наведені результати математичного моделювання процесів перетворення теплоти відхідних газів в електричну енергію. Отримані регресійні рівняння для розрахунку питомої електричної потужності від змінних параметрів.

Ключові слова: теплоутилізаційна установка; обчислювальний експеримент; електрична потужність.

Simulation parameters heat recovery power installation

A. Red'ko, A. Compan, V. Bugaj

The results of mathematical modeling of processes of heat transformation of flue gases into electrical energy are given in the article. The regression equations for the calculation of specific electric power from influencing parameters are obtained.

Key words: heat recovery installation; computational experiment; the electric power.

Надійшла до редакції 12.06.2014 р.

УДК 631.22

Якісні характеристики процесів автоматичного регулювання теплового режиму опалюваного приміщення

В.Б. Довгалюк¹, В.П. Штиленко²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури

²зав. лабор. випробувань, Сертифікаційний випробувальний центр опалювального обладнання, м. Київ

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

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

Вступ. Автоматичне регулювання теплового режиму приміщення в опалювальний період характеризується процесами, які стосуються загальних законів щодо об'єктів регулювання. Об'єкти регулювання вивчаються в автоматичі з погляду впливу їх властивостей на процеси підтримки заданих параметрів при змінах збурень.

При керуванні тепловим режимом опалюваного приміщення, здатність відповідно швидко накопичувати чи віддавати теплову енергію, характеризується коефіцієнтом ємності [1] і в деяких випадках визначається за формулою:

$$W = 0,278 \sum c_m M + \sum \alpha' F_i, \quad (1)$$

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

Вказаний вище вираз справедливий тільки при дуже повільних змінах температури, коли всі предмети, що знаходяться в приміщенні, встигнуть прогрітися.

При частій зміні амплітуди, утримати значення параметру, що регулюється в заданих межах важко. Порівнюючи площу та масу огорожувальних конструкцій та предметів у приміщенні з площею та масою опалювального приладу, об'єм повітря у приміщенні з об'ємом теплоносія в опалювальному приладі, а також теплову інерційність приміщень та приладів видно, що коефіцієнт ємності опалювального приміщення буде великим, а зміна амплітуди температури приміщення незначна, тому процеси регулювання в таких випадках простіші. Зміна температурного режиму приміщення при різній величині коефіцієнта ємності показана на рис. 1.

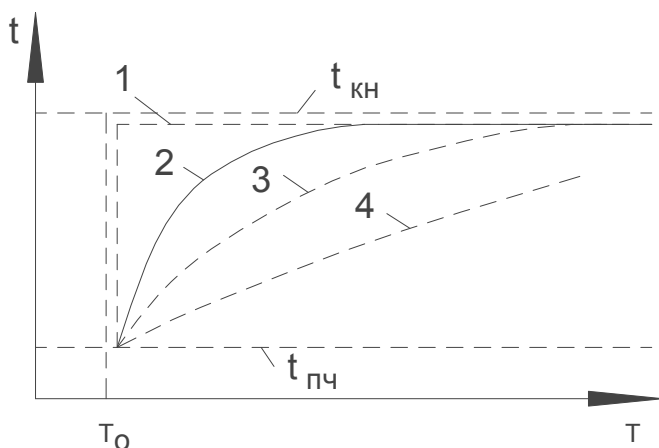


Рис. 1. Хід зміни температурного режиму приміщення при різних величинах коефіцієнта ємності: 1 - коефіцієнт ємності рівний нулю; 2 - ємність мала; 3 - ємність середня; 4 - ємність велика; t_0 - момент початку збурення; $t_{пч}$ і $t_{кн}$ – початкове і кінцеве значення температури приміщення

Відомо, що об'єкти регулювання існують одноємні, двоємні або багатоемні [2]. При нагріванні приміщення з опалювальним приладом ємністю зі сторони надходження є тепло в масі теплоносія, а ємністю з сторони витрати – зовнішні огороження приміщення, що обігріваться.

Міжземним опором є термічний опір стінок опалювального приладу. Перехідне 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 підігріваться не відразу. Спочатку нагрівається метал опалювального приладу, і між ним і приміщенням, що обігріваться, 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 параметрів, що регулюються. Щоб виконати ці умови для теплового режиму приміщення, при автоматичному регулюванні, необхідно застосовувати опалювальні прилади з мінімально можливою товщиною стінок, які виготовлені з малотеплоємних металів, що мають значні коефіцієнти теплопровідності.

Швидкість протікання теплоносія через опалювальний прилад має вплив на процес регулювання теплового режиму приміщення. 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]. Швидкість зміни температурного

режиму приміщення прямо пропорційна різниці між поточним значенням надходження теплової енергії $Q_{над}$ та поточним значенням витрати теплової енергії $Q_{вит}$, і обернено пропорційна коефіцієнту ємності приміщення. Для нескінченно малого проміжку часу $d\tau$ можна вважати, що ця залежність лінійна, тобто:

$$dt_{nm}/d\tau = (Q_{над} - Q_{вит})/W = \Delta Q_{nm}/W, \quad (2)$$

де dt_{nm} - нескінченно мала зміна температурного режиму за нескінченно малий відрізок часу $d\tau$; ΔQ_{nm} – різниця між надходженням і витратою теплової енергії.

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

Приведемо всі поточні величини до їх відносних значень та отримаємо: $v_{над} = Q_{над} / Q_{ном}$ - відносне надходження, $v_{вит} = Q_{вит} / Q_{ном}$ - відносна витрата теплової енергії.

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

Для нескінченно малого відносного приросту параметра:

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

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

$$dt'_{nm}/d\tau = (1/W) (Q_{ном}/t_{nm\ ном}) (v_{над} - v_{вит}) = \varepsilon \Delta v \quad (4)$$

де $(1/W) (Q_{ном}/t_{nm\ ном}) = \varepsilon$ – коефіцієнт пропорційності (чутливість до збурення).

$$\text{Отже: } dt'_{nm}/d\tau = \varepsilon \Delta v \quad (5)$$

Обернена величина коефіцієнту пропорційності, ε швидкість зміни температури приміщення у відносних величинах, при максимальних збуреннях, тобто при $\Delta v=1$, що відповідає $Q_{вит}=0$, а $Q_{над} = Q_{ном}$.

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

$$T_a = 1/\varepsilon = W t_{nm\ ном} / Q_{ном}, \text{ с} \quad (6)$$

Добуток $W t_{nm\ ном}$ 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 максимальною 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 опалюваного приміщення якраз характерні незначні збурення, що свідчить про їх позитивні, з погляду регулювання, властивості.

Властивість об'єкту автоматичного регулювання – самостійно (без регулятора) вирівнювати значення $Q_{вит}$ і $Q_{над}$, тобто з деяким часом приходиться до

нового врівноваженого стану, після однократного стрибкоподібного збурення, характеризується самовирівнюванням об'єкту регулювання [1].

Розглянемо опалюване приміщення (рис. 2). Якщо збільшиться віддача тепла від опалювального приладу, тобто збільшиться $Q_{над}$, то за рахунок збільшення температури всередині приміщення зростуть і втрати тепла, тобто $Q_{вит}$.

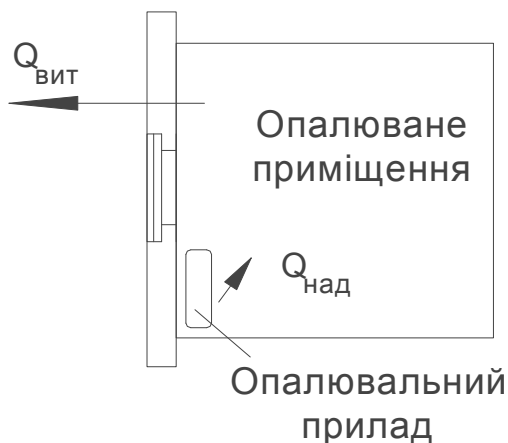


Рис. 2. Схема процесу самовирівнювання температурного режиму приміщення на сторонах витрати та надходження теплової енергії

В цьому випадку: $Q_{вит} = f(Q)$. При зменшенні втрат тепла, які відбуваються за рахунок збільшення зовнішньої температури, зростає температура всередині приміщення, відповідно змінюється і віддача тепла опалювального приладу, тобто: $Q_{над} = f(Q)$.

Таким чином, при зміні температури всередині опалювального приміщення, змінюються одночасно втрати тепла і тепловіддача від опалювального приладу, 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 не вигідні умови, характер збурення приймають стрибкоподібним.

В системах опалення на практиці зустрічається стрибкоподібний характер збурення дуже рідко. Найшвидшими можна вважати збурення від сонячної радіації. Проте в цьому випадку буде потрібно час для трансформації частини променистого тепла в конвективне, яке здатне нагрівати повітря в приміщенні. В абсолютній більшості випадків існує плавний характер збурень, 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 невідповідним 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, але у весняну пору року такий перехід може спостерігатися і протягом доби. Практика показує, що регулювання теплового режиму приміщення у весняну пору року має найбільшу потребу.

Автоматичне регулювання теплового режиму 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 перехідному стані в ньому виникає незгасаючий коливальний процес з допустимою амплітудою відхилень температурних параметрів приміщення.

Якість процесу регулювання теплового режиму опалюваного приміщення оцінюється наступними показниками: відхиленням параметрів теплового режиму від заданого значення при перехідному 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 перехідного процесу, тобто часом, що затрачається на повернення теплових параметрів в задані межі, після початку збурення; числом коливань теплових параметрів приміщення під час перехідного процесу біля заданого значення.

Висновки. Опалюване приміщення, як об'єкт регулювання, характеризується великим коефіцієнтом ємності, володіє самовирівнюванням як на стороні тепловтрат так і на стороні теплонадходжень, 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 теплового режиму опалюваного приміщення можливе тільки в сукупності роботи автоматичних регуляторів з точно підібраними опалювальними приладами, які встановлені у відповідних по об'єму приміщеннях з необхідною теплоізоляцією та температурою теплоносія, яка відповідає температурі зовнішнього повітря.

Література

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

Качественные характеристики процессов автоматического регулирования теплового режима отапливаемого помещения.

В.Б. Довгалюк, В.П. Штиленко

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

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

Qualitative characteristics of the processes of automatic control of thermal conditions of heated space.

V. Dovgaluk, V. Shtylenko

Results of analysis of thermal management of heated space are presented and provided the necessary conclusions in accordance with the general requirements of the laws of automatic control, which ensures quality and energetically efficient operation of water heating systems.

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

Надійшла до редакції 02.06.2014 р.

УДК 621.577.22

Перспективи та аспекти застосування систем теплохолодопостачання, які використовують приповерхневі шари води в якості теплового акумулятора

Е.С. Малкін¹, Є.О. Кулінко²

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури, saodhar@gmail.com

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, kyo@itek.org.ua

Розглянуто питання застосування приповерхневих шарів води в якості теплового акумулятора. Розглянуті можливі схеми відбору теплової енергії землі та приповерхневих вод. Вказано на ряд факторів, що впливають на не стаціонарність процесів теплоакумуляції. Описано можливі шляхи реалізації поставленого питання. Окреслено ряд проблем та шляхи можливого їх вирішення. Наведено принципові схеми, які можуть бути використані для реалізації систем теплохолодопостачання, які використовують приповерхневі шари води в якості теплового акумулятора.

Ключові слова: енергозбереження; геотехнологія; тепловий насос; акумуляція.

Вступ. Сезонна нерівномірність споживання і обмеженість запасів природних енергоносіїв в Україні призводить до необхідності пошуку нетрадиційних способів видобутку та зберігання теплової енергії. У сформованих гірничо-геологічних і кліматичних умовах країни зниження енергетичних навантажень може бути досягнуто за рахунок створення систем підземного акумуляції теплоти. Ці системи забезпечать потреби опалення, гарячого водопостачання та кондиціонування інженерних споруд за рахунок акумуляції теплової енергії та холоду у водоносних пластах.

Акумуляція теплової енергії в підземних водоносних пластах – це нова нетрадиційна енергозберігаюча технологія для тепло- та холодопостачання. Взимку холод є в надлишку, тоді як влітку в наявності «безкоштовна» тепла енергія. Сезонне акумуляція енергії дозволяє вирішити проблему розбіжностей надходження та відпуску теплової енергії. Створення спеціальних резервуарів для зберігання теплоносія з акумулятивним теплом вимагає великих витрат і складних технічних рішень. У той же час, підземні водоносні пласти можуть бути середовищем, що підходить для довгострокового акумуляції тепла і холоду.

Враховуючи особливості клімату і актуальність питань енергозбереження, технологія підземного акумуляції теплової енергії у водоносних шарах може становити інтерес і знайти можливе застосування у великій кількості регіонів. На даний момент існує ряд теплохолодонасосних геотермальних установок представлених основними чотирма видами, такими як: горизонтальна,

вертикальна і водовмісна відносяться до замкнених систем та з відкритим циклом відповідно – відкрита. Кожна з цих систем має свої переваги і недоліки. Але жодна з них не задовольняє комплексні потреби споживачів в теплий і холодний період року. Вважаємо, що для забезпечення теплохолодопостачання об'єктів доцільно використовувати системи із акумуляцією теплоти.

В останні роки теплові насоси, як джерело теплової енергії, стали все частіше застосовуватись у централізованому теплопостачанні. Найбільш інтенсивно ці роботи розгорнулись у Швеції. Із діючих в країні 130 тис. теплових насосів 90 тис. мають сумарну теплопродуктивність 1000 МВт та забезпечують приблизно половину всього навантаження усіх ТН. Серед діючих великих теплонасосних станцій централізованого теплопостачання необхідно відзначити станції, що споруджені в містах Бурленге (24 МВт), Умео (34 МВт), Ужала (39 МВт), Еребру (40 МВт) та Стокгольмі (160 МВт) [1-3]. Як низькотемпературні джерела для цих станцій використовуються міські стічні води, промислові водяні стоки та морська вода [1-3].

Крім Швеції, теплонасосні станції для централізованого теплопостачання споруджені також в інших західноєвропейських країнах, серед яких необхідно відзначити станції, що експлуатуються в Норвегії (м. Осло – 8 МВт), Німеччині (м. Кіль – 9 МВт), Данії (м. Фредеріксхавн – 10 МВт), Швейцарії (м. Базель – 11 МВт).

Приповерхневі води є системою, яка працює в нестационарних умовах, що значно ускладнює вирішення задач. На рис. 1 наведено схему факторів, що впливають на формування процесів в пласті.

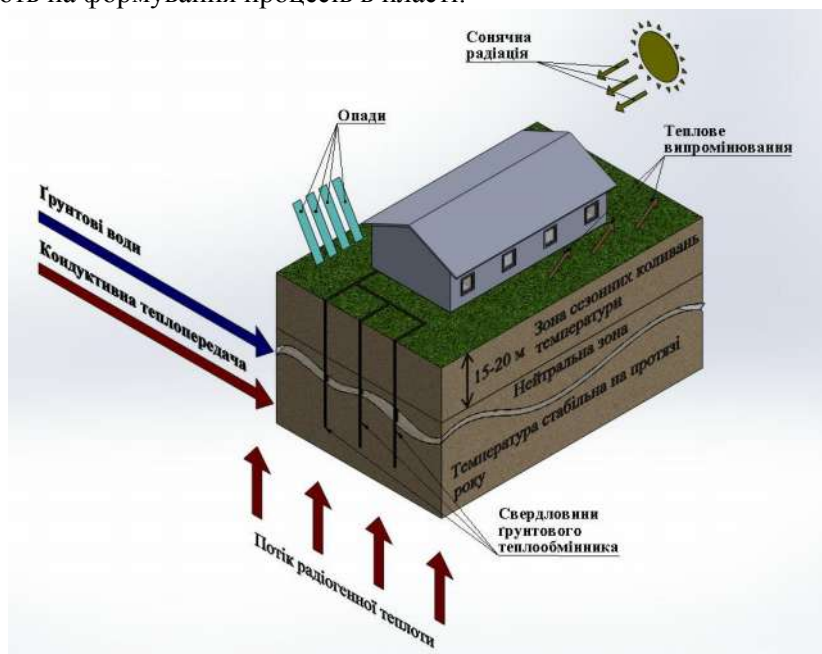


Рис. 1. Фактори, що формують температурний режим ґрунтового масиву системи відбору низькопотенціального тепла поверхневих шарів Землі

Коротко розглянемо можливі схеми відбору теплової енергії (рис. 2) з приповерхневих шарів води та ґрунту. У загальному випадку можна виділити два види систем тепловідбору: відкриті системи: в якості джерела низькопотенціальної теплової енергії використовуються ґрунтові води, що підводиться безпосередньо до теплових насосів; замкнуті системи: теплообмінники розташовані в ґрунтовому масиві; при циркуляції по ньому теплоносія із зниженою відносно ґрунту температурою відбувається «відбір» теплової енергії від ґрунту і перенос її до випарника теплового насоса (або, при використанні теплоносія з підвищеною відносно ґрунту температурою, його охолодження).

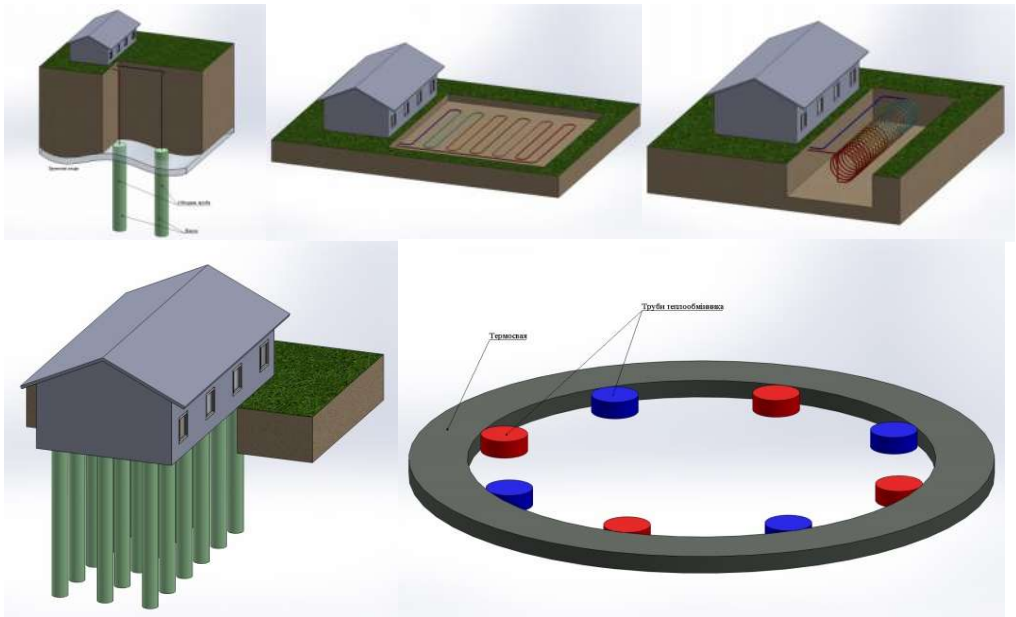


Рис. 2. Системи відбору теплової енергії від приповерхневих вод та ґрунту

Що стосується тепло насосних систем тепlopостачання з використанням у якості джерел теплоти ґрунту, то слід відмітити, в багатьох районах України вони характеризуються малою тепловою потужністю системи (1,5-2 кВт)/(28 м² поверхні землі), тобто вони придатні для невеликих систем потужністю до 30 кВт.

Розподіл підземних вод на території України обумовлений геологічною будовою та історією природного розвитку різних її частин, які являють собою відокремлені гідрогеологічні регіони, що відрізняються один від одного за віком, складом і умовами залягання утворень, що їх складають, за сукупністю основних природних чинників, які визначають закономірності формування, розподіл, склад і умови експлуатації підземних вод.

При районуванні підземних вод України, яким в свій час займалися Б.Л. Лічков, В.І. Лучицький, К.І. Маков, О.К. Ланге, Н.І. Толстіхін, А.Є. Бабінець,

Ф.А. Руденко, М.І. Дробноход, В.М. Шестопалов та інші дослідники, враховувались різноманітні природні та штучні чинники.

За гідрогеологічним районуванням, виконаним у ДВ УкрДГРІ (1984-1987 р.р.), на території України виділено 3 материкові системи басейнів підземних вод: А – Східноєвропейську систему басейнів пластових вод і басейнів тріщинно-жильних вод кори вивітрювання; Б – Скіфсько-Турансько-Західносибірську систему басейнів пластових вод, а також В – Карпатсько-Кримсько-Кавказ-Коистдагсько-Памірську систему басейнів пластово-блокових, пластових вод, води кори вивітрювання та лавових покривів. В межах першої виділено 5 складних басейнів підземних вод I порядку: Волино-Причорноморський, Дніпровсько-Донецький, Український, Передкарпатський, Придобруджинський. В межах двох перших басейнів виділено по 3 басейни II-го порядку (трьом останнім відповідають однойменні басейни II порядку). Система Б розбита на два складних басейни I-го порядку: Донецький та Добруджинсько-Кримсько-Передкавказький. В останньому виділено 3 басейни II-го порядку. Система В поділена на Кримсько-Кавказький та Карпатський складні басейни I порядку (останній поділяється на два басейни II-го порядку - Закарпатський і Карпатський) [4]. Таким чином, всього виділено дев'ять басейнів I порядку. В цілому дослідження гідрогеології території України дозволяє стверджувати про можливість застосування їх в якості теплових акумуляторів при вирішенні ряду задач:

- Дослідження максимальних перепадів температур водяного пласта з урахуванням не порушення умов існування мікроорганізмів (мікроценозу).
- Аналітичне розв'язання задачі теплопереносу.
- Створення математичної моделі нестационарного режиму явищ тепло переносу, результатом якої стане визначення оптимальних геометричних параметрів свердловини.
- Розробка розрахунково-експериментальної методики досліджень фільтрації та теплопереносу у водоносному горизонті, який використовується як акумулятор нагрітої та охолодженої води.
- Експериментальне дослідження фільтрації та теплопереносу у водоносному горизонті, який використовується як акумулятор нагрітої та охолодженої води.
- Створення інженерних методик визначення характеристик теплохолодонасосного обладнання, яке використовується в досліджувальній системі.
- Створення інженерних методик визначення оптимальної відстані між головними та дренажними свердловинами.

Нижче наводимо принципову схему системи, яка дозволить реалізувати механізм роботи в режимах «зима-літо».

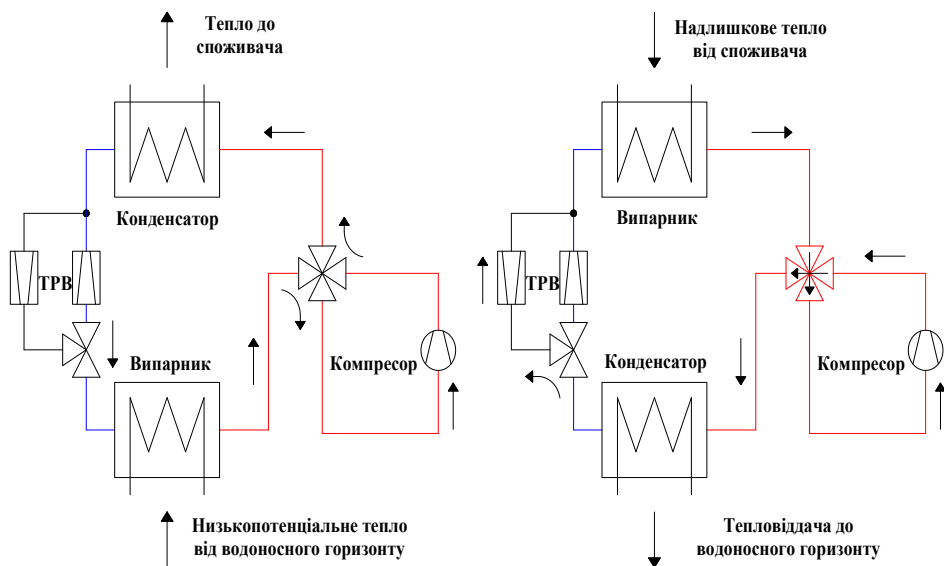
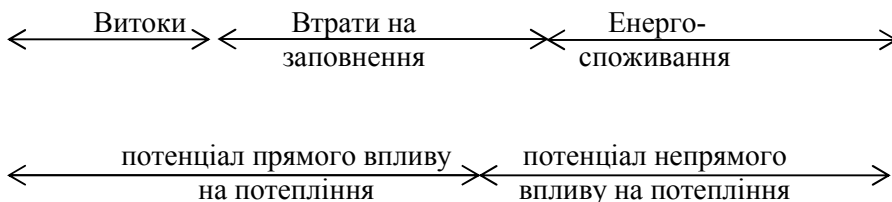


Рис. 3. Принципова схема роботи системи в режимах опалення і охолодження

Особливу увагу слід приділяти вибору холодоагенту, який дозволить ефективно працювати системі в режимах «зима-літо». Проводимо аналіз фактора TEWI для порівнювальних холодоагентів:

$$\text{TEWI} = \text{TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT}$$

$$\text{TEWI} = (\text{GWP} \times L \times n) + (\text{GWP} \times m [1 - \alpha_{\text{recovery}}]) + (n \times E_{\text{annual}} \times \beta)$$



- GWP = Потенціал впливу на глобальне потепління [по відношенню до CO₂]
- L = Об'єм витоків за рік [кг]
- n = Термін експлуатації системи [роки]
- m = Робочий об'єм холодоагенту [кг]
- α_{recovery} = Коефіцієнт повторного використання
- E_{annual} = Енергоспоживання за рік [кВт·год]
- β = Викид CO₂ на 1 кВт·год енергії (змішана од.)

Очевидно, що потенціал прямого впливу на потепління вищий у того холодоагенту в якого значення потенціалу впливу на глобальне потепління [по відношенню до CO₂] більше, а от потенціал непрямого впливу на глобальне потепління залежить від вище прорахованих потужностей компресора.

Приймаємо, що термін експлуатації ТНУ для всіх холодоагентів рівний 10 рокам, викид CO₂ на 1 кВт·год енергії становить $\beta = 0,6 \text{ кг}\cdot\text{CO}_2/(\text{кВт}\cdot\text{год})$.

Результати розрахунків зводимо в таблицю:

Таблиця 1

Основні показники холодоагентів при їх використанні в в режимах нагріву та охолодження

Ознака	Одиниця вимірювання	Значення			
		R134a	R290	R404a	R407c
Назва холодоагенту		R134a	R290	R404a	R407c
Хімічна формула		C ₂ H ₂ F ₄	C ₃ H ₈	R125/R143a/R134a	R32/R125/ R134a
Температура кипіння	°C	-26,3	-41,79	-46,7	-43,56
Критична температура	°C	101,06	96,6	72,7	86,7
Критичний тиск	МПа	4,059	4,25	3,735	4,63
Озоноруйнівний потенціал, ODP		0	0	0	0
Потенціал глобального потепління, GWP		1430	0,001	3750	1600
Питомий тепловідбір з 1 м ³ пласта	кВт·год/м ³	4,049			
Тривалість роботи ТНУ в режимі опалення	год/рік	4488			
Питома тепловіддача на 1 м ³ пласта	кВт·год/м ³	4,543			
Тривалість роботи ТНУ в режимі охолодження	год/рік	4000			
2- й сезон роботи в режимі опалення					
Електрична потужність компресора на 1 м ³ пласта	кВт/м ³	0,7208	0,7361	0,7873	0,7836
Питома тепловіддача конденсатора з 1 м ³ пласта	кВт/м ³	4,77	4,785	4,836	4,833
Коефіцієнт перетворення		6,62	6,50	6,14	6,17
Фактор TEWI (енергоспоживання)	кг·CO ₂	1,94	1,98	2,12	2,11

1 -й сезон роботи в режимі охолодження					
Електрична потужність компресора на 1 м ³ пласта	кВт/м ³	0,3942	0,399	0,4112	0,4026
Питомий тепловідбір випарника з 1 м ³ пласта	кВт/м ³	4,149	4,144	4,132	4,14
Коефіцієнт перетворення		10,53	10,39	10,05	10,28
Фактор TEWI (енергоспоживання)		0,95	0,96	0,99	0,97
Фактор TEWI (сумарне енергоспоживання)	кг·СО ₂	2,89	2,94	3,11	3,08

Для холодоагенту R134a був проведений термодинамічний аналіз та побудова циклів для режимів «зима-літо», який підтвердив можливість та доцільність його використання в досліджуваній системі.

Висновки. Застосування комплексних систем теплохолодопостачання є перспективним та технічно можливим напрямком розвитку інженерних систем. Задачі, пов'язані з питанням, можна окреслити наступним чином: дослідження максимальних перепадів температур водяного пласта з урахуванням не порушення умов існування мікроорганізмів (мікроценозу); аналітичне розв'язання задачі теплопереносу; створення математичної моделі нестационарного режиму явищ тепло переносу, результатом якої стане визначення оптимальних геометричних параметрів свердловини; розробка розрахунково-експериментальної методики досліджень фільтрації та теплопереносу у водоносному горизонті, який використовується як акумулятор нагрітої та охолодженої води; експериментальне дослідження фільтрації та теплопереносу у водоносному горизонті, який використовується як акумулятор нагрітої та охолодженої води; створення інженерних методик визначення характеристик теплохолодопостачального обладнання, яке використовується в досліджуваній системі; створення інженерних методик визначення оптимальної відстані між головними та дренажними свердловинами.

Література

1. Янговский Е. И. Парокомпрессионные теплонасосные установки / Е. И. Янговский, Ю. В. Пустовалов. – М. : Энергоиздат, 1982. – 144 с.
2. Рэй Д. Тепловые насосы / Д. Рэй, Д. Макмайкл; пер. с англ. – М. : Энергоиздат, 1982. – 224 с.
3. Безкоштовна енергія // Ринок інсталяційний. – 1999. – №10. – С. 8.
4. Рубан С. А. Гідрогеологічні оцінки та прогнози режиму підземних вод України / Рубан С. А., Шинкаревський М. А. – К. : УкрДГРІ, 2005. – 572 с.

Перспективы и аспекты применения систем теплохолодоснабжения, которые используют приповерхностные слои воды в качестве теплового аккумулятора

Э.С. Малкин, Е.А. Кулинко

Рассмотрен вопрос использования приповерхностных шаров воды в качестве аккумулятора. Рассмотрены возможные схемы отбора тепловой энергии земли и приповерхностных вод. Указано на ряд факторов, которые влияют на нестационарность процессов теплового аккумулярования. Описаны возможные пути реализации поставленного вопроса. Очерчен ряд проблем и возможные пути их решения. Приведены принципиальные схемы, которые могут быть использованы для реализации систем теплохолодоснабжения, которые используют приповерхностные шары воды в качестве теплового аккумулятора.

Ключевые слова: энергосбережение; геотехнология; тепловой насос; аккумуляция.

Perspectives and aspects of heating and cold supply systems that use surface layers of water as a thermal energy storage.

E. Malkin, Ye. Kulinko

The question of the use of surface layers of watter for thermal energy storage is given in the article. The possible heat recovery scheme land and subsurface waters are considered. A number of factors that affect the unsteady heat storage processes are indicated. The possible ways to implement the question are posed. A number of problems and possible solutions are outlined. A schematic diagram that can be used to implement heating and cooling systems which use water layers near the surface as the heat accumulator are shown.

Keywords: energy conservation; geotechnology; heat pump; accumulation.

Надійшла в редакцію 10.06.2014 р.

УДК 535.244:629.7

Методика розрахунку одно- та двоярусних мікрощілинних теплообмінників

Е.С. Малкін¹, Ю.Є. Ніколаєнко², І.Е. Фуртат³, А.В. Тимощенко⁴,
М.І. Дьячков⁵

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва та архітектури, saodhar@gmail.com

²д.т.н., ст.н.співр., Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут»

³к.т.н., доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», i.e.furtat@gmail.com

⁴к.т.н., Інститут технічної теплофізики НАНУ

⁵інженер, Київський національний університет будівництва та архітектури

Наведено методику розрахунку потужності мідного і алюмінієвого теплообмінника з мікроканалами різних розмірів. Розрахунок базується на визначенні ефективності оребрення.

Ключові слова: питома потужність тепловиділення, гребінчасті мікроканали, одноярусний теплообмінник, двоярусний теплообмінник.

Вступ. У зв'язку зі значним розвитком електронного, електричного та інших типів тепловиділяючого обладнання, який характеризується значним зменшенням питомих габаритним розмірів цього обладнання і, як слідство, значним зростання питомої потужності тепловиділення певних ділянок його поверхні. Це викликає необхідність створення нових високоінтенсивних теплообмінників для відведення значних питомих тепловиділень з поверхні і підтримання на ній безпечної температури (до 65⁰С). Авторами були розроблені такі теплообмінники з гребінчастими мікроканалами [1–3], які дозволяють забезпечити при охолодженні водою відведення 2100÷2200 кВт/м² поверхні при $(\bar{t}_{нов} - \bar{t}_с) = 30^{\circ}C$.

Стаття присвячена подальшому підвищенню ефективності теплообмінників з гребінчастими мікроканалами шляхом розробки конструкції з двоярусним розташуванням мікроканалів та методики їх розрахунку, на базі якої проведено порівняльний розрахунок одно- (рис. 1а) та двоярусного (рис. 1б) теплообмінників. Наведено результати розрахунків мідних та алюмінієвих теплообмінників.

Методика розрахунку одноярусного мідного теплообмінника.

Таблиця 1

Вихідні дані для розрахунку одноярусного теплообмінника

матеріал	Мідь (М2)	Алюміній(А5)
Товщина ребра δ_p , м		0,001
Довжина ребра l_p , м		0,031
Висота ребра h_p , м		0,0075
Ширина каналу δ_k , м		0,0002

Товщина основи $\delta_{осн}$, м	0,003	
	Закінчення таблиці 1	
Товщина горизонтального перекриття $\delta_{пер}$, м	0,005	
Товщина вертикального огородження δ_o , м	0,005	
Висота вертикального огородження h_o , м	0,0075	
Коефіцієнт тепловіддачі від стінок до теплоносія α , Вт/м ² К	12000	
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра λ_p , Вт/мК	400	200

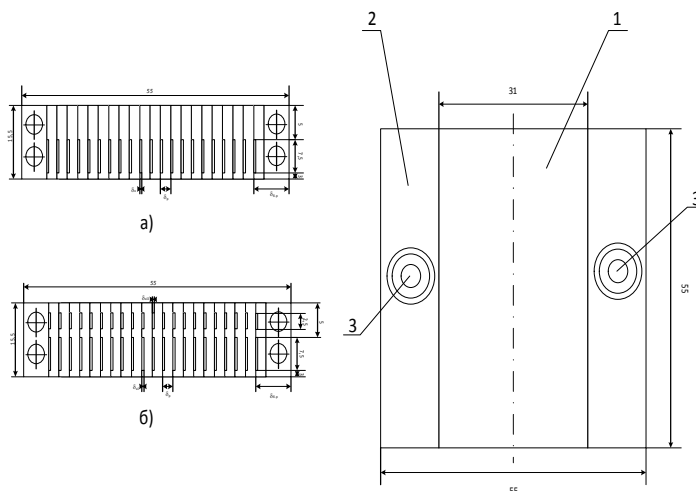


Рис. 1. Схема теплообмінників з гребінчастими мікроканалами:
а – одноярусний теплообмінник з постійною шириною каналів, б – двоярусний теплообмінник.

1 – корпус (радіатор), 2 – камера розподілу теплоносія, 3 – патрубок вводу теплоносія

1. Розраховуємо ефективність ребер.

Поперечно визначається параметр ребра m_p :

$$m_p = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_\delta}{\lambda_\delta \cdot \delta_\delta}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12000}{400 \cdot 0,001}} = \sqrt{60000} \approx 244,9 \text{ м}^{-1} \quad (1)$$

Значення коефіцієнта ефективності ребра ε_p :

$$\varepsilon_p = \frac{\text{th}(m_p \cdot h_p)}{m_p \cdot h_p} = \frac{\text{th}(1,837)}{244,9 \cdot 0,0075} = \frac{0,95}{1,837} \approx 0,518 \quad (2)$$

2. Ефективність бокових огорожуючих ребер.

Параметр m_o вертикального огородження:

$$m_p = \sqrt{\frac{\alpha_o}{\lambda_o \cdot \delta_o}} = \sqrt{\frac{12000}{400 \cdot 0,005}} = \sqrt{6000} \approx 77,46 \text{ м}^{-1} \quad (3)$$

Ефективність ε_o вертикального огородження:

$$\varepsilon_p = \frac{\text{th}(m_o \cdot h_o)}{m_o \cdot h_o} = \frac{\text{th}(77,46 \cdot 0,0125)}{77,46 \cdot 0,0125} = \frac{0,748}{0,968} \approx 0,773 \quad (4)$$

3. Ефективність $\varepsilon_{пер}$ горизонтального перекриття.

Параметр $m_{пер}$:

$$m_{пер} = \sqrt{\frac{\alpha_{пер}}{\lambda_{пер} \cdot \delta_{пер}}} = \sqrt{\frac{12000}{400 \cdot 0,005}} \approx 77,46 \text{ м}^{-1} \quad (5)$$

Середня висота ребра горизонтального перекриття:

$$h_{пер} = (55-10)/2 = 22,5 \text{ мм} \quad (6)$$

Загальна ефективність перекриття теплообмінника:

$$\varepsilon'_{пер} = \varepsilon_o \cdot \varepsilon_{пер} = 0,773 \cdot \frac{\text{th}(m_{пер} \cdot h_{пер})}{m_{пер} \cdot h_{пер}} = 0,773 \cdot \frac{\text{th}(77,46 \cdot 0,0225)}{77,46 \cdot 0,0225} = 0,773 \cdot \frac{0,94}{1,742} \approx 0,417 \quad (7)$$

4. Поверхня теплообміну в теплообміннику:

$$F = 2 \cdot n \cdot f_p = 2 \cdot 37 \cdot 0,0075 \cdot 0,031 = 0,0172 \text{ м}^2,$$

де n – кількість ребер = 37

$f_p = h_p \cdot l_p$ – площа поверхні ребра

5. Потужність теплообмінника:

$\Delta \bar{t}$ – середньологарифмічна різниця температур між основою теплообмінника та охолоджуючою водою = 30⁰С

$$Q = \alpha \cdot F \cdot \varepsilon'_{пер} \cdot \Delta \bar{t} = 12000 \cdot 0,0172 \cdot 0,518 \cdot 30 = 3207 \text{ Вт} = 3,207 \text{ кВт.}$$

Методика розрахунку двохярусного теплообмінника.

Таблиця 2

Вихідні дані для розрахунку двохярусного теплообмінника мідного та алюмінієвого

Товщина основи $\delta_{осн}$, м	0,003
Довжина бокової стінки $\delta_{ст}$, м	0,005
Товщина горизонтального перекриття між першим і другим ярусами $\delta_{с.п.}$, м	0,005
Товщина перекриття над другим ярусом $\delta_{пр}$, м	0,003
Висота вертикального огородження h_o , м	0,1
Коефіцієнт теплопровідності матеріалу ребра λ_m , Вт/мК	400
перший ярус	
Товщина ребра $\delta_{рI}$, м	0,001
Довжина ребра $l_{рI}$, м	0,031
Висота ребра $h_{рI}$, м	0,005
Ширина каналу $\delta_{кI}$, м	0,0002
Коефіцієнт тепловіддачі від стінок до теплоносія $\alpha_{рI}$, Вт/м ² К	12000
другий ярус	
Товщина ребра $\delta_{рII}$, м	0,0011
Довжина ребра $l_{рII}$, м	0,031
Висота ребра $h_{рII}$, м	0,0025
Ширина каналу $\delta_{кII}$, м	0,0001
Коефіцієнт тепловіддачі від стінок до теплоносія $\alpha_{рII}$, Вт/м ² К	24000

1. Параметр ребра I ярусу:

$$m_{рI} = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{рI}}{\lambda_m \cdot \delta_{рI}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 12000}{400 \cdot 0,001}} = \sqrt{60000} \approx 244,9 \text{ м}^{-1} \quad (8)$$

2. Параметр вертикального огородження I ярусу:

$$m_{oI} = \sqrt{\frac{\alpha_{pI}}{\lambda_M \cdot \delta_{ст}}} = \sqrt{\frac{12000}{400 \cdot 0,005}} = \sqrt{6000} \approx 77,46 \text{ м}^{-1} \quad (9)$$

3. Параметр горизонтального перекриття між I та II ярусом:

$$m_{с.п.} = \sqrt{\frac{2 \cdot \frac{\alpha_{pI} + \alpha_{pII}}{2}}{\lambda_M \cdot \delta_{с.п.}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot \frac{12000 + 24000}{2}}{400 \cdot 0,005}} = \sqrt{\frac{36000}{2}} \approx 134,16 \text{ м}^{-1} \quad (10)$$

4. Параметр ребра II ярусу:

$$m_{pII} = \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{pII}}{\lambda_p \cdot \delta_{pII}}} = \sqrt{\frac{2 \cdot 24000}{400 \cdot 0,0011}} \approx 330,3 \text{ м}^{-1} \quad (11)$$

5. Параметр вертикального огородження II ярусу:

$$m_{oII} = \sqrt{\frac{\alpha_{pII}}{\lambda_M \cdot \delta_{ст}}} = \sqrt{\frac{12000}{400 \cdot 0,005}} = \sqrt{6000} \approx 77,46 \text{ м}^{-1} \quad (12)$$

6. Параметр перекриття II ярусу:

$$m_{oI} = \sqrt{\frac{\alpha_{pII}}{\lambda_M \cdot \delta_{пр}}} = \sqrt{\frac{24000}{400 \cdot 0,003}} = \sqrt{20000} \approx 141,1 \text{ м}^{-1} \quad (13)$$

7. Висота вертикального огородження I ярусу:

$$h_{oI} = 0,005 + 0,0015 = 0,0065 \text{ м} \quad (14)$$

8. Висота ребра I ярусу

$$h_{pI} = 0,005 \text{ м} \quad (15)$$

9. Висота ребра перекриття між I та II ярусами:

$$h_{с.п.} = \frac{l_p}{4} = 0,0125 \text{ м} \quad (16)$$

10. Висота вертикального огородження II ярусу:

$$h_{oII} = 0,0025 + 0,0025 + 0,03 = 0,008 \text{ м} \quad (17)$$

11. Висота ребра II ярусу:

$$h_{pII} = 0,0025 \text{ м} \quad (18)$$

12. Висота ребра перекриття над II ярусом:

$$h_{пII} = \frac{l_p}{4} = 0,0125 \text{ м} \quad (19)$$

13. Ефективність ребра I ярусу:

$$\varepsilon_{pI} = \frac{\text{th} \left(h_{pI} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{pI}}{\lambda_M \cdot \delta_{pI}}} \right)}{h_{pI} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \alpha_{pI}}{\lambda_M \cdot \delta_{pI}}}} = \frac{\text{th}(0,005 \cdot 244,9)}{0,005 \cdot 244,9} = \frac{0,841}{1,2245} \approx 0,687 \quad (20)$$

14. Ефективність вертикального огородження I ярусу:

$$\varepsilon_{oI} = \frac{\operatorname{th}\left(h_{oI} \cdot \sqrt{\frac{\alpha_{pI}}{\lambda_M \cdot \delta_{ст}}}\right)}{h_{oI} \cdot \sqrt{\frac{\alpha_{pI}}{\lambda_M \cdot \delta_{ст}}}} = \frac{\operatorname{th}(0,0065 \cdot 77,46)}{0,0065 \cdot 77,46} = \frac{0,464}{0,503} \approx 0,922 \quad (21)$$

15. Ефективність горизонтального перекриття між I та II ярусами:

$$\varepsilon_{с.п.} = \frac{\operatorname{th}(h_{с.п.} \cdot m_{с.п.})}{h_{с.п.} \cdot m_{с.п.}} \cdot \varepsilon_{oI} = \frac{0,9325}{1,677} \cdot 0,923 = 0,513 \quad (22)$$

16. Ефективність вертикального огородження II ярусу:

$$\varepsilon_{oII} = \frac{\operatorname{th}(h_{oII} \cdot m_{oII})}{h_{oII} \cdot m_{oII}} \cdot \varepsilon_{oI} = 0,804 \cdot 0,923 = 0,742 \quad (23)$$

17. Ефективність ребра II ярусу:

$$\varepsilon_{oII} = \frac{\operatorname{th}(h_{pII} \cdot m_{pII})}{h_{pII} \cdot m_{pII}} \cdot \varepsilon_{с.п.I} = \frac{0,678}{0,825} \cdot 0,513 = 0,422 \quad (24)$$

18. Поверхня теплообміну в I ярусі теплообмінника:

$$F_I = 2 \cdot n_I \cdot f_{pI} = 2 \cdot 37 \cdot 0,005 \cdot 0,031 = 0,01147 \text{ м}^2 \quad (25)$$

19. Теплова потужність I ярусу при $\Delta \bar{t} = 30^0 \text{C}$:

$$Q_I = \alpha_{pI} \cdot F_I \cdot \varepsilon_{pI} \cdot \Delta \bar{t} = 12000 \cdot 0,01147 \cdot 30 \cdot 0,687 = 2840 \text{Вт} = 2,84 \text{кВт} \quad (26)$$

20. Поверхня теплообміну в II ярусі теплообмінника:

$$F_{II} = 2 \cdot n_{II} \cdot f_{pII} = 2 \cdot 37 \cdot 0,0025 \cdot 0,031 = 0,00574 \text{ м}^2 \quad (27)$$

$$n_{II} - \text{кількість ребер в II ярусі} = \frac{45}{1,1 + 0,1} = 37 \text{ шт.}$$

21. Теплова потужність II ярусу при $\Delta \bar{t} = 30^0 \text{C}$:

$$Q_{II} = \alpha_{pII} \cdot F_{II} \cdot \varepsilon_{pII} \cdot \Delta \bar{t} = 24000 \cdot 0,00574 \cdot 30 \cdot 0,422 = 1774 \text{Вт} = 1,774 \text{кВт} \quad (28)$$

22. Сумарна теплова потужність двоюрисного теплообмінника:

$$Q = Q_I + Q_{II} = 2,84 + 1,774 = 4,614 \text{ кВт} \quad (29)$$

За аналогічними методиками проведено розрахунки одно- та двоюрисних теплообмінників з алюмінію. Результати розрахунків зведено в табл. 3.

Таблиця 3

Результати розрахунку теплообмінників		
Матеріал	мідь	алюміній
Температурний напір, ^0C	Теплова потужність Q, Вт	
Одноярусний теплообмінник		
$\Delta t_1 = 10$	1069	844,5
$\Delta t_2 = 20$	2138	1689
$\Delta t_3 = 30$	3207	2533
Двоюрисний теплообмінник		
$\Delta t_1 = 10$	1538	1215
$\Delta t_2 = 20$	3016	2430
$\Delta t_3 = 30$	4614	3645

Висновки. Більш ефективним є теплообмінник, виконаний з міді, що пояснюється більшим коефіцієнтом теплопровідності міді ($400 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$) порівняно з алюмінієм ($200 \text{ Вт/м}^2 \cdot ^\circ\text{C}$), а це приводить до збільшення коефіцієнта оребрення на 21%.

Потужність двоярусних теплообмінників із зменшеною шириною каналів у II ярусі на 44% більша, ніж одноярусних.

Література

1. Малкін Е.С., Тимошенко А.В. Експериментальне вивчення теплообміну в вертикальних кільцевих мікроканалах з однобічним обігрівом та вимушеним рухом рідини // *Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.* – 2006. – Вип. 9. – С. 11-23.

2. Тимошенко А.В. Гідродинаміка та теплообмін потоку рідини в щілинних мікроканалах / Автореферат дисертації на здобуття ступеня к.т.н. – 2007. – 20 с.

3. Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Дьячков М.І. Теплотехнічні характеристики високоефективних теплообмінників з гребінчастими мікроканалами // *Нова тема* №1/2010(24). – С. 23-25.

Методика расчёта одно- и двухярусных микрощелевых теплообменников

Э.С. Малкин, Ю.Е. Николаенко, И.Э. Фуртат, А.В. Тимошенко, М.И. Дьячков

Приведена методика расчёта мощности медного и алюминиевого теплообменника с микроканалами разных размеров. Расчёт основывается на определении эффективности оребрения.

Ключові слова: удельная мощность тепловыделения, гребенчатые микроканалы, одноярусный теплообменник, двухярусный теплообменник.

Methods of calculating the one and two tier micro-slotted heat exchangers

E. Malkin, Y. Nikolaienko, I. Furtat, A. Timoshchenko, M. Diachkov

Power was calculated for copper and aluminum heat exchanger with microchannels of different dimensions on all height of heat exchanger. The calculation is based on the calculation of the fins.

Keywords: specific heat capacity; comb microchannels storey exchanger; single tier heat exchanger.

Надійшла до редакції 17.06.2014 р.

УДК 628.16.086.4

Вплив магнітної обробки на питому теплоту пароутворення води

Е.С. Малкін¹, І.Е. Фуртат², Н.О. Коваленко³, А.В. Сепік⁴

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва та архітектури, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», i.e.furtat@gmail.com

³аспірант, Київський національний університет будівництва та архітектури

⁴магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», sepik.a.v@gmail.com

В роботі наведена методика проведення експериментальних досліджень з визначення питомої теплоти пароутворення омагніченої води за допомогою високочастотного електромагнітного імпульсного апарату «Іліос-М», а також результати аналізу цих експериментів.

Ключові слова: магнітна вода, питома теплота випаровування води, електромагніт, високочастотний імпульсний магніт.

Вступ. Сьогодні вода є найпоширенішим теплоносієм. Таке широке застосування вона отримала завдяки високим значенням теплоємності, низькій вартості та доступності. Разом з тим, актуальним залишається подальше підвищення ефективності застосування води в якості теплоносія [1]. В цій роботі увага зосереджена на визначенні значень питомої теплоти пароутворення води при її омагніченні.

Питоною теплотою пароутворення називають кількість теплоти, яку необхідно надати одиниці маси речовини в рівноважному ізобарно-ізоермічному процесі для перетворення її в пару при температурі кипіння, або ж кількість теплоти, яка виділяється при конденсації речовини води. Найбільш ефективним в теплоенергетиці є пароконденсатний процес, в ході якого вода спочатку випаровується, потім виконує своє технологічне призначення і в завершенні циклу – конденсується. Найбільша частина енергії підводиться до води для її випаровування і витрачається на розрив зв'язків між молекулами води [2]. Внаслідок впливу магнітного поля на спіни протонів молекул води утворюється нерівноважна форма води зі зменшеною енергією зв'язків між молекулами, що призводить до зменшення питомої теплоти пароутворення та збільшення поверхневого натягу води. В результаті для генерування пари з омагніченої води потрібна менша кількість теплової енергії, ніж у випадку використання аналогічної кількості неомагніченої води, що призводить до економії первинних енергоресурсів [3].

Опис експерименту. Принципова схема стенду для проведення експерименту показана на рис. 1. Принцип дії установки наступний.

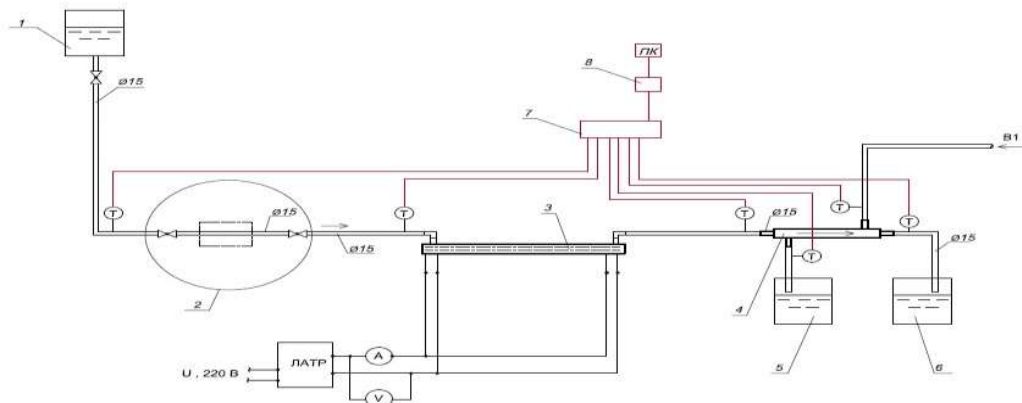


Рисунок 1. Принципова схема стенду для проведення експерименту:

1 – ємність для води об’ємом $V = 20$ л; 2 – електромагнітний імпульсний апарат «Іліос-М»; 3 – електричний водонагрівач потужністю $N = 1$ кВт; 4 – теплообмінник типу «труба в трубі»; 5 – ємність для охолоджуючої води; 6 – ємність для конденсату; 7 – вимірювач температури; 8 – інтерфейс типу RS-485 для зчитування даних на ПК; Т – датчик для вимірювання температури; ПК – персональний комп’ютер.

Таблиця 1

Характеристика режимів роботи

Етап	Режим омагнічення води установкою «Іліос-М»	Напруженість сигналів з резистивного датчика КМЗ 10С, Тл	Сигнали				
			кількість імпульсів в пакеті	характер пакету	періоди, мс	інтервал між пакетами, мс	тривалість імпульса, с
I	Омагнічення відсутнє	—	—	—	—	—	—
II	«Захист-1»	0,23...0,43	4	2 через 2	60 та 400	1500	80
III	«Захист-2»	0,23...0,43	8	4 через 4	40 та 300	1800	40
IV	«Очистка-1»	0,23...0,43	8	8	75	1500	80
V	«Очистка-2»	0,23...0,43	16	16	20	1300	35

Вода з ємності (1) проходить через електромагнітний імпульсний апарат «Іліос-М» (2). Для створення магнітного поля в цьому приладі застосовуються резистивні датчики КМЗ 10С. Даний апарат в залежності від умов експерименту може бути вимкненим і неомагнічувати воду, так і увімкненим — для омагнічення води з певними параметрами магнітного поля.

Далі потік проходить через електричний водонагрівач (3), в якому відбувається повне випаровування води за заданої температури. Потужність

електричного водонагрівача регулюється за допомогою ЛАТР-1. Визначення потужності водонагрівача відбувається в залежності від показань амперметра та вольтметра.

Утворена в результаті нагріву водяна пара потрапляє до теплообмінника типу «труба-в-трубі» (4), який виконує функцію конденсатору. Пара проходить через центральний канал, а вода для охолодження — через кільцевий. В цьому теплообміннику відбувається конденсація пари.

Отриманий конденсат потрапляє до ємності для конденсату (6), а вода для охолодження — до ємності для охолодженої води (5).

Значення температури вимірюються в 6 точках:

- між ємністю (1) та електромагнітним імпульсним апаратом «Іліос-М» (2);
- між електромагнітним імпульсним апаратом «Іліос-М» (2) та електричним водонагрівачем (3);
- електричним водонагрівачем (3) та теплообмінником типу «труба-в-трубі» (4);
- після виходу конденсату з теплообмінника типу «труба-в-трубі» (4);
- до входу води для охолодження до теплообмінника типу «труба-в-трубі» (4);
- після виходу води для охолодження до теплообмінника типу «труба-в-трубі» (4).

Датчики температури під'єднані до вимірювача температури, інформація з якого поступає через інтерфейс зв'язку (перетворювач) до системи збору даних (ПК).

Була проведена серія з 5 експериментів, за яких змінювались характеристики роботи установки «Іліос-М», як показано в табл. 1.

Методика визначення питомої теплоти пароутворення наступна.

Потужність N , яка подається на електронагрівач, визначаємо за формулою

$$N = U \cdot I \quad (1)$$

де I – сила електричного струму, А;

U - напруга електричного струму, В.

Кількість теплоти Q , кДж, що передається від водопровідної води до її випаровування визначаємо з рівняння:

$$Q = Q_{\text{нагр}} + Q_{\text{випр}} \quad (2)$$

де $Q_{\text{нагр}}$ — кількість теплоти, яка була підведена до води для досягнення нею температури кипіння:

$$Q_{\text{нагр}} = c_p \cdot m(t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}) \quad (3)$$

де c_p — питома теплоємність води, кДж/(кг·°С), теплоємність визначена згідно методики, наведеної в [4].

m — масова витрата води, = 0,0003 кг/с;

$t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$ — температура відповідно води на вході та пари на виході (температури кипіння води), $t_{\text{вх}} = 17,7 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{вих}} = 105 \text{ }^\circ\text{C}$.

$Q_{\text{вип}}$ — кількість теплоти, яка була підведена до води при температурі насичення для утворення насиченої водяної пари:

$$Q_{\text{вип}} = r \cdot m \quad (4)$$

де r — питома теплота пароутворення води, кДж/(кг).

Втрати в оточуюче середовище Δ визначаємо як різницю між потужністю електронагрівача та необхідною кількістю теплоти, що проходить через поверхню:

$$\Delta = N - Q \quad (5)$$

При визначенні Δ приймаємо значення кількості теплоти, яка була підведена до неомагніченої води, Q за значень питомої теплоємності води та питомі теплоти пароутворення води, що відповідають даним з довідкової літератури. В наступних дослідженнях з омагніченою водою приймається, що втрати в навколишнє середовище є такими ж самими, як й при проведенні експерименту з неомагніченою водою. В розрахунках $\Delta = 50 \text{ Вт}$.

Для визначення питомої теплоти пароутворення омагніченої води підводимо до неї за допомогою електронагрівача ту ж саму кількість теплоти, що і до неомагніченої. З формули (4) розраховуємо питому теплоту пароутворення, враховуючи втрати в оточуюче середовище:

$$r = \frac{Q_{\text{вип}}}{m} \quad (6)$$

Отримані дані представлені в табл. 2. Їх графічне порівняння представлення надано на рис. 2. Найбільше зниження питомої теплоти пароутворення спостерігалось за режиму роботи «Очистка-2» апарату «Іліос-М». В табл. 3 наведені додаткові дані по питомій теплоємності води та потужності електронагрівачів під час експерименту.

Таблиця 2

Порівняння значень питомої теплоти пароутворення неомагніченої та омагніченої води

№ виміру	Питома теплота пароутворення при різних режимах магнітної обробки води в апараті «Іліос-М», кДж/кг				
	Необроблена вода	Режим «Очистка-2»	Режим «Очистка-1»	Режим «Захист-2»	Режим «Захист-1»
1	2	3	4	5	6
1	2234,3	2011,2	2061,0	2068,1	2075,2
2	2237,9	2032,5	2061,0	2068,1	2082,3
3	2222,7	2018,3	2053,9	2061,0	2089,5
4	2251,4	2025,4	2061,0	2061,0	2096,6
5	2261,5	1989,8	2046,8	2061,0	2075,2
6	2250,1	2018,3	2053,9	2061,0	2075,2
7	2222,3	2025,4	2061,0	2061,0	2082,3
8	2226,2	2018,3	2068,1	2068,1	2082,3

продовження табл. 2

1	2	3	4	5	6
9	2249,7	2018,3	2068,1	2068,1	2082,3
10	2239,8	2018,3	2068,1	2068,1	2082,3
11	2253,4	2025,4	2061,0	2061,0	2075,2
12	2236,9	2025,4	2061,0	2061,0	2075,2
13	2237,6	2025,4	2061,0	2061,0	2075,2
14	2223,8	2011,2	2068,1	2068,1	2082,3
15	2235	2025,4	2075,2	2075,2	2096,6
16	2239,2	2025,4	2075,2	2075,2	2096,6
17	2258,1	2025,4	2075,2	2075,2	2096,6
18	2254,6	2018,3	2061,0	2061,0	2082,3
19	2261,7	2018,3	2061,0	2061,0	2082,3
20	2229,8	2018,3	2061,0	2061,0	2082,3

Примітки: під час експерименту була застосована вода з центральної міської мережі м. Києва у Солом'янському районі.

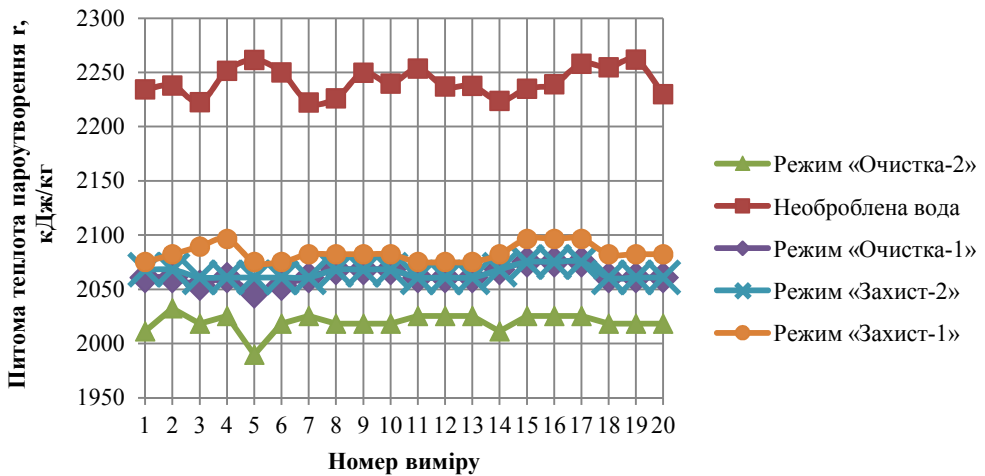


Рисунок 2. Порівняння значень питомої теплоти пароутворення неомінералізованої та мінералізованої води

Таблиця 3

Порівняння значень питомої теплоти пароутворення неомінералізованої та мінералізованої в режимі «Очистка-2» води

№ виміру	Питомі теплоємності ср, кДж/(кг·К)		Потужність електронагрівача N, Вт	
	Необроблена вода	Режим «Очистка-2»	Необроблена вода	Режим «Очистка-2»
1	2	3	4	5
1	4,182	3,841	827	737
2	4,181	3,839	828	743
3	4,183	3,833	824	739
4	4,179	3,834	832	741

продовження табл. 3

1	2	3	4	5
5	4,177	3,838	835	730
6	4,177	3,834	832	739
7	4,180	3,837	824	741
8	4,182	3,841	825	739
9	4,181	3,839	832	739
10	4,180	3,833	829	739
11	4,179	3,834	833	741
12	4,178	3,838	828	741
13	4,178	3,834	828	741
14	4,180	3,837	824	737
15	4,183	3,841	828	741
16	4,181	3,839	829	741
17	4,180	3,833	834	741
18	4,179	3,834	833	739
19	4,178	3,838	836	739
20	4,178	3,834	826	739

Висновки. При омагніченні води електромагнітним імпульсним апаратом «Іліос-М», були отримані значення питомої теплоти пароутворення води менші на 6...10% від значень питомої теплоти пароутворення для звичайної неомагніченої води, в залежності від режиму роботи електромагнітного імпульсного апарату «Іліос-М». Найбільша різниця між значеннями питомої теплоти пароутворення омагніченої води та значеннями питомої теплоти пароутворення для звичайної неомагніченої води отримані при режимі роботи електромагнітного імпульсного апарату «Іліос-М» «Очистка-2», який забезпечує найбільш високу частоту імпульсів.

Література

1. *Классен В. И.* Омагничивание водных систем / В. И. Классен – М. : Химия, 1982. – 296 с.
2. *Миненко В. И.* Магнитная обработка водно-дисперсных систем / В. И. Миненко. – К. : Техніка, 1970. – 168 с.
3. *Очков В. Ф.* Магнитная обработка воды: история и современное состояние // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 2 – С. 66–72.
4. *Малкін Е. С.* Зміна питомої теплоємності води під дією магнітного поля / Е. С. Малкін, І. Е. Фуртат, Н. О. Коваленко, А. Ю. Ардашнікова // Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання. – Вип. 17. – С. 101–106.

Влияние магнитной обработки на удельную теплоту парообразования воды

Э.С. Малкин, И.Э. Фуртат, Н.А. Коваленко, А.В.Сепик

В работе представлена методика проведения экспериментальных исследований по определению удельной теплоты парообразования омагниченной воды, а так же результаты анализа этих экспериментов.

Ключевые слова: магнитная вода, удельная теплота испарения воды, электромагнит, высокочастотный импульсный магнит.

Influence of magnetic treatment on the specific heat of vaporization of water

E. Malkin, I. Furtat, N. Kovalenko, A. Sepik.

The paper presents a methodology for conducting experimental studies to determine the specific heat of vaporization of magnetic water as well as the analysis of these experiments.

Keywords: magnetic water, specific heat of vaporization of water, electromagnet, high frequency pulsed magnet.

Надійшла до редакції 13.06.2014 р.

УДК 662.983

Енергетичні та екологічні показники сучасних малометражних газових котлів в процесі експлуатації

О. М. Скляренко¹, О. Є. Романов²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури

²магістр, головний інженер, ТОВ «Бреннер», м. Київ, t-10@bigmir.net

Наведено результати досліджень малометражних опалювальних котлів у процесі експлуатації. Досліджувався традиційний водогрійний котел, що був обладнаний атмосферними пальниками різної модифікації, а також конденсаційний котел з дутьовим пальником, який за принципом дії наближений до інфрачервоного. Отримані залежності емісії шкідливих речовин в атмосферу в залежності від режимів експлуатації котлів.

Ключові слова: котел; атмосферний пальник; інфрачервоний пальник; емісія; надлишок повітря; теплотехнічні показники.

Вступ. Різноманітність та широкомасштабність випуску малометражного котельного обладнання (до 100 кВт) створює необхідність в екологічній та енергетичній оцінці такого обладнання в режимі їх експлуатації, так як існуючі технічні характеристики в більшості носять переважно рекламний характер.

Дослідження виконувалися на серійних газових котлах виробництва фірми Viessmann Group марки „Vitogas 050“ тепловою продуктивністю 35 кВт та конденсаційному котлі „Vitodens 343“ теплопродуктивністю до 13 кВт.

1. Дослідження котла „Vitogas 050“

Під час досліджень котел „Vitogas 050“ оснащувався модифікованими атмосферними пальниками з частковим попереднім змішуванням, $\alpha' < 1$ (без охолоджуючих стрижнів та з охолоджуючими стрижнями), а також з повним попереднім змішуванням, $\alpha' > 1$.

Конструкція котла «Vitogas 050» дозволяє використовувати серійні пальники наведених типів. В основу роботи пальників приведеної модифікації, покладений механізм передачі кінетичної енергії від газової струмینی до повітря, що спрямоване в інжектор. В пальниках з $\alpha' < 1$ повітря, надходить в два ступені: первинне – безпосередньо в інжектор, в об'ємі 40 – 70 % і вторинне – надходить до полум'я за рахунок газової дифузії і розрідження в топці. В деяких конструкціях пальників цього класу для більш ефективного спалювання газу в котлах застосовуються охолоджуючі стрижні, які розташовуються по зовнішньому контуру полум'я. Маючи широкий діапазон регулювання потужності (від 20% до 100%), пальники з $\alpha' < 1$ широко застосовуються в малометражних котлах, газових плитах, конвекторах, тощо.

Атмосферні пальники з $\alpha' > 1$, за останні роки, також широко використовуються в автономних котлах з одноступеневим режимом регулювання

потужності. Не дивлячись на суттєвий недолік – вузький діапазон робочого регулювання від 65 до 100%, за результатами досліджень ці пальники мають переваги: скорочується процес сумішоутворення, швидкість горіння збільшується, полум'я стає коротким.

Діапазон регулювання потужності котла «Vitogas 050» з пальником різної модифікації в процесі експлуатації наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.

Діапазони робочого регулювання потужності пальників котла «Vitogas 050».

Пальник	Діапазон регулювання потужності, кВт	Коефіцієнт регулювання потужності
$\alpha' > 1$	35 – 22,5	1:1,55
$\alpha' < 1$	35 – 8,7	1:4
$\alpha' < 1$ із системою охолоджуючих стрижнів	35 – 8,7	1:4

Мінімальна потужність котла з пальником $\alpha' > 1$ складає 22,5 кВт при тиску 600 Па, нижче якого експлуатація небезпечна, так як висота полум'я знижується і горіння відбувається на поверхні насадку пальника, що призводить до його перегріву та прогорання матеріалу пальника, з наступним нестійким горінням та повним виходом пальника з ладу. Для пальників з $\alpha' < 1$ мінімальна потужність складає 8,7 кВт при тиску газу 100 Па, що забезпечує безпечну експлуатацію котла.

На рис. 1 наведено результати теплотехнічних випробувань котла «Vitogas 050». Експериментально визначено, що всі пальники в котлі при наближенні їх до номінальної потужності (30-35 кВт) працюють з однаковим сумарним коефіцієнтом надлишку повітря (α), близьким до 1,4. Котел «Vitogas 050» обладнаний пальником з частковим попереднім змішуванням газу та повітря, має топку, що аеродинамічно сполучена з атмосферою навколишнього середовища, тобто вторинне повітря поступає до пальника за рахунок розрідження в топці і не залежить від витрати газу, який надходить на горіння. Таким чином, при зменшенні продуктивності пальника надлишок повітря (α) в топці збільшується, а це в свою чергу призводить до зменшення ККД. При застосуванні пальника з повним попереднім змішуванням, приймалась топкова камера «Vitogas 050» аеродинамічно ізольована від атмосфери. Повітря на горіння потупає в необхідному об'ємі за рахунок кінетичної енергії струмини газу. Завдяки цьому коефіцієнт надлишку повітря (α) стає майже сталим. При зменшенні продуктивності пальника, ККД котла збільшується, за рахунок зменшення теплового напруження топки, що зменшує величину емісії NO_x .

Наведені залежності емісій NO_x та CO з атмосферними пальниками різних модифікацій в котлі «Vitogas 050» свідчать, що для пальника $\alpha' < 1$ без охолоджуючих стрижнів максимальна величина викидів NO_x становила 120 мг/(кВт*год) при $Q = 35$ кВт. При застосуванні охолоджуючих стрижнів величина викидів NO_x знизилася до 80 мг/(кВт*год). При роботі пальником з $\alpha' > 1$ спостерігається зниження емісії NO_x до 30 мг/(кВт*год), за рахунок зниження

температури факелу, що досягається завдяки кінетичному принципу спалювання газу та створенню надлишку повітря, яке зменшує швидкість горінні газоповітряної суміші. Емісія CO в межах $Q = 25..35$ кВт не перевищувала 10 мг/(кВт*год) для всіх трьох модифікацій пальників при номінальному навантаженні.

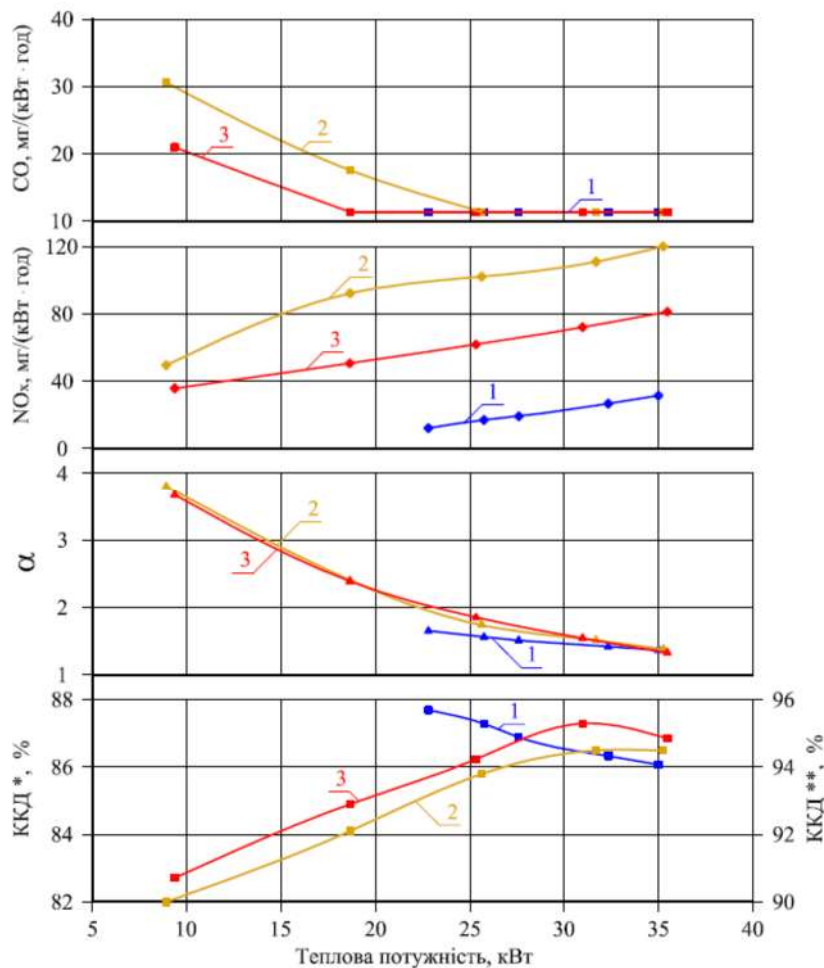


Рис. 1. Теплотехнічні показники котла «Vitogas 050»* при різних теплових потужностях. 1 – з пальником із $\alpha' > 1$; 2 – з пальником із $\alpha' < 1$; 3 – з пальником із $\alpha' < 1$ з охолоджувачими стрижнями.

*) розрахунки ККД виконані на вищу теплову спроможність природного газу;

**) розрахунки ККД виконані на нищу теплову спроможність природного газу;

2. Дослідження котла „Vitodens 343“

Наступні дослідження виконувалися на конденсаційному котлі „Vitodens 343“ продуктивністю до 13 кВт з врахуванням прихованої теплоти водяної пари. Котел обладнаний дуттьовим пальником, який уявляє собою напівсферичну

форму з жаростійким сталевим насадком, а за своїм принципом дії наближується до пальників інфрачервоного випромінювання. Конвективні поверхні топкової камери виготовленні з неіржавіючої сталі через запобігання корозії в результаті контакту з агресивним конденсатом продуктів згорання. Результати теплотехнічних та екологічних досліджень наведені на рис. 2.

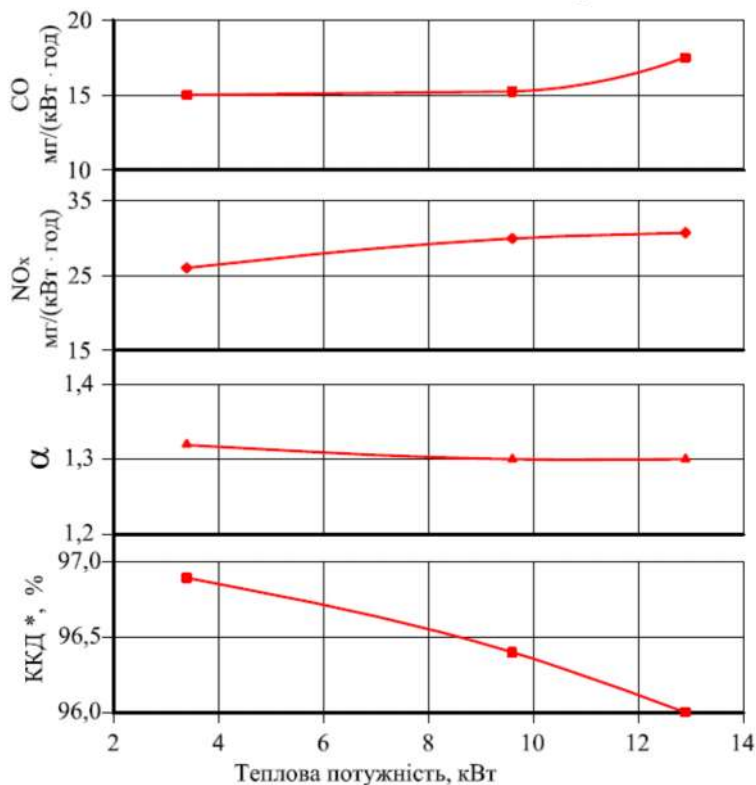


Рис. 2. Теплотехнічні показники котла «Vitodens 343» при різних теплових потужностях.
*) розрахунки ККД виконані на вищу теплову спроможність природного газу.

Отримані результати свідчать про досить високі теплотехнічні показники котла «Vitodens 343» (за рахунок використання теплоти водяної пари) і низькі величини емісії NO_x, завдяки збільшенню променевої складової теплового навантаження пальника з відповідним зменшенням температури на його поверхні. Однак в цих котлах використовуються спеціалізовані сталі топкового обладнання, збільшення конвективних поверхонь та нетрадиційний відвід продуктів згорання.

Висновки. Проведені теплотехнічні дослідження котлів малої потужності фірми «Viessmann» свідчать, що процес горіння навіть в сучасних топкових камерах повністю не завершується і в атмосферу викидається значна кількість шкідливих продуктів неповного згорання.

Аналіз виконаних досліджень показує, що на організацію процесів горіння суттєво впливає сумішоутворення палива з окиснювачем. Цей процес в топкових

об'ємах складний і недостатньо вивчений. Сумішоутворення потребує управління і регулювання, так як від цього залежить повнота згорання, довжина і світлимість полум'я. Рішення цієї проблеми може бути знайдено за рахунок застосування нових фізико-хімічних методів спрямованих на інтенсифікацію ланцюгових реакцій при спалюванні вуглеводневого палива.

Література

1. Левин А. М. Принципы рационального сжигания газа. - Л.: Недра, 1977. -217 с.
2. Измерение параметров газообразных и жидких сред при эксплуатации инженерного оборудования зданий: справочное пособие/ А.А. Поляков, В.А Канава, Г.Н. Бобровников, А.В. Арипов; под. ред. А.А. Полякова. – М.: Стойиздат, 1987. 352с.
3. Вулис Л.А., Ершин Ш.А., Ярин Л.П. Основы теории газового факела. – Л.:Энергия, 1968. – 204 с..
4. Технічний паспорт низькотемпературного газового водогрійного чавунного котла «Vitogas 050-F» тип GS1D. – VIESSMANN. -12 с.
5. Технічний паспорт конденсаційного газового водогрійного котла «Vitodens 343-F» тип B3UA. – VIESSMANN. -8 с.

Энергетические и экологические показатели современных малометражных газовых котлов в процессе эксплуатации

О.М. Скляренко, А.Е. Романов

Приводятся результаты исследований малометражных отопительных котлов в процессе эксплуатации. Исследовался традиционный водогрейный котел, с атмосферными горелками разных модификаций, а также конденсационный котел с дутьевой горелкой, по принципу действия приближенной к инфракрасной. Получены зависимости эмиссии вредных веществ в атмосферу в зависимости от режимов эксплуатации котлов.

Ключевые слова: котел; атмосферная горелка; инфракрасная горелка; эмиссия; избыток воздуха; теплотехнические показатели.

Energy and environmental performance of modern small-sized gas boiler during operation

O. Skliarenko, A. Romanov

In the article lead the results of studies small-sized boilers in operation. Studied traditional boiler, which was equipped with atmospheric burners of different modifications, and condensing boiler, having the blow burner in principle to approximate to the infrared. There are the dependences of emissions of harmful substances into the atmosphere, depending on the mode of operation of boilers.

Keywords: boiler atmospheric burner; infrared burner emissions; excess air; thermal performance.

Надійшла до редакції 18.06.2014 р.

УДК 697.432.7

Механізоване спалювання твердого палива в малогабаритних теплогенераторах

М.П. Сенчук

к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, smp_21@ukr.net.

Висвітлено існуючий стан по використанню власних ресурсів твердого палива, в тому числі низькосортного. Розглянуто схему ефективного спалювання рядового вугілля в напівмеханічній топці малогабаритного теплогенератора.

Ключові слова: малогабаритний теплогенератор; шахтно-шарова схема спалювання; швидкість горіння.

Вступ. В останні роки структурою паливно-енергетичного комплексу України передбачено ширше використання власних енергетичних ресурсів, зокрема, збільшення частки твердого палива у виробництві теплової енергії [1]. Це обумовлено дефіцитом в Україні основних традиційних видів палива – природного газу і нафти та необхідністю зниження залежності від імпортованих енергоносіїв. Незважаючи на значні природні запаси вітчизняного твердого палива, із розробкою вугільних родовищ спостерігається зниження якості вугілля, яке видобувається. Зменшується видобуток якісного палива – антрациту, сортового вугілля, натомість збільшується частка низькосортного палива з високою зольністю і вологістю, великим вмістом дрібних часток. Переважно саме таке низькосортне паливо поставляється в опалювальні котельні. Запаси низькосортних енергетичних палив: торфу, деревини, відходів виробництва (нижча теплота згоряння $Q_{н^p} = 15...20$ МДж/кг) також доцільно використовувати як паливо. Але затрати на попередню підготовку такого палива до спалювання – сортування, гранулювання, брикетування, пакування тощо суттєво збільшують його вартість. Тому використання дешевого палива низької якості для виробництва енергії, зокрема і в теплогенераторах малої потужності, економічно вигідне і прийнятне за умови дотримання нормативних екологічних вимог [2,3].

Забезпечення нормативних екологічних показників у котлах середньої і великої потужності досягається за рахунок комплексних технічних рішень щодо застосування відповідних технологій спалювання палива (киплячий шар, вихровий процес горіння та ін.) і різних пристроїв для очищення димових газів. Однак вони, через технічну складність і високу вартість, здебільшого неприйнятні в малопотужних теплогенераторах.

У опалювальних котлах малої теплопродуктивності, як правило, тверде паливо спалюють у сталому шарі на колосниковій решітці, що обумовлене відносно невеликими капітальними затратами на їх виготовлення, а також простотою обслуговування. Робота котлів з ручним завантаженням палива при

періодичній подачі палива на решітку в зону горіння характеризується нерівномірністю в часі параметрів процесу горіння та вмісту шкідливих речовин у димових газах. Максимальні викиди оксиду вуглецю і інших продуктів неповного згоряння, які перевищують допустимі норми, відбувається на початковій стадії – під час завантаження нової порції палива на решітку. Незважаючи на достатню кількість дуттьового повітря для повного горіння, зниження температури шару та нерівномірне розподілення кисню біля поверхні часток (пов'язане зі збільшенням аеродинамічного опору шару палива) знижують якість процесу горіння. Тому енерго-екологічні показники в таких топках не нижче нормативних можна отримати при спалюванні тільки якісного палива – сортового з малою зольністю: антрациту, паливних брикетів, гранул. Ефективність спалювання низькосортного палива можна досягти при реалізації механізованого процесу горіння, зокрема за шахтно-шаровою схемою в механічній топці (рис. 1 а). За такої схеми горіння паливо безперервно переміщується із заданою ритмічністю і проходить усі стадії спалювання по висоті шахти: зони свіжого палива – аеродинамічної розв'язки, підігрівання, сушіння і газифікації – виходу летких речовин; займання і горіння коксу; на решітці: зони інтенсивного горіння коксу, вигорання горючих речовин, охолодження та видалення в зольник зольні залишки. Поточність процесу та скорочення тривалості стадій вигорання досягається безперервною подачею палива у відповідному співвідношенні до кількості палива, що знаходиться в зоні активного горіння, зонного регульованого розподілення дуттьового повітря, шурування шару в зоні активного горіння для зменшення аеродинамічного опору шару, інтенсивного перемішування в об'ємі топки продуктів згоряння, що надходять із різних зон колосникової решітки. Інтенсивність підігрівання та надійність займання палива підсилюються в шахтно-шаровій схемі горіння завдяки шахтному процесу з протитечійною схемою руху палива і повітря.

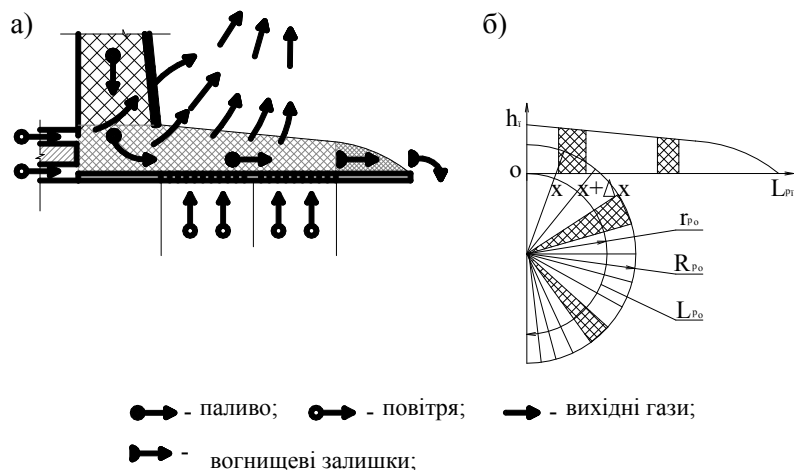


Рис. 1. Схема механізованого спалювання твердого палива:

а – шахтно-шарова схема спалювання; б – розрахункові поперечні схеми горіння в шарі на решітках з поздовжнім та криволінійним переміщенням палива.

Тривалість горіння коксу і допалювання вогнищевих решток на решітці, відповідно і її довжина залежать від режимних та конструктивних параметрів процесу (кількості повітря в зонах решітки і в камері згорання та рівномірність його розподілення в шарі часток, фракційний склад палива, висота шару тощо). Найбільш повно процес горіння палива характеризує питома швидкість горіння [4,5].

При параметрах шарового спалювання (швидкості дуттьового повітря – від 0,2 до 0,4 м/с, коефіцієнту надлишку повітря – від 1,2 до 1,7 та розміру часток палива – до 5 см) розрахункову довжину решітку шахтно-шарової схеми можна визначити за формулою:

$$L_{p_n} = \delta_n^{1,5} V_n / (2,5A), \text{ см}, \quad (1)$$

$$\text{де } A = 0,37 C_{\text{оср}} D^{0,5} W_t^{0,5} / \rho, \quad (2)$$

δ_n – середній розмір часток палива на початку решітки, см;

V_n – об'єм порції палива, що подається на решітку, см³;

$C_{\text{оср}}$ – середня молярна концентрація кисню в шарі, г/см³;

D – приведений коефіцієнт дифузії за середньої температури часток в шарі, см²/с;

W_t – приведена швидкість дуттьового повітря за середньої температури часток в шарі і віднесена до живого перерізу шару, м/с.

Необхідна довжина решітки для повного вигорання палива залежить від його якості і при спалюванні низькосортного палива в котлах малої потужності до 100 кВт може перевищувати 1,0 м. Тому застосування традиційної конструкції решітки з поздовжнім переміщенням палива, що вигоряє, та видаленням наприкінці решітки золи і шлаку в зольник, потребує відносно великих габаритних розмірів котлів, а відповідно, економічно не вигідною є їхня вартість. З метою зменшення габаритів малопотужних котлів з механізованим спалюванням запропонована конструкція котла (рис. 2) з обертовою решіткою з криволінійним переміщенням на ній палива, що вигоряє, із збереженням необхідної її довжини для повного догорання горючих речовин (тобто, $L_{p_n} = L_{p_0}$ – див. рис. 1б).

Така решітка може бути напівмеханічною або механічною і komponується в складі котлів малої теплопродуктивності з невеликими зовнішніми габаритами, близькими до габаритів котлів з твердопаливними топками і ручним обслуговуванням. Випробування натурального зразка опалювального котла теплопродуктивністю 50 кВт з обертовою решіткою на газовому рядовому вугіллі підтвердили ефективність його роботи у відповідності до чинних нормативних вимог.

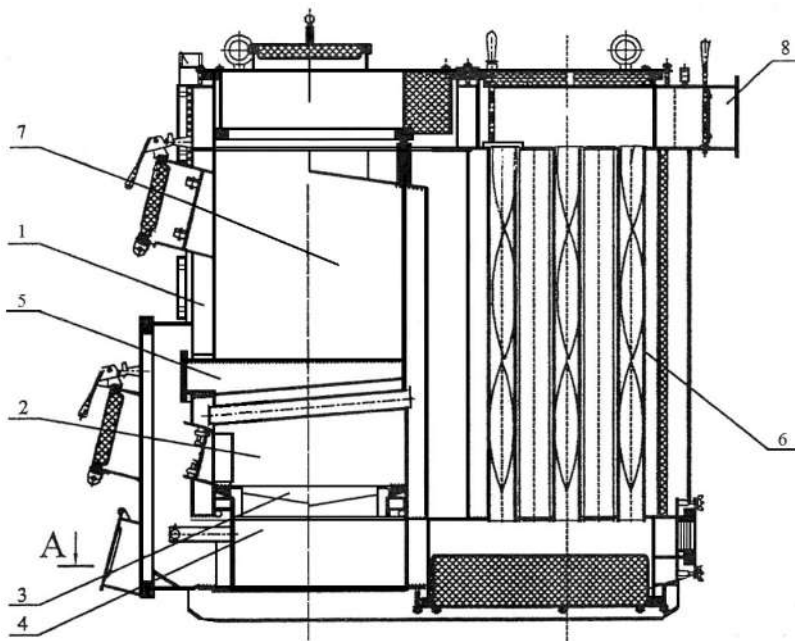


Рис. 2. Схема малогабаритного твердопаливного котла потужністю до 100 кВт:
1 – корпус; 2 – топка; 3 – обертова решітка; 4 – зольник; 5 – колектор вторинного повітря;
6 – конвективний пакет; 7 – паливна шахта; 8 – димохід

Висновки. Використання вітчизняних запасів твердого палива, в тому числі дешевого низькосортного, є актуальним завданням. Збільшення частки твердого палива (вугілля, місцевих видів палива) у виробництві теплової енергії можна досягти шляхом ефективного його використання в теплогенераторах малої потужності. Враховуючи, що ефективність спалювання палива із забезпеченням екологічних нормативних показників досягається у пристроях з механізованим процесом горіння, впровадження такого класу опалювальних котлів є перспективним напрямком по економії паливних ресурсів.

Література

1. Энергетична стратегія України на період до 2030 року// Схвалено розпорядженням Кабінету Міністрів України від 15 березня 2006 р. № 145-р.
2. ДСТУ 2326-93. Котли опалювальні водогрійні теплопродуктивністю до 100 кВт. – К: Держстандарт України, 1994. – 18 с – Чинний з 01.1.1995.
3. ГОСТ 30735-2001. Котлы отопительные водогрейные теплопроизводительностью от 0,1 до 4 МВт. – Минск: Межгосударственный совет по стандартизации, метрологии и сертификации, 2001. – 30 с – Чинний з 01.1.2001.
4. Основы практической теории горения / Померанцев В.В., Арефьев К.М., Ахмедов Д.Б. и др. – Л.: Энергоатомиздат, 1986. – 312 с.
5. Сенчук М.П., Макаров А.С. Результаты исследований скорости горения твердого топлива в слое// Тезисы XI симпозиума по горению и взрыву, 18-22 ноября 1996 г. – Черногоровка: Российская АН, 1996. – Т.1, ч.2. – С. 295-299.

Механизированное сжигание твердого топлива в малогабаритных теплогенераторах

М.П. Сенчук

Освещено существующие состояние по использованию собственных ресурсов твердого топлива, в том числе низкосортного. Рассмотрено схему эффективного сжигания рядового угля в полумеханической топке малогабаритного теплогенератора.

Ключевые слова: малогабаритный теплогенератор; шахтно-слоевая схема сжигания; скорость горения.

Mechanized solid fuel combustion in small boilers

M. Senchuk

In the article is revealed the existent condition of using own sources of solid fuel, including low-grade fuel. There's also considered the scheme of effective incineration of regular coal in semi-mechanical furnace of bantam heat generator.

Keywords: small boilers; mine-layer scheme of incineration; burning rate.

Надійшла до редакції 3.06.2014 р.

УДК 697.92

Екологічні аспекти використання твердого палива в міських системах опалення

Ю.С. Юркевич¹, Н.А. Сподинок²

¹к.т.н., доцент, Національний університет "Львівська політехніка", jurjurkev@gmail.com,

²к.т.н., асистент, Національний університет "Львівська політехніка", n_spoduniuk@meta.ua

Метою дослідження є окреслення основних проблем, які виникають при переведенні діючих газових котелень на тверде паливо. Переведення котелень у м. Золочів Львівської обл. на дрова дає можливість об'єктивно оцінити рівень небезпеки. Для цього необхідно забезпечити моніторинг стану атмосферного повітря у м. Золочів протягом усього опалювального періоду. На підставі результатів моніторингу розробити рекомендації щодо технічних рішень та безпечних обсягів переведення діючих котелень на тверде паливо.

Ключові слова: емісія шкідливих речовин; бенз(а)пірен; золотловлююче обладнання.

Вступ. Останнім часом Україна прикладає чимало зусиль, спрямованих на економію природного газу. Одним з таких заходів є переведення комунальних котелень з природного газу на тверде паливо. Проте вплив такого заходу на навколишнє середовище вимагає дослідження та ретельного аналізу. Тому метою статті є окреслення основних проблем, які виникають при переведенні діючих газових котелень на тверде паливо.

Підставою для такої постановки питання був той факт, що в лютому 2012 р. на сесії міськради м. Золочева Львівської обл. було затверджено «Програму модернізації існуючих котелень МКП «Золочівтеплоенерго», яка передбачала їх переведення на тверде паливо. Ця програма була успішно реалізована – п'ять міських котелень було модернізовано до початку опалювального сезону 2012/2013 рр. і ще дві – до опалювального сезону 2013/2014 рр.

Причиною такого рішення була дуже велика, як для районного містечка, заборгованість за спожитий газ. Крім того, станом на 2012 р. лише 12% населення користувалося послугами централізованого теплопостачання, а фактичні втрати теплової енергії у МКП «Золочівтеплоенерго» становили 22,7%.

Таким чином, місто Золочів першим серед інших міст Галичини повністю перевело свої котельні з природного газу на дрова. Для реалізації цього проекту було залучено 7,0 млн. грн. інвестицій. Передбачається, що використання твердопаливних котлів дасть можливість знизити вартість теплоти для споживачів у бюджетній сфері з 1176 грн. за 1 Гкал. до 830 грн., а це в свою чергу дозволить за опалювальний сезон економити близько 3,37 млн. грн.

Щоб уникнути чи, принаймні мінімізувати негативний вплив використання твердого палива на довкілля при переведенні котелень на тверде паливо, необхідно всесторонньо вивчити досвід міст, де вже тривалий час для потреб опалення використовують вугілля, дрова, торф. У цьому контексті досвід Кракова є особливо цінним, оскільки в місті проводився ретельний і тривалий моніторинг стану атмосферного повітря, що зумовлено високою забрудненістю атмосферного повітря в місті, яка є однією з найвищих у Європі. Основним джерелом забруднюючих речовин у місті є система опалення індивідуальних будинків і квартир, в яких використовуються твердопаливні котли. Для цих цілей в Кракові спалюється 115 тис. тонн вугілля в рік.

Аналізуючи результати моніторингу стану повітряного середовища міст Західної Європи, зокрема польських Кракова, Легніци та інших, звертаємо увагу на те, що досліджуючи емісію всього спектру забруднюючих речовин - CO, SO₂, NO_x, VOC_s (леткі органічні сполуки), TSP (total suspended particulates - увесь завислий пил, або всі аерозолі, навіть ті, які мають середній діаметр понад 10 мкм), особливу увагу приділяють емісії пилу PM10 та емісії бенз(а)пірену.

За європейськими нормами PM10 - це фракція пилу з середніми розмірами частинок до 10 мкм, допустима середньодобова концентрація PM10 становить 50 мкг/м³ і не повинна перевищуватися більше 35 раз в році. Допустима середньорічна концентрація становить 40 мкг/м³ а середньодобова небезпечна концентрація для PM10 становить 200 мкг/м³. При аналізі запиленості повітря вітчизняні норми розглядають недиференційований за складом неорганічний пил, що є аналогом пилу TSP. При цьому середньодобове значення ГДК становить 0,15 мг/м³, а максимальне разове – 0,5 мг/м³.

Бенз(а)пірен - поліциклічний ароматичний вуглеводень, який утворюється при спалюванні твердого і рідкого палива (в значно меншій мірі - газу). Ця речовина є одним з найнебезпечніших вуглеводнів, вона являється дуже сильним мутагеном та канцерогеном, є шкідливою навіть при малих концентраціях. Згідно списку "Гранично допустимі концентрації (ГДК) забруднюючих речовин в атмосферному повітрі населених місць" середньодобове значення ГДК бенз(а)пірену в атмосферному повітрі становить 0,1 мкг на 100 м³ (10 - 9 г/м³).

У вітчизняній практиці емісії бенз(а)пірену приділяється недостатньо уваги. В нормативній методиці розрахунку викидів забруднюючих речовин від енергетичних установок [1] викиди бенз(а)пірену взагалі не розглядається. У той же час в аналогічній російській методиці [2] приводиться розрахунки емісії бенз(а)пірену як від промтеплоенергетичних котлів малої потужності, так і від водогрійних котлів.

При проведенні аналізу повітряного середовища у м. Львові концентрацію бенз(а)пірену вимірювалися лише 12 раз в році (для порівняння: оксиди азоту - понад 1000 замірів; оксид вуглецю - понад 2000, а формальдегід - 4000 [3]).

Слід мати на увазі, що з 2015 року заборона на опалення вугіллям вступає в силу в великих містах Китаю, а у Дубліні та Лондоні така заборона вже діє.

Для оцінки впливу застосування твердого палива при його спалюванні в теплогенеруючих установках на забрудненість атмосферного повітря порівнюємо

розрахункові значення емісії пилу та бенз(а) пірену, отримані за вітчизняними [4] та зарубіжними методиками [3].

В ГДК 34. 02. 305-2002 "Викиди забруднювальних речовин у атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення" викиди, які виникають при спалюванні дерев'яної біомаси взагалі не розглядаються. В ній також відсутні розрахункові залежності для визначення емісії бенз(а)пірену. Тому за нормативною методикою [1] можемо провести лише розрахунок викидів твердих частинок. Він проводиться для вугілля Львівсько-Волинського басейну марок ГР, ГСШ та ЖР. Для вугілля марок ГР і ГСШ $Q_i^f = 21,44$ МДж/кг, а $A^f = 19,8\%$. Для вугілля марки ЖР $Q_i^f = 19,38$ МДж/кг, $A^f = 32,2\%$. Частка золи, яка виноситься з енергетичної установки у вигляді леткої золи, $a_{\text{вин}}$ залежить від технології спалювання палива і для топок з нерухомим шаром приймається $a_{\text{вин}} = 0,15$ [1]. При таких вихідних даних показник емісії твердих частинок ($k_{\text{тв}}$) для вугілля марок ГР, ГСШ становить 1406 г/ГДж, а для вугілля марки ЖР – 2530 г/ГДж.

Польські джерела [5] наводять дещо нижчі значення емісії твердих частинок (табл. 1).

Таблиця 1

Емісія шкідливих речовин (г/ГДж) при спалюванні твердого палива

Тип палива	Пил РМ		Бенз(а)пірен
	10		
Буре та кам'яне вугілля	404		0,27
Деревина	695,3		0,21

Це пояснюється високою зольністю вугілля Львівсько-Волинського басейну (19,8 – 32,2%). У вугіллі, яке використовують у Кракові вміст золи (A^f) знаходиться в межах 3- 12% [4].

Значення викидів твердих частинок (неорганічний пил) в атмосферне повітря без системи очищення (тон на 1 тис. тон палива) можуть також прийматися за укрупненими показниками:

- кам'яне вугілля – 65,32;
- торф'яні брикети – 13,02;
- дрова – 4,3;
- дерев'яні відходи і тирса – 5,1;
- дерев'яні брикети – 4,11.

При перерахунку наведених значень на 1Гкал виробленої теплової енергії отримаємо для бурого вугілля з $Q_i^f = 22$ МДж/кг величину емісії пилу 2970 г/ГДж, що є близьким до величин, отриманих за методикою [1], а для дров з $Q_i^f = 10,21$ МДж/кг - 420 г/ГДж, що є близьким до величини, наведеної в [2].

В європейських країнах типовий рівень емісії твердих частинок при спалюванні дерев'яної біомаси становить 300 мг/м³ після очищення в

мультициклони і 40 мг/м^3 при використанні системи конденсації продуктів горіння [5]. За датськими нормами, для котельень фермерських господарств, в яких спалюється дерев'яна біомаса, вміст твердих частинок у продуктах горіння не повинен перевищувати 600 мг/м^3 . Тут для досягнення допустимих концентрацій твердих частинок в основному використовують мультициклони, а для більш тонкого очищення – тканинні та електрофільтри.

Величину емісії твердих частинок та бенз(а)пірену, які виділяються при спалюванні вугілля та деревени, визначених за вітчизняною, російською, польською та німецькою методиками, представлено в табл. 2.

Таблиця 2

Величина емісії твердих частинок та бенз(а)пірену, які виділяються при спалюванні вугілля та деревени

Емісія забруднюючої речовини	Тип палива								
	Буре вугілля				Дрова				Газ
	За метод. N1 [3]	За метод. N2 [7]	За метод. N3 [6]	За метод. N4 [1]	За метод. N1 [3]	За метод. N2 [7]	За метод. N3 [6]	За метод. N4 [1]	-
Тверді частини, г/ГДж	404	1400-2530	2215	2970	695,3	-	-	420	0,5
Бенз(а) пірен, г/ГДж	0,27	-	0,475	-	0,21	-	0,194	-	0,00002

У більшості міст Західної України проблем екологічного характеру, викликаних використанням твердого палива в системах опалення сьогодні не існує. Так, за даними [7] станом на 2009 р. у Львові споживалося лише 4,46 тис. тонн вугілля і 7,76 тис. м^3 дров, при чому вугілля використовують комерційні та бюджетні організації, а дрова – майже винятково населення.

За даними [3] середня концентрація речовин у вигляді твердих частинок перевищує ГДК на 19% (середньодобові значення становлять лише 0,15 ГДК, а максимальні добові – 0,5 ГДК). Слід також звернути увагу на те, що це є середні значення по місту, а значення для окремих, найбільш забруднених територій не приводяться.

Діючий сьогодні в Україні СНиП II-35-76 «Котельні установки» вимагає, щоб котельні, призначені для роботи на твердому паливі, обладнувалися установками для очищення димових газів від золи, коли виконується умова

$$AP \cdot B > 5000, \quad (1)$$

де AP – вміст золи в робочій масі палива, %;

B – максимальна годинна витрата палива, кг/год.

На підставі цієї залежності можна обчислити граничну потужність котельні, при якій встановлення зололовлюючого обладнання не є обов'язковим для кількох, типових у Західному регіоні, видів твердого палива (табл. 3).

Таблиця 3

Гранична потужність котельні

№	Тип палива	Нижча розрахунок ва теплота горіння, (МДж/кг)	Зольність палива A^p , (%)	Максимальна годинна витрата палива, В (кг/год)	Допустима теплова потужність котельні при $\eta=0,85$; (МВт)
1.	Вугілля марки ГР і РСШ (Львівсько-Волинське)	21,44	19,8	252,5	1,27
2.	Вугілля марки ЖР (Львівсько-Волинське)	19,38	32,2	155,3	0,71
3.	Деревина	10,21	1,0	5000	12,00
4.	Паливні брикети, гранули	17,5	0,5	10000	41,15

Оскільки в м. Золочеві котельні вже переведені на тверде паливо - дрова, є доцільним ретельно вивчити наслідки цього заходу, провести моніторинг стану повітряного середовища, щоб набутий досвід міг бути використаний в інших населених пунктах. Оскільки зараз такі роботи не проводяться, розрахуємо величину емісії твердих частинок і бенз(а)пірену, які будуть утворюватися при виробленні 55000 ГДж теплової енергії за опалювальний період (що відповідає 9000 м³ дров).

Таблиця 4

Порівняння емісії забруднюючих речовин в м. Золочів і окремих дільницях м. Краків

№ п/п	Населений пункт	Площа, Га	Кількість мешканців	Емісія шкідливих речовин, тонн/рік	
				MP 10	Бензи(а)пірен
1	м. Золочів	900	24 000	38,24*	0,0116*
				23,1**	-
2	м. Краків, дільниця II Grzegorzki	583	30660	52,97	0,0198
3	м. Краків, дільниця III Gzyzyny	1079	25010	4,62	0,0017

* за методикою [2]

** за методикою [7]

Золочів є не єдиним містом у регіоні, де передбачається використання твердого палива для потреб опалення. Зокрема «Програма модернізації систем теплопостачання у Львівській області на 2012-2016 роки» передбачає заміну

газових котлів на твердопаливні в цілому ряді об'єктів загальною потужністю 8,7 Гкал/год, завдяки чому очікується зменшити споживання природного газу в області на 5436,6 тис. м³ на рік.

В Інституті технічної теплофізики НАН України розроблена національна концепція розвитку біоенергетики на найближчі 10 років. Згідно з цією концепцією доцільним є впровадження наступних технологій:

- опалювальні котельні на деревині (1- 10 МВт) – 250 котельень;
- промислові котли на деревині (0,1-5 МВт) – 360 котів;
- побутові котли на деревині (10 – 50 кВт) – 53 тис. котлів.

При реалізації таких масштабних планів екологічні аспекти набудуть особливої актуальності. Ефективна, безпечна і екологічна робота котельень на дерев'яній біомасі залежить від правильної організації заготівлі, зберігання, підготовки до спалювання палива, а також заходів, спрямованих на захист довкілля.

Висновки. Підсумовуючи викладений матеріал бачимо, що при використанні твердого палива для отримання теплової енергії в системах опалення виникають серйозні проблеми екологічного характеру. Переведення котельень у м. Золочів на дрова дає можливість об'єктивно оцінити рівень небезпеки. Для цього необхідно забезпечити моніторинг стану атмосферного повітря у м. Золочів протягом усього опалювального періоду. На підставі результатів моніторингу розробити рекомендації щодо технічних рішень та безпечних обсягів переведення діючих котельень на тверде паливо.

Необхідно розробити вітчизняну методику визначення обсягів викидів у атмосферу забруднювальних речовин при спалюванні дров, а також переглянути та уточнити нормативну базу щодо обладнання котельних установок, які працюють на твердому паливі, системами пило- газозуловлювання.

Література

1. Jonas A., Görtler F., Schuster K. Holz und Energie. Niederösterreichische Landes-Landwirtschaftskammer, Wien, 1990, Auflage.
2. Програма моніторингу природного довкілля Львівської області на 2011- 2015 роки і на перспективу до 2020 року. Львів, 2011.
3. Opracowanie eksperckie w zakresie wprowadzenia ograniczen w stosowaniu paliw stalych na obszarze Krakowa / Inteligentne rozwiazania aby chronic srodowisko. – s. 134.
4. Програма модернізації систем теплопостачання у Львівській області на 2012-2016 роки. Львів – 2012 р.
5. Методика определения выбросов загрязняющих веществ в атмосферу при сжигании топлива в котлах производительностью менее 30 тонн пара в час или менее 20 Гкал а час. Государственный комитет Российской федерации пот охране окружающей среды. Москва 1999.
6. УДК 662.611:66.074.3. Викиди забруднюючих речовин у атмосферу від енергетичних установок. Методика визначення.
7. Стан довкілля в Львівській області (за результатами моніторингових досліджень) інформаційно – аналітичний огляд, І квартал 2013 року. – 16 с.

Экологические аспекты использования твердого топлива в городских системах отопления

Ю.С. Юркевич, Н.А. Сподинок

Целью исследования является определение основных проблем, возникающих при переводе действующих газовых котельных на твердое топливо. Перевод котельных на дрова в г. Золочев, Львовской области дает возможность объективно оценить уровень опасности. Для этого необходимо обеспечить мониторинг состояния атмосферного воздуха в г. Золочев в течении всего отопительного периода. На основании результатов мониторинга разработать рекомендации относительно технических решений и безопасных объемов перевода действующих котельных на твердое топливо.

Ключевые слова: эмиссия вредных веществ; бенз(а)пирен; золоулавливающее оборудование.

Environmental aspects of using solid fuel in urban heating systems.

Y. Yurkevich, N. Spodyniuk

The aim of the study is to outline the main issues arising from the translation of the existing gas boiler for solid fuel switch over to Zolochiv city, Lviv region. The wood fuel makes it possible to objectively assess the level of risk. This requires monitoring of the air in Zolochiv during the heating season. Based on the monitoring results the recommendations for technical solutions and secure transfer volume applicable to solid fuel boiler were developed.

Keywords: emission of harmful substances; benzo(a)pyrene; flue gas purification equipment.

Надійшла до редакції 11.06.2014 р.

УДК 628.16.086.4

Зміна питомої теплоємності води під дією магнітного поля

Е.С. Малкін¹, І.Е. Фуртат², Н.О. Коваленко³, А.Ю. Ардашнікова⁴,

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва та архітектури, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», i.e.furtat@gmail.com

³аспірант, Київський національний університет будівництва та архітектури

⁴магістрант, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», tasya.ova@gmail.com

Наведено методику проведення експериментальних досліджень з визначення питомої теплоємності омагніченої води за допомогою високочастотного електромагнітного імпульсного апарату «Іліос-М» та природніх магнітів, а також результати аналізу цих експериментів.

Ключові слова: магнітна вода; питома теплоємність води; природній магніт; електромагніт; високочастотний імпульсний магніт.

Вступ. На сьогоднішній день вода є найпоширенішим теплоносієм. Широке застосування вода отримала внаслідок великого значення теплоємності, дешевизни і доступності. Разом з тим, підвищення ефективності використання води як теплоносія є актуальною темою в сучасних реаліях [2].

Питоною теплоємністю води називають кількість теплоти, яка необхідна, щоб підняти температуру 1 кг води на 1 °С. Вода має найбільшу серед усіх відомих твердих і рідких речовин теплоємність та теплопровідність. Для нагрівання 1 грама води на 1 °С необхідна 1 кал (4,2 Дж) енергії, що вдвічі перевищує теплоємність будь-якої іншої хімічної сполуки [1]. За рахунок цього навіть значне збільшення теплової енергії викликає порівняно невелике підвищення її температури. Це пояснюється тим, що значна частина енергії витрачається на розрив водневих зв'язків, що обмежують рухливість молекул води [3].

Метою даної є роботи експериментальне визначення питомої теплоємності омагніченої води.

Експериментальні дослідження відбувались на стенді, показаному на рис. 1.

Досліди проводилися в три етапи за наступних омов обробки води:

1) з неомагніченою водою;

2) з водою, обробленою в електромагнітному полі за допомогою електромагнітного імпульсного апарату «Іліос-М»;

3) водою, обробленою в полі природніх магнітів.

1-ий етап. Неомагнічена вода з резервуару (1) потрапляє в електронагрівач (4), де нагрівається до заданого значення температури. Кінцеве значення температури залежить від заданої потужності електронагрівача, потужність якого регулюється за допомогою ЛАТР-1 (5). Значення потужності електронагрівача

визначається за допомогою вольтметра (7) та амперметра (6). Після проходження електронагрівача вода потрапляє до ємності (10), де ємнісним способом визначається кількість води, яка пройшла через установку. Значення температури води вимірюються до та після виходу з електронагрівача датчиками температури (Т). Датчики температури під'єднані до вимірювача температури (8), інформація з якого поступає через інтерфейс зв'язку (9) до системи збору даних (11). Під час досліду вимірювалися наступні величини: значення температур води до електронагрівача та після нього, потужність електронагрівача, масові витрати води, значення сили струму і напруги, втрати теплоти в оточуюче середовище.

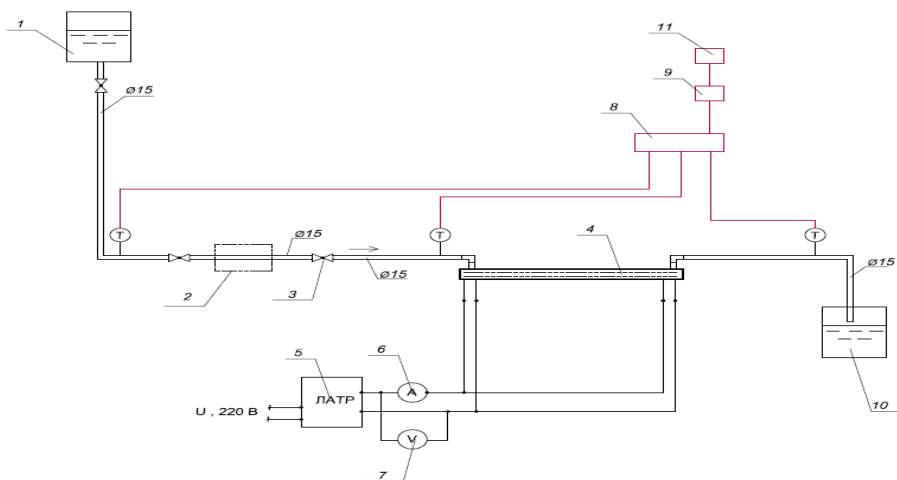


Рис.1. Схема експериментального стенду:

- 1 – ємність для води; 2 – електромагнітний імпульсний апарат «Іліос-М» або постійний магніт;
 3 – шаровий кран; 4 - електричний водонагрівач; 5 – лабораторний автотрансформатор ЛАТР-1;
 6 – цифровий амперметр; 7 – цифровий вольтметр; 8 – вимірювач температур;
 9 – перетворювач; 10 – ємність для збору води; 11 – персональний комп'ютер.

Потужність електронагрівача N визначаємо за формулою

$$N = U \cdot I, \quad (1)$$

де I – сила електричного струму, А; U – напруга електричного струму, В.

Кількість теплоти Q , що передається до води визначаємо із рівняння теплового балансу за формулою

$$Q = c_p \cdot m \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \text{ Вт.} \quad (2)$$

де c_p – питома теплоємність води, кДж/(кг·°С); m – масова витрата води, $m = 0,003306$ кг/с; $t_{\text{вх}}$, $t_{\text{вих}}$ – температура води відповідно на вході та виході, °С. Питому теплоємність води приймаємо з [4].

Втрати в оточуюче середовище визначаємо як різницю між потужністю електронагрівача та необхідною кількістю теплоти, що проходить через поверхню

$$\Delta = N - Q, \text{ Вт} \quad (3)$$

Експериментальні дані зведемо в таблицю 1.

Таблиця 1

Визначення потужності електронагрівача, кількості теплоти та втрат в навколишнє середовище для неомагніченої води

№	$t_{вх}, ^\circ\text{C}$	$t_{вих}, ^\circ\text{C}$	U, В	I, А	Q, Вт	Δ , Вт	$C_p, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$	N, Вт
1	17,7	21,7	59,0	1,00	55,30	3,70	4,182	59
2	17,7	25,8	80,0	1,50	111,95	8,05	4,181	120
3	17,7	30,8	100,0	2,00	181,01	18,99	4,180	200
4	17,7	37,6	120,0	2,50	274,90	25,10	4,179	300
5	17,7	47,0	144,0	3,00	404,65	27,35	4,178	432
6	17,7	58,3	168,0	3,50	560,71	27,29	4,178	588
7	17,7	70,7	192,0	4,00	732,31	35,69	4,180	768

2-ий етап. Вода, перед яким потрапити до електричного нагрівача, проходить через електромагнітний імпульсний апарат «Ліус-М» з магнітною індукцією поля 0,23...0,46 Тл в режимі «Очистка-2». В іншому принцип дії установки аналогічний першому етапу. При цьому вода подавалась в тій же кількості і нагрівалась до такої самої температури, що і й на першому етапі. Під час досліду вимірювались ті ж самі величини, що й під час першого етапу.

Значення кількості теплоти, яка пішла на нагрівання води, отримаємо з рівняння:

$$Q = N - \Delta \quad (4)$$

де Δ – приймаємо такою, яка була за відповідного температурного режиму під час 1-ого етапу досліджень.

Визначаємо c_p омагніченої води за формулою:

$$c_p = \frac{Q}{m(t_{вих} - t_{вх})} \quad (5)$$

Отримані результати зведемо в таблицю 2.

Таблиця 2

Визначення потужності електронагрівача при омагніченні води імпульсним апаратом «Ліус-М»

№	$t_{вх}, ^\circ\text{C}$	$t_{вих}, ^\circ\text{C}$	U, В	I, А	Q, Вт	Δ , Вт	$C_p, \text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$	N, Вт
1	17,7	21,7	57,0	0,96	50,79	3,70	3,8411	54,49
2	17,7	25,8	79,0	1,40	102,78	8,05	3,8388	110,84
3	17,7	30,8	97,2	1,90	165,97	18,99	3,8327	184,96
4	17,7	37,6	118,0	2,35	252,20	25,10	3,8339	277,30
5	17,7	47,0	141,0	2,83	371,68	27,35	3,8376	399,03
6	17,7	58,3	162,0	3,35	514,60	27,29	3,8344	541,89
7	17,7	70,7	186,0	3,81	672,23	35,69	3,8370	707,92

Порівняємо отримані значення питомої теплоємності для неомагніченої води, та для води, що пройшла обробку у в полі височастотного

електромагнітного імпульсного апарата «Іліос-М» напруженість якого складає 0,43 Тл.

Як видно з графіку, при омагніченні води електромагнітним імпульсним апаратом «Іліос-М», який працює на режимі «Очистка-2», що складається з імпульсів поля з напруженістю магнітного поля при цьому від 0,23 Тл до 0,43 Тл, питома теплоємність води зменшується в середньому на 8,2%, що дозволяє витратити менше енергії на розрив водневих зв'язків, що обмежують рухливість молекул води.

3-ий етап. Вода, перед яким потрапити до електричного нагрівача, проходить через природні магніти з напруженістю магнітного поля 0,15 Тл для однієї пари магнітів та 0,25 Тл для двох пар магнітів. В іншому принцип дії установки аналогічний 2-ому етапу. Визначаємо c_p омагніченої води аналогічнoм 2-ому етапу. Отримані значення питомої теплоємності порівняємо з розрахованою питомою теплоємністю омагніченої води за допомогою 1-ої пари магнітів та 2-ох пар зведені відповідно в табл. 3 та табл. 4.

Таблиця 3
Визначення питомої теплоємності омагніченої води однією парою природних магнітів напруженістю 0,15 Тл

№	$t_{вх}, ^\circ\text{C}$	$t_{вих}, ^\circ\text{C}$	U, В	I, А	Q, Вт	Δ , Вт	C_p , кДж/(кг·°C)	N, Вт
1	17,7	21,7	38	1,48	52,54	3,70	3,9733	56,24
2	17,7	25,8	48	2,38	106,19	8,05	3,9659	114,24
3	17,7	30,8	62	3,08	171,97	18,99	3,9712	190,96
4	17,7	37,6	80	3,57	260,50	25,10	3,9601	285,60
5	17,7	47	99	4,16	384,49	27,35	3,9698	411,84
6	17,7	58,3	116	4,83	532,99	27,29	3,9715	560,28
7	17,7	70,7	133	5,49	694,48	35,69	3,9641	730,17

Таблиця 4
Визначення питомої теплоємності омагніченої води двома парами природних магнітів напруженістю 0,25 Тл

№	$t_{вх}, ^\circ\text{C}$	$t_{вих}, ^\circ\text{C}$	U, В	I, А	Q, Вт	Δ , Вт	C_p , кДж/(кг·°C)	N, Вт
1	17,7	21,7	37	1,5	51,80	3,70	3,9173	55,50
2	17,7	25,8	47	2,4	104,75	8,05	3,9121	112,80
3	17,7	30,8	61	3,09	169,50	18,99	3,9142	188,49
4	17,7	37,6	80	3,52	256,50	25,10	3,8993	281,60
5	17,7	47	99	4,09	377,56	27,35	3,8983	404,91
6	17,7	58,3	115	4,78	522,41	27,29	3,8926	549,70
7	17,7	70,7	132	5,44	682,39	35,69	3,8951	718,08

Побудуємо графік залежності питомої теплоємності від температури для неомагніченої та омагніченої води (рис 2).

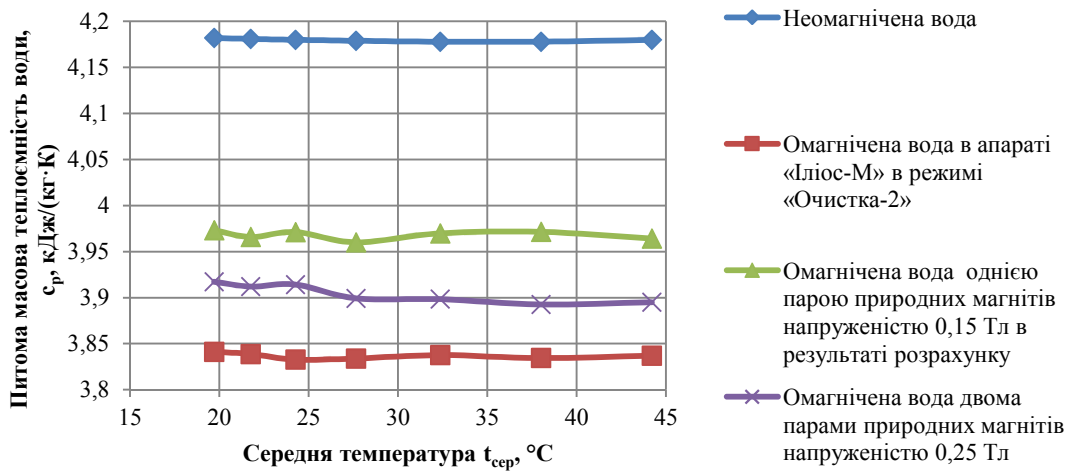


Рис. 2. Порівняння теплоємності неомагніченої та омагніченої за різних умов води

Висновки. При омагніченні води електромагнітним імпульсним апаратом «Ліос-М», який працює на режимі «Очистка-2», що складається з імпульсів поля з напруженістю магнітного поля при цьому від 0,23 Тл до 0,43 Тл, питома теплоємність води зменшується в середньому на 9%.

При омагніченні води постійним магнітом з напруженістю поля 0,15 Тл, питома теплоємність води зменшується в середньому на 5,13%. При використанні постійних магнітів з напруженістю поля 0,25 Тл питома теплоємність знижується на 6,78%. Отже, більше зниження питомої теплоємності води відбувається при омагніченні в електромагнітному імпульсному полі підвищеної частоти.

Література

1. *Классен В. И.* Омагничевание водных систем / В. И. Классен – М. : Химия, 1982. – 296 с.
2. *Миненко В. И.* Магнитная обработка водно-дисперсных систем / В. И. Миненко. — К. : Техніка, 1970. — 168 с.
3. *Очков В. Ф.* Магнитная обработка воды: история и современное состояние // Энергосбережение и водоподготовка. – 2006. – № 2 – С. 66–72.
4. *Вукалович М. П.* Таблицы тепло-физических свойств и водяного пара / М. П. Вукалович, С. Л. Ривкин, А. А. Александров и др. ; Ком. стандартов, мер и измерит. Приборов при Совете Мниистров СССР. Советский координат. По свойствам водяного пара АН СССР. Гос. Служба стандартних и справочных данных. — Москва : Изд. Стандартов, 1969. — 408 с.

Изменение удельной теплоёмкости воды под действием магнитного поля

Э.С. Малкин, И.Э. Фуртат, Н.А. Коваленко, А.Ю. Ардашникова

Представлена методика проведения экспериментальных исследований по определению удельной теплоёмкости омагниченной воды, а также результаты анализа этих экспериментов.

Ключевые слова: магнитная вода; удельная теплоемкость воды; естественный магнит; электромагнит; высокочастотный импульсный магнит.

The Change of Specific Heat of Water under the Influence of the Magnetic Field

E. Malkin, I. Furtat, N. Kovalenko, A. Ardashnikova.

The methodology of conducting the experimental researches for determination the specific heat of magnetic water is presented in the paper, and also the results of analysis of these experiments.

Keywords: magnetic water; the specific heat of water; a natural magnet; magnet high-frequency pulse.

Надійшла до редакції 03.06.2014 р.

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 621.311.22

Методика техніко-економічного обґрунтування впровадження парових турбін малої потужності в системах теплопостачання промислових підприємств та результати її розповсюдження на типові редуційно-охолоджувальні установки

Е.С. Малкін¹, О.Г. Погосов²

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури, saodhar@gmail.com

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, pogosov_aleksandr@ukr.net

Розглянуто питання застосування методики техніко-економічного обґрунтування впровадження парових турбін малої потужності в циклах паропостачання промислових підприємств. Проаналізовано ряд типових редуційно-охолоджувальних установок, що застосовуються у вітчизняній промисловості. Подано результати розповсюдження методики, що пропонується, для широкого ряду типових редуційно-охолоджувальних установок.

Ключові слова: енергозбереження; техніко-економічне обґрунтування; парова турбіна малої потужності; редуційно-охолоджувальна установка.

Вступ. Неухильне зростання цін на енергоносії, очікуване в недалекому майбутньому, підвищення вартості природного газу, перевищення енерговитрат в нашій країні на одиницю валового продукту більш ніж в 2-3 рази в порівнянні з витратами у розвинених країнах, робить дуже актуальним завдання їх економії на всіх етапах виробництва і споживання. Для вирішення цих завдань можуть успішно використовуватися електрогенеруючі енергетичні установки малої потужності, що створюються на базі: парових машин, осьових і радіальних парових і газових турбін, гвинтових турбін та іншої техніки.

Завдання енергозбереження, пов'язані з установкою парових турбін малої потужності, можуть бути класифіковані наступним чином: заміна процесу дроселювання пари в редуційно-охолоджувальній установці на процес розширення пари в турбіні; використання надлишків встановлених

парогенеруючих потужностей промислових ТЕЦ; зниження параметрів теплоносіїв з надмірно високим потенціалом, що відправляються на вироблення теплоти; використання надлишків пари на підприємстві шляхом збирання їх у споживачів (використання струменевих компресорів, скидання надлишків пари в парову турбіну з регульованим відбором); перетворення котелень у міні ТЕЦ; поліпшення техніко-економічних показників функціонування ТЕЦ малої потужності, особливо в літній період.

На сьогоднішній день практично не існує сформованих методик техніко-економічного обґрунтування доцільності впровадження парових турбін малої потужності при заміщенні останніми існуючих редуційно-охолоджувальних установок (РОУ). Актуальним є завдання створення подібної методики та розповсюдження її на типові стандартні РОУ.

Особливо цікавим питанням є порівняння енергетичного та економічного сценаріїв заміни РОУ на парову турбіну малої потужності. Додаткове підживлення охолоджувальної води в РОУ призводить до збільшення витрати пари, що відповідно дає змогу зменшити кількість генерації теплоносія за паровим котлом. Впровадження парової турбіни малої потужності призведе до необхідності підвищення генерації теплоносія на джерелі теплової енергії. За основу техніко-економічного розрахунку та порівняння прийнято методику [1] із подальшим розповсюдженням основних її позицій на типовий ряд РОУ, що застосовуються у вітчизняній промисловості.

Для визначення ККД парової турбіни малої потужності застосовується залежність [2]:

$$\eta_{oi} = \left(0,925 - \frac{0,5}{G_{cp} \cdot V_{cp}} \right) \cdot \left(1 + \frac{H_{zp} - 600}{20000} \right) \cdot (1 - \xi_{b.c.}), \quad (1)$$

де: $G_{cp} = \sqrt{G_1 \cdot G_2}$ - середня витрата пари через групу ступіней, т/год;

$V_{cp} = \sqrt{V_1 \cdot V_2}$ - середній питомий об'єм, м³/кг;

H_{zp} - наявний теплоперепад, кДж/кг;

$\xi_{b.c.}$ - коефіцієнт втрат з вихідною швидкістю, в наближенні прийнято 0,2 [3].

Потужність протитискової турбіни, кВт:

$$N = G_{cp} \cdot H_{zp} \cdot \eta_{oi}, \quad (2)$$

Витрата живильної води на РОУ та додаткова масова витрата пари визначається згідно з методикою [1].

Типові характеристики редуційно-охолоджувальних установок подано в таблиці 1.

Таблиця 1

Характеристики типових редукційно-охолоджувальних установок

Тип РОУ	Витрата пари, кг/год	Тиск на вході до РОУ, Р ₁ , Мпа	Температура на вході до РОУ, Т ₁ , °С	Тиск на виході з РОУ, Р ₂ , Мпа	Температура на виході з РОУ, Т ₂ , °С	Тиск живильної води, Р _в	Температура живильної води, Т _в	Ентальпія живильної води, Н _в , кДж/кг
РОУ 2,5	2500	1,6	350	0,6	190	3	104	438,128
РОУ 4,0	4000	0,6	350	0,3	136	1,8	104	437,237
РОУ 5,0	5000	1,6	350	0,6	190	1,5	104	437,014
РОУ 10	10000	4	440	1,4	200	3,6	104	438,573
РОУ 13	13000	1,2	320	0,6	160	1	90	377,688
РОУ 15	15000	1,2	320	0,6	160	1	104	436,643
РОУ 20	20000	4	450	2,3	350	6,4	104	440,655
РОУ 30	30000	4	450	2,3	350	5,4	104	439,911
РОУ 33	33000	1,5	200	0,2	150	2	104	437,385
РОУ 35	35000	1,5	200	0,2	150	2	104	437,385
РОУ 40	40000	4	450	2,3	350	6,4	104	440,655
РОУ 60	60000	4	450	2,3	350	6,4	104	440,655
РОУ 67	67000	1,6	270	0,12	120	2	104	437,385
РОУ 75	75000	3,4	425	0,8	250	4,5	150	634,744
РОУ 100	100000	9,8	500	2,5	360	3	104	438,128

Результати техніко-економічного обґрунтування наведені в таблиці 2.

Таблиця 2

Основні техніко-економічні показники заміни РОУ на парову турбину малої потужності та економічні ефекти заходу

Тип РОУ	ККД ПТМ, %	Потужність ПТМ, кВт	Витрата живильної води, кг/с	Тепловий еквівалент додаткової витрати, кДж/с	Економічний ефект впровадження ПТМ, кДж/с	Фінансовий тепловий еквівалент додаткової витрати, грн/год	Економічний ефект впровадження ПТМ, грн/год	Економічний ефект заміни, грн/год
РОУ 2,5	0,729	160,67	0,092	260,83	160,671	112,16	192,81	80,65
РОУ 4,0	0,734	355,16	0,211	576,33	355,160	247,83	426,19	178,37
РОУ 5,0	0,729	321,48	0,184	521,42	321,485	224,21	385,78	161,57
РОУ 10	0,736	1032,36	0,593	1662,61	1032,364	714,93	1238,84	523,91
РОУ 13	0,730	871,55	0,501	1383,41	871,550	594,87	1045,86	450,99
РОУ 15	0,730	1005,65	0,593	1636,77	1005,656	703,82	1206,79	502,97
РОУ 20	0,725	804,36	0,412	1291,19	804,367	555,22	965,24	410,02
РОУ 30	0,725	1206,66	0,618	1936,26	1206,662	832,60	1447,99	615,39
РОУ 33	0,719	177,41	0,106	293,13	177,413	126,05	212,90	86,85
РОУ 35	0,719	188,16	0,112	310,90	188,166	133,69	225,80	92,11
РОУ 40	0,725	1608,95	0,825	2582,39	1608,957	1110,44	1930,75	820,31
РОУ 60	0,725	2413,54	1,237	3873,58	2413,546	1665,66	2896,26	1230,60
РОУ 67	0,727	3418,73	2,065	5604,73	3418,733	2410,06	4102,48	1692,42
РОУ 75	0,730	5044,62	2,984	8804,06	5044,622	3785,79	6053,55	2267,76
РОУ 100	0,726	4593,23	2,333	7347,35	4593,232	3159,40	5511,88	2352,48

На рисунку 1 показана різниця в фінансовому еквіваленті від втрат енергоносія для генерації додаткової кількості пари та надходжень від виробництва електричної енергії при заміні РОУ на парову турбину малої потужності.

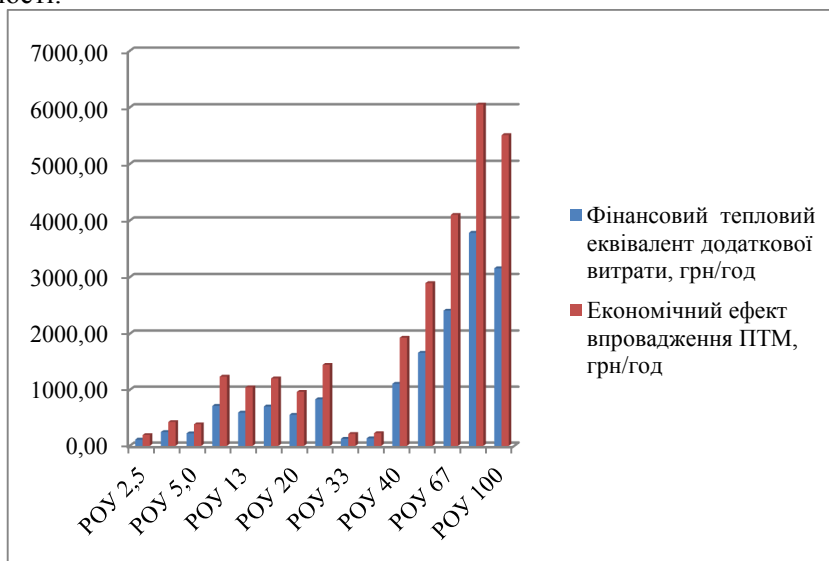


Рис. 1. Діаграма порівняння економічних показників додаткових затрат на генерацію пари та вироблення електричної енергії після впровадження парової турбіни малої потужності

Висновки. Досяжний економічний ефект від впровадження парових турбін малої потужності при заміні РОУ в циклах паропостачання промислових підприємств складає від 80 грн/год (для РОУ 2,5) до 2350 грн/год (для РОУ 100). Ця величина не враховує додаткові збитки від експлуатації парової турбіни малої потужності, її амортизації та повернення кредитних відсотків (для випадку кредитного інвестування). Визначення термінів окупності потребує додаткового аналізу вартостей устаткування та монтажу. Отримані величини можуть використовуватись для оцінки доцільності впровадження парових турбін малої потужності при заміні ними редуційно-охолоджувальних вузлів систем паропостачання промислових підприємств.

Література

- Капинос В. М. О целесообразности замены РОУ турбогенераторами с целью повышения эффективности использования пара котельных агрегатов / В. М. Капинос, В. В. Навроцкий // Вестник Нац. техн. ун-та «ХПИ»: сб. науч. тр. Темат. вып.: Динамика и прочность машин. – Харьков: НТУ «ХПИ». – 2002. – № 10, т. 2. – С. 63-65.
- Щегляев А.В. Паровые турбины. Том 1 - Теория теплового процесса и конструкции турбин. Учебник для вузов: в 2 кн. Кн. 1. 6-е изд., переработанное, дополненное проф. Б. М. Трояновским. М.: Энергоатомиздат, 1993 г. - 384 с.: ил.
- Паровые турбины малой мощности КТЗ/ В.И. Кирюхин, Н.М. Тараненко, Е.П. Огурцова и др. – М.: Энергоатомиздат, 1987. – 216 с.: ил.

Методика техніко-економічного обосновання впровадження парових турбін малої потужності в системах теплоснабження промислових підприємств і результати її розповсюдження на типові редуційно-охладительні установки

Э.С. Малкин, О.Г. Погосов

Рассмотрен вопрос использования методики технико-экономического обоснования для внедрения паровых турбин малой мощности в циклах пароснабжения промышленных предприятий. Проанализирован ряд типовых редуционно-охладительных установок, которые используются в отечественной промышленности. Даны результаты применения методики, которая предлагается, для широкого ряда редуционно-охладительных установок.

Ключевые слова: энергосбережение; технико-экономическое обоснование; паровая турбина малой мощности; редуционно-охладительная установка.

Feasibility study of small steam turbines implementation in the system of heat and steam supply and industrial distribution of results for the typical pressure-regulating and cooling installations.

E. Malkin, O. Pogosov

In this article the question of the use of the methodology of the feasibility study for the implementation of low-power steam turbines in industrial steam supply cycles was analysed. Also analyzed a number of standard installations pressure-regulating and cooling that are used in the domestic industry. Were Given the results of applying a methodology for a wide range of pressure-regulating and cooling installations.

Keywords: energy conservation; feasibility study; steam turbine low power; reduction-cooling unit.

Надійшла до редакції 04.06.2014 р.

УДК 631.22:632

Ефективність системи теплопостачання культиваційних споруд з використанням вторинних енергетичних ресурсів

Б.Х. Драганов¹, Н.В. Чепурна², М.А. Кириченко³

¹д.т.н., професор, Інститут енергетики і автоматики НУБіП України

²к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури

³к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури

Викладено ексергетичний метод визначення ефективності теплообмінних апаратів для системи теплопостачання культиваційних споруд з використанням вторинних енергетичних ресурсів.

Ключові слова: ексергія; ефективність; ВЕР; культиваційні споруди.

Вступ. У всіх системах енергопостачання, як правило, в навколишнє середовище викидається значна кількість вторинних енергоресурсів, які можуть бути ефективно використані для теплопостачання. Прикладом подібних джерел енергії можуть служити скидна теплота компресорних станцій магістральних газопроводів; нагріті вентиляційні викиди; відхідні гази дизельних електростанцій та інше. Вторинні енергоресурси (ВЕР) використовують для теплопостачання різних об'єктів, у тому числі культиваційних споруд захищеного ґрунту.

Ефективність системи теплопостачання залежить від енергетичних показників використаних теплообмінних апаратів для даної системи. В даний час існує декілька способів інтенсифікації процесу теплообміну. Однак посилення теплообміну супроводжується формуванням турбулентних вихорів в потоці і, отже, зростання гідравлічного опору.

Для оцінки теплогідравлічної характеристики каналів теплообмінного апарату використовують такі показники: стандартне уявлення інтенсифікації теплообміну ($\bar{N}_u = N_u / N_{u_0}$) і збільшення гідравлічного опору ($\bar{f} = f / f_0$), де параметри N_u і f відносяться до інтенсифікації теплообміну, а N_{u_0} та f_0 - до стандартного каналу [1, 2]. У цих залежностях N_u - критерій Нуссельта, f - показник гідравлічного опору.

З чого випливає, що показником ефективності теплообмінних апаратів з інтенсифікації процесу передачі теплоти служить критерій:

$$\eta = (N_u / N_{u_0}) / (f / f_0). \quad (1)$$

Оскільки процеси теплообміну і тертя незворотні, то більш інформативним і обґрунтованим критерієм теплогідравлічної ефективності є ексергія [3, 4].

Втрати ексергії в теплообмінному апараті можуть бути визначені:

$$\sum E_i = E_T + E_p + E_u, \quad (2)$$

де E_T - втрати ексергії через кінцеву різницю температур; E_p - втрати ексергії через гідравлічний опір теплообмінного апарата (ТА); E_u - втрати ексергії із за теплообміну з навколишнім середовищем.

Втрати ексергії при теплообміні в умовах кінцевої різниці температур, тобто втрати в навколишнє середовище будуть становити:

$$E_T = Q\tau_e, \quad (3)$$

де Q - тепловий потік; τ_e - ексергетична температурна функція, яка дорівнює:

$$\tau_e = (T - T_{o.c.})/T,$$

де $T_{o.c.}$ - температура навколишнього середовища.

Визначити втрати ексергії через гідравлічний опір можемо за формулою:

$$E_p = T_{o.c.} \Delta S_p = -T_{o.c.} R \int_{p_{вх}}^{p_{вих}} \frac{dp}{p} = T_{o.c.} R \ln \frac{p_{вх}}{p_{вих}}, \quad (4)$$

де ΔS_p - зміна ентропії в системі, обумовлена втратами тиску; R - газова стала; p - тиск.

При $\Delta p/p_{вих}$ з рівняння (4) можна отримати більш спрощене рівняння:

$$E_p = GRT_{o.c.} \Delta p / p_{вих}, \quad (5)$$

де G - масова витрата теплоносія, Δp - втрати тиску в каналі.

Сумарні втрати ексергії через кінцеву різницю температур (E_T) і через гідравлічний опір (E_p) визначаються за наступними формулами:

$$E = E_T + E_p = \left[Q \left(1 - \frac{T_{o.c.}}{T} + GRT_{o.c.} \Delta p / p_{вих} \right) \right] \quad (6)$$

або

$$E = E_T + E_p = \left[Gc_p \frac{T - T_{o.c.}}{T T_{o.c.}} + GR \Delta p / p_{вих} \right] T_{o.c.} \quad (7)$$

де c_p - ізобарна теплоємність теплоносія.

Втрати ексергії через теплообмін з навколишнім середовищем:

$$E_u = Q \bar{\tau}_{en} G_n q_n \bar{\tau}_{en} + G_o q_o \bar{\tau}_{eo}, \quad (8)$$

де $G_{n(o)}$ - масова витрата теплоносія, що нагрівається (охолоджується); $q_{n(o)}$ - кількість тепла, для нагрівання (охолодження) потоку на одиницю масової витрати; $\bar{\tau}_{en(eo)}$ - середня ексергетична температура ізоляції з боку потоку, що нагрівається (охолоджується).

Ексергетичний ККД теплообмінного апарату дорівнює відношенню ексергії, що відводиться із системи $E_{вих}$, до підведеної ексергії:

$$\eta_{ex} = \frac{E_{вих}}{E_{ex}} = \frac{E_{ex} - E_T - E_p - E_u}{E_{ex}} \quad (9)$$

Висновки. Проведений аналіз показав що втрати ексергії через теплообмін з навколишнім середовищем незначні, і ними можна знехтувати. В подальшому ексергетичний аналіз може бути доповнений ексергоекономічною оптимізацією, що представляє собою поєднання ексергетичного і вартісного показника в їх взаємозалежності.

Література

1. Халатов А.А. Теплообмен и гидродинамика в полях центробежных сил. Т.5. Тепломассообмен и теплогидравлическая эффективность вихревых и закрученных потоков./А.А. Халатов, И.И. Борисов, С.В. Шевцов – Киев: ИТТФ НАН Украины, 2005.
2. Калинин Э.К. Интенсификация теплообмена в каналах. / Э.К. Калинин, Г.А. Дрейцер, С.А. Ярхо – М.: Машиностроение, 1981.
3. Эксергетические расчеты технических систем: Справ пособие / В.М. Бродянский, Г.П. Верхивкер, Я.Я. Карчер и др. под ред. А.А. Долинского и В.М. Бродянского, Киев: Наукова думка, 1991.
4. Кафаров В.В. Оптимизация теплообменных процессов и систем. / В.В. Кафаров, В.П. Мешалкин, Л.В. Гурьева – М.: Энергоатомиздат, 1988.

Эффективность системы теплоснабжения культуривационных сооружений с использованием вторичных энергоресурсов

Б.Х. Драганов, Н.В. Чепурная, М.А. Кириченко

Изложено эксергетический метод определения эффективности теплообменных процессов для системы теплоснабжения культуривационных сооружений с использованием вторичных энергоресурсов.

Ключевые слова: эксергия, эффективность, ВЭР, культуривационные сооружения.

Efficiency heating system cultivating plants using waste energy

B. Draganov, N. Chepurnaya, M. Kirichenko

Described method for determining the exergy efficiency of heat exchange processes for the heating system cultivating plants using waste energy.

Keywords: exergy efficiency; RES; Cultivation facilities

Надійшла до редакції 16.06.2014 р.

УДК 697.329

Техніко-економічне обґрунтування використання теплоакumuлюючих матеріалів для систем міжсезонного сонячного теплопостачання

О.П. Любарець¹, А.С. Москвітіна²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, ap1_knuba@ukr.net

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, amosvitina@i.ua

Приводиться економічна оцінка капітальних витрат на будівництво міжсезонного акумулятора теплової енергії при використанні різних теплоакumuлюючих матеріалів. В якості теплоакumuлюючого матеріалу розглядалися: вода, гранітний щебінь, чавун, бетон, масло мінеральне, гудрон, гліцерин. Запропоновано критерій оптимізації для техніко-економічного порівняння використання різних теплоакumuлюючих матеріалів при будівництві акумуляторів теплоти.

Ключові слова: міжсезонне акумулювання теплоти; теплоємнісний акумулятор теплоти; теплоакumuлюючий матеріал; вартість акумулятора теплоти.

Вступ. Необхідність акумулювання теплоти при сонячному теплопостачанні обумовлена значною нерівномірністю надходження сонячної радіації та її теплоспоживання протягом доби та року. Враховуючи те, що в холодний період року надходження сонячної радіації мінімальне, а теплоспоживання максимальне, доцільно розглянути можливість акумулювання теплової енергії від сонячних колекторів влітку з метою її подальшого використання для теплопостачання в перехідний та опалювальний періоди. Запас енергії в акумуляторі може бути розрахований на кілька місяців або цілий рік - при сезонному акумулюванні. У цілому ж застосування міжсезонного акумулятора теплоти зможе підвищити енергонезалежність та ефективність теплопостачання об'єктів при використанні геліосистем, вторинних енергоресурсів (ВЕР) та надлишкової теплоти в теплий період року від когенераційних установок та ТЕЦ.

Аналіз літературних джерел виявив, що все більше уваги, особливо в північних широтах, приділяють сезонному акумулюванню сонячної енергії. У світовій практиці (Швейцарія, Швеція, Данія та Ізраїль) найбільше поширення мають теплоємнісні сезонні акумулятори [1,2], які використовуються як для житлових будинків, так і коттеджних містечок. Існує декілька конструктивних варіантів виконання таких сезонних акумуляторів теплоти [3,4].

Незважаючи на значне число різноманітних за конструкцією та потужністю сезонних акумуляторів сонячного тепла економічна ефективність їхнього застосування не завжди очевидна внаслідок великих капітальних затрат на його спорудження. Для вирішення питання про доцільність спорудження теплоакумуляторів необхідно, щоб витрати на пристрій і експлуатацію системи альтернативного теплопостачання з сезонним акумулятором теплоти компенсувалися вартістю отриманої енергії за економічно обґрунтований період окупності (в межах 6-8 років). Тому на сьогоднішній день розробка ефективного міжсезонного теплоакумулятора є основною складовою частиною подальшого розвитку відновлювальних та вторинних джерел енергії.

Система акумулювання теплоти, як правило, містить теплоізований резервуар з теплоакумулюючим матеріалом (ТАМ), який здійснює накопичення й зберігання теплової енергії, теплообмінне обладнання для підведення й відводу теплоти від ТАМу при зарядці й розрядці теплоакумулятора.

Оптимальна енергоефективність акумуляції теплоти та всієї системи сонячного теплопостачання залежить від:

- вартості акумулятора, яка включає в себе вартість спорудження резервуару (повна конструкція резервуара з теплоізоляцією), вартість самого теплоакумулюючого матеріалу;
- робочих температур ТАМа;
- вартості експлуатації теплоакумулятора;
- вартості й експлуатаційних характеристик геліоколекторів (виникає питання доцільності використання дорогих та складних конструкцій імпортованих геліоколекторів) та інших альтернативних джерел теплової енергії.

Тому нагальною потребою є визначення ефективного ТАМу з урахуванням його вартості, теплотехнічних характеристик та вартості на спорудження резервуару. Порівняння різних ТАМів можна знайти в працях Бекмана, Даффі та ін. [1,2]. Проведений аналіз літературних джерел виявив, що при обґрунтуванні вибору ТАМу до сих пір не враховувались капітальні затрати на спорудження сезонного теплоакумулятора.

Враховуючи актуальність даного питання, при конструюванні сезонних акумуляторів слід звертати особливу увагу на фактори, що впливають на питому вартість акумулювання теплоти. До цих факторів потрібно віднести: питому теплосмість ТАМу, його густину та вартість, технічно можливий температурний діапазон використання, екологічність, доступність та гарантований термін експлуатації.

Аналіз впливу перелічених факторів на вартість зберігання акумульованої теплоти дозволив запропонувати факторний критерій оптимізації на підставі якого можливо порівняти різні варіанти ТАМів:

$$K_o = \frac{v}{c \cdot \rho \cdot (t_{zap} - t_{poz})}, \text{ грн / кДж}, \quad (1)$$

де c – питома теплоємність ТАМу, $\text{кДж}/(\text{кг}\cdot^\circ\text{C})$; ρ – густина ТАМу, $\text{кг}/\text{м}^3$; $c*\rho$ – об’ємна теплоємність ТАМу, $\text{кДж}/(\text{м}^3\cdot^\circ\text{C})$; $t_{зар}$ – температура зарядки тепло акумулятора (залежить від фізичних характеристик ТАМ), $^\circ\text{C}$; $t_{роз}$ – температура розрядки тепло акумулятора (приймаємо 55°C для нагріву води для ГВП до 45°C , а при використанні теплових насосів слід приймати 8°C); v – питома вартість 1м^3 теплоакумулятору, визначається з формули:

$$v = B_{заг} / V, \text{ грн} / \text{м}^3; \quad (2)$$

де $B_{заг}$ – загальна вартість теплоакумулятору з урахуванням вартості ТАМу, вартості матеріалів для резервуару та вартості робіт по його спорудженню, грн.; V – розрахунковий об’єм теплоакумулятору, визначається з формули:

$$V = \frac{Q \cdot 10^6}{c \cdot \rho \cdot (t_{зар} - t_{роз})}, \text{ м}^3; \quad (3)$$

де Q – кількість теплоти, яку необхідно закумуляувати, ГДж.

Техніко-економічна сутність запропонованого критерію оптимізації (К_о) полягає в оцінці питомої вартості витрат на зберігання (акумуляування) теплової енергії.

Для оцінки різних типів ТАМів, розглянемо варіант сонячного міжсезонного теплопостачання для середньостатистичного котеджного будинку $S = 250\text{м}^2$ та питомими тепловтратами на опалення $E_{буд} = 400\text{МДж}/\text{м}^2$ на рік. Цей показник відповідає нормативним вимогам будівельних норм:

$$E_{буд} = 400\text{МДж}/\text{м}^2 \text{ на рік} = 111\text{кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2 \text{ на рік} \leq E_{\text{max}} = 118\text{кВт}\cdot\text{год}/\text{м}^2 [5].$$

Тобто необхідна кількість тепла на опалення становить:

$$W = E_{буд} * S = 400\text{МДж}/\text{м}^2 * 250\text{м}^2 = 100000\text{МДж на рік} = 100\text{ГДж на рік}.$$

Робимо розрахунок для теплоакумулятору ємністю $W = 100\text{ГДж}$, який може бути розміщено під будівлею або біля неї. При розміщенні під будівлею стінки тепло акумулятора одночасно можуть використовуватися як фундамент будівлі, що позитивно вплине на загальну вартість будівлі.

Прийнята конструкція теплоакумулятору:

- ✓ гідротехнічний бетон, товщиною 30мм;
- ✓ важкий залізобетон з високою маркою водонепроникності, товщиною 0,2м;
- ✓ зовнішня теплоізоляція із мінеральної вати для стін теплоакумулятора та і спіненого скла для донної частини теплоакумулятора, товщина 0,6м;
- ✓ гідроізоляція (рубероїд).

З метою техніко-економічного обґрунтування використання ТАМів для систем міжсезонного сонячного теплопостачання розглядаємо найбільш поширені матеріали з високою об’ємною теплоємністю, до яких слід віднести: воду, гранітний щебінь, чавун, бетон, масло мінеральне, гудрон, гліцерин. Для використання води в якості теплоносія доцільно застосовувати знесолену, очищену воду, яка може бути отримана в установках зворотній осмос. Для порівняння наведені розрахунки для води при атмосферному тиску та для води* під тиском 1,5 атм і температурою кипіння 105°C .

Таблиця. 1.

Порівняння теплоакумуючих матеріалів

Матеріал	c , кДж/кг*°C	ρ , кг/м ³	$c*\rho$, кДж/м ³ *°C	$t_{зар}$, °C	$t_{роз}$, °C	V , м ³	$V_{заг}$, тис. грн	K_0 , грн/кДж*10 ³
Вода	4,187	975	4082,3	95	55	612	851	8,51
Вода*	4,187	925	3873,0	105	55	516	733	7,33
Чавун	0,482	7200	3470,4	140	55	339	52749	527,50
Бетон	1,13	2242	2533,5	140	55	464	664	6,64
Масло минеральне	1,8	900	1620,0	140	55	726	18635	186,35
Щебінь гранітний	0,84	1600	1344,0	140	55	875	776	7,76
Глицерин	2,43	1260	3061,8	140	55	384	6593	65,93
Гудрон	2,09	1000	2090,0	140	55	563	3436	34,36

В таблиці 1 наведені результати порівняння теплоакумуючих матеріалів. З представлених результатів можна зробити висновок, що за наявності високотемпературних геліосистем, надлишкової теплоти в теплий період року від когенераційних установок, ТЕЦ та високотемпературних ВЕР ефективніше всього використовувати бетон та щебінь в якості ТАМу. Найдорожчим ТАМом є чавун, тому для збільшення ефективності теплових акумуляторів з чавуну необхідно використовувати весь потенціал його робочих температур (до 800 °C). При використанні нічних тарифів на електроенергію можливо прогрівання теплоаккумулятора з чавуну до температур 500-600 °C, що дає зменшення об'єму теплоаккумулятора в 5-6 разів. Виходячи з даних розрахунків для низькопотенційних відновлювальних та вторинних джерел енергії з температурою до 95°C (низькотемпературні геліосистеми, низькопотенційна скидна теплота) найкращим ТАМом є вода. Затрати на підвищення температури води за рахунок підтримання необхідного тиску не окупають себе за рахунок ускладнення експлуатації системи та додаткових затрат на обладнання.

Висновки. За наявності теплоносія з параметрами більше 120 °C, в якості ТАМа доцільно використовувати бетон та щебінь гранітний. Чавун, як ТАМ, має найменший об'єм, але дуже високу вартість, що значно збільшує капітальні затрати. Для низькотемпературного акумулювання (до 95°C) використання води є найкращим та найдешевшим варіантом. З урахуванням верхньої межі температурних параметрів (нарівні 120-160 °C) теплової енергії, що отримується в теплий період від геліоколекторів, когенераційних установок, кращого розподілу теплоти в об'ємі теплового акумулятора перспективними до застосування в теплоаккумуляції є бетон та гудрон.

Література

1. Бекман Н.Г., Гилли П. Тепловое аккумулярование энергии./ Пер. с англ. В.Я. Сидорова, Е.В. Сидорова; Под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1987. – 272с.
2. Даффи Дж.А., Бекман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии: пер. с англ.. – М.: Мир, 1977 – 420с.
3. Андерсон Б. Солнечная энергия (Основы строительного проектирования)/ Пер. с англ. А.Р. Анисимова; Под ред. Ю.Н. Малевского. - М.: Стройиздат, 1982. – 375с.
4. Современные системы солнечного теплоснабжения/Б.И.Казанджан//Журнал «Энергия». – 2005. – № 12,
5. ДБН В.2.6-31:2006. Конструкції будівель і споруд. Теплова ізоляція будівель/Мінбуд України. – К.: ДП „Укрархбудінформ” Мінбуду України, 2006. – 68 с.

Технико-экономическое обоснование использования теплоаккумулирующих материалов для систем сезонного солнечного теплоснабжения

А.П. Любарец, А.С. Москвитина

Приводится экономическая оценка капитальных затрат на строительство межсезонного аккумулятора тепловой энергии при использовании различных теплоаккумулирующих материалов. В качестве теплоаккумулирующего материала рассматривались: вода, гранитный щебень, чугун, бетон, масло минеральное, гудрон, глицерин. Предложен критерий оптимизации для технико-экономического сравнения использования различных теплоаккумулирующих материалов при строительстве аккумуляторов теплоты.

Ключевые слова: межсезонное аккумулярование теплоты; теплоёмкий аккумулятор теплоты; теплоаккумулирующий материал; стоимость аккумулятора теплоты.

Technical and economic justification for the use of heat-retaining materials for seasonal solar heating systems

O. Liubarets, A. Moskvitina

This article provides an economic assessment of the capital cost of heat accumulator using different heat storage materials. The heat accumulating material water, crushed granite, cast iron, concrete, mineral oil, tar, glycerin was analysed. Optimization criterion is proposed for technical and economic comparison using different heat storage materials in the construction of the heat accumulator.

Keywords: Off-season accumulation of heat battery heat; heat accumulator's material; the cost of the battery heat.

Надійшла до редакції 30.05.2014 р.

УДК 628.16.086.4

Перспективи створення ресурсозберігаючих технологій шляхом магнітної обробки води та водних розчинів

Е.С. Малкін¹, І.Е. Фуртат², Н.Є. Журавська³, В.П. Усачов⁴

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва та архітектури, saodhar@gmail.com

²к.т.н., доцент, Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут», i.e.furtat@gmail.com

³асистент, Київський національний університет будівництва та архітектури, nzhur@ua.fm

⁴президент ООО фірма «Воталі»

Проаналізовано підходи до існуючих наукових гіпотез впливу магнітного поля на молекули води. Відзначено особливості омагніченої води, які можливо використати в багатьох сферах життєдіяльності: енергетиці, будівництві, легкій та важкій промисловості, сільському господарстві, охороні здоров'я та інших. Застосування технологій з використанням омагніченої води сприяє економії та збереженню ресурсів Землі, є рішенням багатьох екологічних питань, пов'язаних з життєдіяльністю організмів.

Ключові слова: омагнічена вода; капілярно-пористі тіла; енергоефективність; життєдіяльність організмів.

Вступ. Відповідно до існуючих наукових гіпотез під час дії магнітного поля на молекули води відбувається зміна «спину» протонів ядер цих молекул із звільненням деякої частини молекулярної енергії. Це призводить до руйнації кластерів води і перетворення омагніченої води (рідини з неврівноважених молекул H₂O). Молекули омагніченої води мають тенденцію до активної взаємодії з іншими речовинами та, внаслідок малих розмірів мономолекул, до активного зростання швидкості дифузійних процесів переносу такої води, в тому числі в ультрамікропорах капілярно-пористих тіл, в які звичайна вода не може проникнути. Відмічені особливості омагніченої води викликають великий інтерес не тільки в науковому середовищі, а й у працівників різних галузей: енергетиці, будівництві, легкій та важкій промисловості, сільському господарстві, охороні здоров'я та інших.

Проблемами теорії та практики застосування магнітної обробки води займаються з 50-х років минулого сторіччя [1-5]:

- в енергетиці основна увага приділялась проблемам очищення від накипу теплообмінних поверхонь котлів, теплообмінників та трубопроводів;
- в будівництві основна увага приділялась виробництву будівельних матеріалів: цементного каменю, бетону, гіпсу, цегли тощо – для забезпечення екологічно-безпечного середовища для людей;
- в сільському господарстві основна увага зосереджена на використанні значного збільшення інтенсивності дифузійного переносу омагніченої води для зволоження насіння та при поливі;

- в технологіях текстильного виробництва використовується результат значного збільшення інтенсивності дифузійного переносу води та водних розчинів в колоїдних капілярно-пористих тілах;
- в процесах охорони здоров'я використовується здатність омагніченої води, крові тощо на руйнування відкладень на внутрішніх поверхнях судин.

Застосування магнітної обробки води в енергетиці. Значні витрати в енергетиці пов'язані з організацією видалення стічних вод. Магнітна обробка стічних вод дає наступний ефект: полегшується видалення стічних вод, поліпшується робота біохімічних споруд, скорочується кількість стічних вод [1].

Іншою значеною проблемою в енергетиці є утворення накипу. Накип утворюється в парових котлах, охолоджувальних системах та інших теплоенергетичних апаратах на поверхні нагріву чи охолодження у результаті фізико-хімічних процесів. Накип призводить до збільшення витрат на прокачування теплоносія внаслідок збільшення гідравлічного опору мережі, погіршує тепловіддачу в теплообмінних апаратах, через що знижується їх ефективність та загалом зменшує термін експлуатації означених систем.

Одним з ефективних засобів для запобігання утворення накипу є магнітна обробка води. При магнітній обробці води накип утворюється не на поверхні нагріву (наприклад, поверхні труби), а в масі самої води. Утворений при цьому осад (шлам) може бути видалений при продувці. Позитивні результати магнітної обробки води в даній сфері були отримані за умов застосування води зі значним вмістом карбонату кальцію, який є основним компонентом накипу та міститься в 80% річок та озер.

В СРСР першими оцінили можливість та перспективи застосування методу магнітної обробки води академік П.А. Ребиндер, член-кореспондент АН СРСР Б.В. Дерягін. Освоєння цього методу почав у Харківському інженерно-економічному інституті В.І. Міненко (1956 р.) та інші. В 1957 р. Алма-Атинський завод важкого машинобудування розробив та виготовив апарат з використанням електромагніту, який отримав розповсюдження в промислових котельнях. З цього часу почалось масове використання методу магнітної обробки води в СРСР.

В Франції та Німеччині також вивчався вплив омагніченої води на кристалізацію солей кальцію та магнію. Проведені ними дослідження також продемонстрували, що застосування омагніченої води призводить до відшаровування відкладень накипу.

Широкий спектр технологій магнітної обробки води був зроблений українською компанією «Воталі». На сьогоднішній день впровадження систем, розроблених даною компанією, знайшло ефективне застосування в теплоерегенуючих системах: котельнях, теплових пунктах та іншому теплообмінному обладнанні. Це дозволило:

- зменшити споживання газу;
- скоротити електроспоживання насосами;

- виключити додаткові втрати тепла в теплообміннику в процесі довгострокової експлуатації;
- скоротити витрати на ремонтно-відновлювальні роботи;
- вирішити екологічні проблеми за рахунок зниження шкідливих викидів в атмосферу, а також запобігання стоків при проведенні комплексів заходів з хімводопідготовки;
- зберегти к.к.д. усіх котлів і теплообмінників в процесі довгострокової їх експлуатації.

По економічній складовій впровадження систем з використання магнітної обробки води є різні дані. В Україні за даними Донбасенерго річна економія від використання систем з магнітною обробкою води в прямоточних системах охолодження склала 60 тис. грн. В РФ системи з магнітною обробкою води на Новосибірський ТЕЦ-2 та Ростовській ТЕЦ окупили себе повністю в перші 4 місяці використання.

В сучасній текстильній промисловості технологія процесу обробки матеріалу пов'язана з використанням значної кількості води (до 30 т води на 1 т матеріалу), значних витрат енергоресурсів (потрібні для процесів термічної обробки води, нагрівання, пароутворення) та великої кількості оброблених хімічних композицій.

В 1960-х рр. академік П.М. Соложенкін запропонував використовувати магнітну обробку водних розчинів для інтенсифікації процесів покращення текстильних матеріалів. В 1980-х рр. М.І. Давідзоном було теоретично та експериментально підтверджено можливість активації водних систем магнітними та електромагнітними полями. Дослідження електромагнітної обробки водних систем Івановським університетом, а також іншими ВУЗами, показали можливість скорочення часу обробки текстильних матеріалів. В результаті досліджень була розроблена відповідна апаратура, яка була впроваджена на підприємствах текстильної та трикотажної промисловості. Виявилось, що активована електромагнітним полем водна система, не тільки сприяє інтенсифікації процесів масопереносу з розчинів, а й впливає на міцність вовняного волокна (вона зростає). Проведені роботи по використанню магнітної обробки води дозволили значно знизити витрати на хімічні та енергетичні ресурси, тобто підвищити енергоефективність процесів виробництва [6].

Застосування магнітної обробки води в сільському господарстві. Для людства складною задачею залишається забезпечення продуктами харчування. Урбанізація та скорочення сільськогосподарських угідь потребує проведення заходів по збільшенню кількості продуктів. Для цього використовують два напрямки: інтенсифікацію сільськогосподарського виробництва та впровадження нових земель. Використання магнітної обробки водних систем прискорить рішення цих проблем. Фірма «Епюро» (Бельгія), заснована Т.Вермайреном, фірма «Паккард» (США), «Поляр» (Англія) виготовляють апарати для магнітної обробки води, розчинів бурякового цукру, вин, патоки, кислот та інше [2].

Впровадження експериментальних розробок з магнітної обробки водних систем дозволили прискорити розсолення ґрунтів, що дозволяє швидше

впровадити у використання нові сільськогосподарські площі, збільшити врожайність рослин та підвищити схожість сільськогосподарських культур. Так, в результаті дослідів, проведених в польових умовах Київським сільськогосподарським інститутом, встановлено збільшення врожайності пшениці після магнітної обробки 15,1...24%. У Ленінградському агрофізичному інституті встановлено прискорення промивання засолених ґрунтів на 18...32%. Оснащення магнітними пристроями поливних агрегатів Поволжя дало позитивний економічний ефект. В рослинництві підвищується врожайність на 10...20% гороху, гірчиці, капусти, кукурудзи, цибулі, люцерни, моркви, соняшника, просу, пшениці, редису, редьки, жита, рису, салату, сої, томатів, квасолі, ячменю [6].

В тваринництві та птахівництві при застосуванні омагніченої води в харчуванні є такі ефекти: збільшується середньодобовий приріст ваги кроликів на 10%, середньомісячний приріст маси поросят на 2...3 кг, зменшується падіж курчат на 20% в перші тижні, їх маса збільшується на 15%, а подальша несучість — на 8% [4].

Застосування омагніченої води в медицині. В монографії В.І. Классена [2] передбачалось, що оздоровлюючий вплив омагніченої води пов'язаний з її бактерицидною властивістю та підвищенням проникності біологічних мембран. Також розглядалися випадки впливу омагніченої води на організм людини. При цьому кровоносні судини набувають велику пропускну здатність, збільшується кровотік, знижується та стабілізується артеріальний тиск. При тривалому впливі магнітного поля покращуються обмінні процеси в організмі і підвищується його опірності (резистентності). Великі лікарі минулих століть — Гіппократ, Авіцена, Парацельс — лікували магнітом багато хвороб.

В даний час найбільш відомими прикладами застосування омагніченої води в медицині є:

- вживання магніченої води знижує кількість холестерину в крові і печінці, покращує обмін речовин, сприяє виділенню каменів з нирок, що представляють собою солі - оксалати, фосфати або урати з прошарками слизового речовини;
- отримані позитивні результати при лікуванні екземи та дерматитів (С.І. Довжанський, м. Саратов);
- на всесоюзній конференції з магнітобіології та магнітотерапії (1990 р.) були представлені доповіді про сприятливу дію ванн з омагніченою водою і турбулентного підводного масажу на хворих із затяжної пневмонією, неспецифічним інфекційним поліартритом, ревматоїдним артритом та іншими захворюваннями суглобів;
- з 1973 р. в Сочі стали застосовувати ванни з омагніченою морською водою для хворих з гіпертонічною хворобою (10 сеансів по 10 хв кожен), в результаті чого у більшості хворих знизився артеріальний тиск, нормалізувався нічний сон, зникли скарги на головні болі, шум у вухах, швидку стомлюваність і болі в області серця;

- нормалізація обміну холестерину при атеросклерозі (В.В. Лісін і Е.Н. Іванов, м. Саратов);
- зрошення порожнини рота омагніченою водою сприяє видаленню зубного каменю, усуненню пародонтозу, запобігає утворенню зубних відкладень, очищує емаль від м'якого нальоту, припиняє кровоточивість ясен (Р.І. Михайлова, ЦНДІ стоматології);
- введення в сироватку крові хворих людей омагніченої води сприяє нормалізації її структури, що може бути використано для біокорекції метаболічних реакцій в організмі людини;
- підвищений вміст кисню в омагніченій воді сприяє очищенню крові і лімфи від чужорідних бактерій і вірусів. Так, одноразова обробка води магнітним полем дозволяє знищити в ній до 90% кишкових паличок.

Застосування омагніченої води в будівництві. В 1962 р. в СРСР Б.А. Нейманом було розпочато застосування омагніченої води при виробництві бетону. Зараз магнітоактивована вода застосовується провідними підприємствами по виробництву бетону, цементу, гіпсу, плит з використанням гіпсових в'язучих. Будівельні матеріали є складними фізико-хімічними системами, властивості яких залежать від природи в'язучої речовини, добавок, технологічних властивостей води замішування, температури та інших факторів. Кінетика, механізм і природа процесів твердіння матеріалів складні.

Дія магнітної обробки води проявляється не тільки в процесах твердіння і наростання міцності зразків, але в якості виготовлення виробів. Міцність виробів, отримана із застосуванням магнітної обробки води при замішуванні, змінюється. І.А. Нельсон та інші встановили, що міцність бетону зростає на 10...40% [1]. Це дозволяє скоротити витрати цементу та води при виготовленні бетону. За даними Ю.В. Лізунова підприємствами управління "Саратов-Держбуд" з застосуванням омагніченої води було виготовлено 1,7 млн м³ рідкого бетону, при цьому економія за витратами води становила 4,5...6,5% [8]. Згідно промислових випробувань міцність бетону та інших будівельних матеріалів (керамічні труби, шамотні вогнетриви), виготовлених з використанням омагніченої води, зростає на 10...30% [9]. Згідно нашої гіпотези використання омагніченої води призводить до зменшення біопшкоджень будівельних матеріалів та якості виготовлених виробів в процесі їх експлуатації [11, 12].

Раніше були наведені дані без конкретизації параметрів режимів обробки води та впливу характеристик параметрів магнітного поля на якість будівельних матеріалів та виробів. І з метою визначення реальних параметрів та технологічних режимів був виконаний цикл дослідів.

Нами було проведено перше з серії запланованих досліджень зміни міцності кубиків бетону з застосуванням омагніченої води. Результати цих досліджень представлені в табл. 1. Отримано, що бетонні кубики набирають максимальну міцність на 7 добу. Міцність цих зразків майже на 90% більша за міцність зразків, виготовлених по класичній технології. Також, бетонні кубики, виготовлені з застосуванням омагніченої води, характеризуються меншими розмірами пор в їх структурі та рівномірністю розташування.

Таблиця 1

Результати випробування дослідних зразків

№ п/п	Міцність зразка, МПа	Вік зразка, доба	Наявність пропарки	Використання омагніченої води
1	8,5	7	+	-
2	5,0	7	-	-
3	11,12	28	-	-
4	9,56	7	+	+
5	9,65	7	-	+
6	13,04	28	-	+

Набір міцності кубиків після пропарки становив на 12% більше з запропонованим нами розчином.

Попередні дані дозволили нам:

- вирішувати питання, пов'язані з ресурсозберігаючими технологіями, шляхом магнітної обробки води та водних розчинів;
- розробити екологічну оцінку будівельних (бетонних, залізобетонних та інше) матеріалів і конструкцій, яка характеризується високими критеріями екологічності, для зменшення навантаження на навколишнє середовище;
- розробити технологію по зниженню біопшкоджень будівельних матеріалів (бетонних, залізобетонних та інше) та конструкцій.

Висновок. Аналіз впливу омагніченої води на протікання процесів в різних сферах її застосування вказує на недостатньо глибоке вивчення залежностей впливу параметрів магнітного поля на результати описаних технологій її застосування. Перші кроки в цьому напрямку були зроблені авторами при дослідженні процесів бетонних виробів з використанням води, обробленою високочастотним імпульсним магнітним полем, отриманим із застосуванням апарату «Іліос-М» фірми «Воталі ЛТД» (м. Донецьк).

Література

1. Миненко В. И. Магнитная обработка водно-дисперсных систем / В. И. Миненко. – К. : Техніка, 1970. – 168 с.
2. Классен В. И. Вода и магнит / В.И. Классен. – М. : Наука, 1973 — 112 с.
3. Тебенихин Е. Ф. Обработка воды магнитным полем в теплоэнергетике / Е. Ф. Тебенихин, Б. Т. Гусев. – М. : Энергия, 1970. – 144с.
4. Стукалов П.С. Магнитная обработка воды / П. С. Стукалов, Е. В. Васильев, Н. А. Глебов. – Л. : Судостроение, 1969. – 192 с.
5. Pople I. A. Molecular Association in Liquids. II. A Theory of the Structure of Water // Proc. R. Soc. Ser. A. —1951. – V. 205. – N 1081. – P. 163–178.
6. Давидзон М. И. Электромагнитная обработка водных систем в текстильной промышленности / М. И. Давидзон. – М. : Легпромбытиздат, 1988. – 178с.

7. Баран Б. А. Антропогенное загрязнение воды и способы ее очистки / Б. А. Баран, Г. Т. Бубенщикова // Вісник Хмельницького національного університету. – 2010. – №2. – С. 234–237.

8. Гаев А. Я. Экологические основы строительного производства: учебное пособие / А. Я. Гаев. – Свердловск : Издательство Уральского университета, 1990. – 180 с.

9. Биоповреждения в строительстве / Ф. М. Иванов, С. Н. Горшин, Дж. Уэйт и др. ; Под ред. Ф. М. Иванова, С. Н. Горшина – М. : Стройиздат, 1984. – 320 с.

10. Національна доповідь про стан навколишнього природного середовища в Україні у 2011 році : [офіц. вид.] / М-во екології та природних ресурсів України ; [наук. ред.: О. Бондар, В. Мазурок]. – К. : [LAT & K], 2012. – 258 с. – ISBN 978-966-2944-86-0

11. Журавская Н. Е. Среда, окружающая человека: природная, техногенная, социальная // Материалы III Международной научно-практической конференции студентов, аспирантов и молодых ученых: Способы создания безопасной среды для жизнедеятельности человека, (Брянск, 14–16 мая 2014) / Брянск : Изд-во БГИТА, 2014. – С.122–124.

12. Журавська Н. Є. До питання біопшкодження бетону та залізобетону / Ресурсоєкономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди : зб. наук. праць. – Рівне : НУВГП, 2014. – Вип. 28. – С.181–187.

Перспективы создания ресурсосберегающих технологий путем магнитной обработки воды и водных растворов

Э.С. Малкин, И.Э. Фуртат, Н.Е. Журавська, В.П.Усачов

Проанализированы подходы к существующим научным гипотезам о влиянии магнитного поля на молекулы воды. Отмечены особенности омагниченной воды, которые можно использовать во многих сферах жизнедеятельности: энергетики, строительства, легкой и тяжелой промышленности, сельского хозяйства, здравоохранения и других. Применение технологий с использованием омагниченной воды способствуют экономии и сохранению ресурсов Земли, является решением многих экологических вопросов, связанных с жизнедеятельностью организмов.

Ключевые слова: омагниченная вода; капиллярно-пористые тела; энергоэффективность; жизнедеятельность организмов.

Prospects of creating resource-saving technologies by the meaning of magnetic treatment of water and aqueous solutions

E. Malkin, I. Furtat, N. Zhuravska, V. Usachov

The approaches to the existing scientific hypotheses of the magnetic field on water molecules are analyzed. There features of magnetic water, which can be used in many areas of life: energy, construction, light and heavy industry, agriculture, health and etc, are noted. The application of technologies using magnetic water helps to save and

conserve resources of the Earth, it is the solution of many environmental issues associated with the life of organisms.

Keywords: magnetic water; capillary-porous bodies; energy; vitality.

Надійшла до редакції 09.06.2014 р.

УДК 631.2:658.261/.262

Визначення добового виходу біогазу побутових біореакторів

Е.С. Малкін¹, В.М. Желих², Ю.В. Фурдас³

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва та архітектури, saodhar@gmail.com

¹д.т.н., доцент, Національний університет «Львівська політехніка», Україна

¹аспірант, Національний університет «Львівська політехніка», Україна

Розглянуто метод інженерного розрахунку, який можна використовувати для визначення добового виходу біогазу побутових біогазових установок, що експлуатуються на фермерських господарствах. За його допомогою можна визначити об'єм добового завантаження сировини та максимальний вихід біогазу. Встановлено графічні залежності, які можна використовувати під час проектування побутових біогазових систем для отримання біогазу та утилізації сільськогосподарських відходів.

Ключові слова: біореактор; біогаз; процес метанотворення; біомаса; анаеробне бродіння.

Вступ. Рухомість повітря в приміщенні, на рівні з температурою та відносною вологістю, суттєво впливає на комфортні відчуття і самопочуття людини. Відсутність руху повітря в приміщенні сприймається часто як дискомфорт. Причина дискомфорту полягає у тому, що навколо людини утворюється свого роду повітряна оболонка насичена вологою, що в свою чергу погіршує тепловіддачу людського тіла. Легкий рух повітря запобігає утворенню такого явища. З іншого боку надмірна швидкість руху повітря викликає збільшення тепловтрат людським організмом і призводить до його переохолодження.

Актуальність роботи. Проблема раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів в Україні у різних галузях промисловості та сільського господарства є дуже актуальною. Тому необхідний пошук шляхів задоволення енергетичних потреб не тільки серед традиційних енергоносіїв, але й застосування альтернативних джерел енергії. Одним зі шляхів успішного вирішення цієї проблеми є використання біогазу - продукту анаеробного бродіння органічних відходів сільськогосподарського виробництва, як альтернативи природньому газу.

Біореактор – основа будь-якої біогазової установки, тому до його конструкції висуваються досить жорсткі вимоги. Корпус біогазового реактора повинен бути досить міцним при абсолютній його герметичності. Обов'язковою вимогою є надійність теплоізоляції стінок та їх властивість протистояти корозії. При цьому необхідно передбачити можливість завантаження та вивантаження біореактора органічною масою, а також доступ до його внутрішнього простору для обслуговування. Важливими є вимоги до сировини. Вона має бути придатна для розвитку бактерій, містити органічну речовину, що біологічно розкладається,

й у великій кількості воду (90 – 94 %). Необхідно, щоб середовище було нейтральним і без домішок, які перешкоджають життєдіяльності бактерій. Одним з основних чинників ефективного перебігу процесу ферментації є температура біомаси, що зброджується. Для інтенсифікації процесу метаноутворення шляхом збурення і усунення плівки на поверхні органічної маси у метантенках використовують систему перемішування.

Мета та завдання дослідження. Встановити залежності для визначення добового виходу біогазу при зброджуванні органічних відходів фермерських господарств використовуючи запроповану конструкцію побутового біореактора.

Експериментальні дослідження та їх аналіз. Конструкція біореактора відіграє важливу роль для ефективного процесу метаноутворення, при цьому необхідно забезпечити достатню поверхню біомаси для виходу біогазу. Врахувавши рекомендовані вимоги до конструювання біореакторів запропоновано резервуар у вигляді горизонтального циліндра рис.1 [6].

Розташування завантажувального 3 та розвантажувального 4 патрубків забезпечує поступове подавання сировини та безперервний цикл бродіння, що підвищує ефективність біогазової установки.

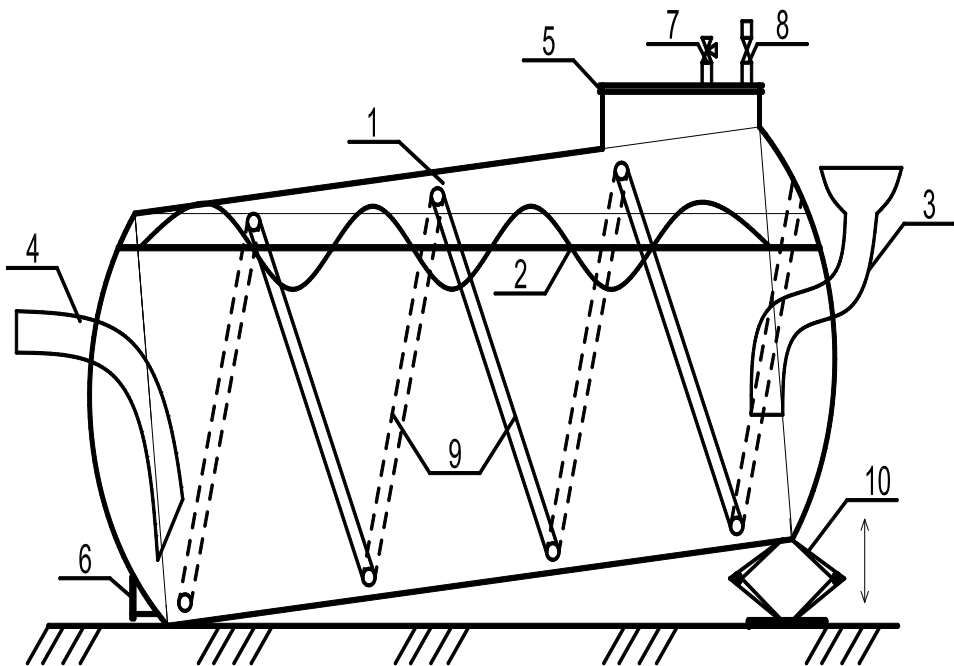


Рис.1 Схема побутового біореактора:

- 1 – резервуар; 2 – система перемішування; 3, 4 – відповідно, патрубок завантаження та розвантаження сировини; 5, 6 – верхній та нижній люки обслуговування;
- 7 – скидний клапан; 8 – патрубок виходу біогазу; 9 – підігрівач; 10 – рухома опора

Основним етапом досліджень було встановлення прогнозованого об'єму виходу біогазу. При цьому визначалась необхідна кількість сировини для забезпечення процесу анаеробного бродіння. Для розрахунку біореактора запропонованої конструкції використано існуючу методику представлену Л. И. Гюнтером [3].

Приймались вихідні дані: t_B – температура біомаси, °C; W , % – вологість субстрату; A , % – зольність сухої органічної сировини.

1. Необхідний об'єм біореактора визначався за формулою

$$V = 100 \cdot D_D / D, \quad (1)$$

де V – робочий об'єм реактора, м³; D_D – добова кількість маси завантажуваної сировини, м³/добу; D – доза завантаження за об'ємом, %.

2. Добове завантаження біореактора D_D , кг/(м³·добу):

$$D_D = \frac{S}{\tau}, \quad (2)$$

де S – концентрація органічних речовин у завантажувальній сировині, кг/м³; τ – час бродіння, діб.

3. Концентрація органічних речовин, кг/м³, визначається:

$$S = \rho_{об} \cdot (100 - W) \cdot (100 - A) \cdot 10^{-4}, \quad (3)$$

де W – вологість субстрату, %; A – зольність сухої органічної сировини, %; $\rho_{об}$ – об'ємна густина біомаси, кг/м³.

4. Розраховувалась густина біомаси, кг/м³:

$$\rho_{об} = \frac{\rho_{вих}}{100 + W \cdot (\rho_{вих} \cdot 10^{-3} - 1)} \cdot 100^3 \quad (4)$$

де $\rho_{вих}$ – густина твердої фракції біомаси, кг/м³.

5. Вираховувався кінематичний коефіцієнт K за формулою

$$K = K_r \cdot (\mu_m \cdot S - d) / (B \cdot S - K_r \cdot d), \quad (5)$$

де K_r – коефіцієнт пропорційності.

6. Визначався коефіцієнт пропорційності:

$$K_r = \frac{(38 \cdot S - 205) \cdot P}{100 \cdot (t_\theta - 17,8)}, \quad (6)$$

де t_θ – температура процесу бродіння, °C; P – поправковий коефіцієнт, ($P = 1$ за $t_\theta = 33 - 53$ °C).

7. Вираховувалась максимальна швидкість росту мікроорганізмів μ_m в біомасі, доба⁻¹:

$$\mu_m = 0,013 \cdot t_B - 0,129. \quad (7)$$

8. Добовий вихід біогазу V_B , м³/м³доба :

$$V_A = \frac{B \cdot S}{\tau} \left(1 - \frac{K}{\tau \cdot \mu_m - 1 + K} \right), \quad (8)$$

де B – максимальний вихід біогазу, $\text{м}^3/\text{кг}$; S – концентрація органічних речовин у завантажувальній сировині, $\text{кг}/\text{м}^3$; τ – час бродіння, діб.

Дослідження проводились для біореактора об'ємом 1 м^3 . Внутрішня температура біомаси t_e приймалась у діапазоні від 35 до $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Як органічна сировина використовувався гній великої рогатої худоби з вологістю $W=88 \%$ та зольністю сухої біомаси – $A=15 \%$ з густиною твердої фракції $\rho_{\text{внх}}=1400 \text{ кг}/\text{м}^3$.

Результати дослідження показано на рис.2

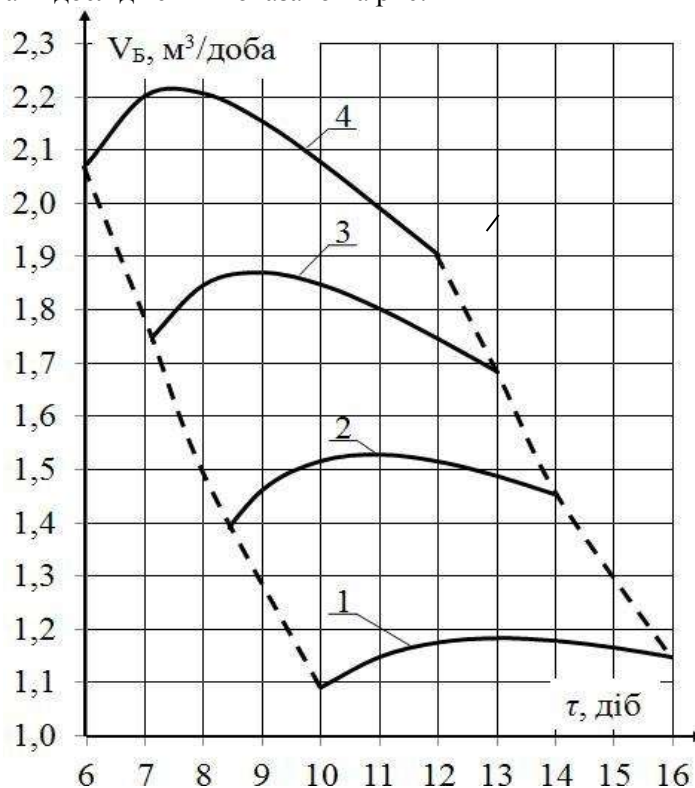


Рис. 2. Добовий вихід біогазу V_B з 1 м^3 біореактора залежно від часу τ бродіння та температури процесу метаноутворення t_e :
 1 – $t_e=35 \text{ }^\circ\text{C}$; 2 – $t_e=40 \text{ }^\circ\text{C}$; 3 – $t_e=45 \text{ }^\circ\text{C}$; 4 – $t_e=50 \text{ }^\circ\text{C}$

З рис. 2 видно, що за вибраної тривалості бродіння $\tau=10$ діб та температурного режиму $t_e=35 \text{ }^\circ\text{C}$ вихід біогазу становитиме $V_B=1,1 \text{ м}^3/(\text{м}^3\text{доба})$, за збільшення цього терміну до 13 діб вихід біогазу зростає. Це зумовлено тим, що зменшується об'єм добового завантаження резервуара, та зростає тривалість гідравлічного відстоювання. Однак подальше зменшення цього об'єму не приводить до збільшення продуктивності біореактора. На рис.2 відображені піки добового метаноутворення, вони характерно виражені за збільшення температури у резервуарі.

Висновки. На основі проаналізованих даних запропоновано конструкцію побутового біореактора безперервної дії. Встановлено піки виходу біогазу при

зміні температури біомаси та тривалості бродіння. Отримано графічну залежність для визначення прогнозованого добового виходу біогазу при використанні відходів великої рогатої худоби.

Література

1. Баадер Б. Биогаз: Теория и практика. / Б. Баадер, М. Доне Брендерфер; пер. с нем. М. И. Серебрянного. – М. : Колос, 1982. – 148 С.
2. Даффи Дж.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж.А. Даффи, У.А. Бекман. — М.: Мир, 1977. — 410 С.
3. Гюнтер Л. И. Метантенки [Текст] : монография / Л. И. Гюнтер, Л. Л. Гольдфа. – М.: Стройиздат, 1991. – 129 С.
4. Соуфер С. Биомасса как источник энергии / С. Соуфер, О. Заборски; пер. с англ. – М. : Мир, 1985. – 368 С.
5. Ратушняк Г.С.: Інтенсифікація біоконверсії коливальним перемішуванням субстрату / Г.С. Ратушняк, В.В. Джеджула. – Вінниця: УНІВЕРСАМ - Вінниця, 2008. – 117 С.
6. Желих В.М., Фурдас Ю.В. Біогазовий реактор // Патент на корисну модель №69771 від 10.05.2012 р., Бюл. №9.
7. Желих В.М. Підтримання теплового режиму біореактора під час застосування сонячної енергії. / В.М.Желих, Ю.В. Фурдас // Вісник НУ «Львівська політехніка». «Теорія і практика будівництва». – 2012. – №742 – С. 83-86.

Определение суточного выхода биогаза бытовых биореакторов

Е.С. Малкин, В.М. Желих, Ю.В. Фурдас

Рассмотрен метод инженерного расчета, который можно использовать для определения суточного выхода биогаза бытовых биогазовых установок, эксплуатируемых на фермерских хозяйствах. С его помощью можно определить объем суточной загрузки сырья и максимальный выход биогаза. Установлено графические зависимости, которые можно использовать при проектировании бытовых биогазовых систем для получения биогаза и утилизации сельскохозяйственных отходов.

Ключевые слова: биореактор; биогаз; процесс метанообразования; биомасса; анаэробное брожение.

Determination of daily household biogas yields bioreactors

Malkin E., Zhelikh V., Furdas Y.

Engineering calculation method is considered, which can be used to determine the daily biogas yield domestic biogas plants operating on farms. It can help to determine the amount of daily charging and maximum yield of biogas. Installs graphics dependencies that can be used in the design of household biogas systems for biogas production and utilization of agricultural waste.

Keywords: bioreactor; biogas; process of methane; biomass; anaerobic fermentation.

Надійшла до редакції 09.06.2014 р.

УДК 697.278

Теплоакумулюючі матеріали в теплоакумулюючих електропечах: аналіз та практика використання

Е.С. Малкін¹, О.В. Лисак²

¹д.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури, saodhar@gmail.com

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, oleg.v.lysak@gmail.com

Проаналізовано практику використання матеріалів для акумуляції теплоти в теплоакумулюючих електропечах (ТАЕП). Розглянуто основні види теплоакумулюючих матеріалів та виконано порівняння їх теплофізичних характеристик. Надані рекомендації по оптимальному вибору теплоакумулюючих матеріалів на основі їх теплофізичних характеристик.

Ключові слова: акумуляційна система опалення; електрична акумуляційна система опалення; теплоакумулююча електропіч; теплонакопичувач.

Вступ. Актуальною задачею сьогодення є раціональне використання енергетичних ресурсів. Однією з технологій, яка відіграє важливу роль у вирішенні даної задачі, є акумулювання енергії. Така технологія дозволяє більш повно використовувати потужність джерел енергії, що в свою чергу дозволяє заощаджувати кошти. Принцип роботи систем акумулювання наступний: надлишково вироблена енергія акумулюється (накопичується) з тим, аби бути використаною в години нестачі потужностей від основного джерела енергії. Застосування акумуляції сприяє вирівнюванню в часі завантаження джерела енергії, зменшує необхідну пікову генеруючу потужність за рахунок використання енергії, накопиченої в години непікового споживання, та поліпшує показники окупності джерел енергії з нерівномірною потужністю у часі – таких, наприклад, як сонячні та вітрові електростанції. Недоліком систем акумулювання є певні втрати енергії (наприклад, втрати теплової енергії в акумуляторі), проте економічний зиск від їх використання, як правило, перевищує наведений недолік.

Одним з різновидів акумуляційних систем є теплоакумулюючі електропечі (ТАЕП). Принцип роботи таких приладів наступний: електрична енергія перетворюється в теплову, яка накопичується в теплоакумулюючому матеріалі на протязі певного періоду доби (цей процес називається зарядкою), а тепловіддача відбувається на протязі всієї доби чи, інколи, частки доби (цей процес називається розрядкою) [1, с. 69].

В залежності від потужності та умов застосування ТАЕП поділяють на два типи [1, с. 70–72]: а) місцеві (кімнатні), які слугують для опалення приміщення, та б) центральні, які мають значно більшу потужність і забезпечують потреби у теплопостачанні як великих по площі окремих приміщень, так і цілих будівель.

Існує три основні типи місцевих ТАЕП: 1) нерегульовані [15, с. 19]; 2) статичні; 3) динамічні. Нерегульовані місцеві ТАЕП є найбільш простими: вони складаються з теплоакумулюючого матеріалу, в який вмонтовані електричні нагрівачі, а сама поверхня теплоакумулюючого матеріалу покрита

ізоляцією та має зовнішню оболонку [19, с. 189]. В статичних місцевих ТАЕП до принципової конструкції нерегульованих місцевих ТАЕП додають конвективні канали, що проходять через прилад, та регулюючі заслінки на виході з каналу для регулювання тепловіддачі від приладу. В динамічних місцевих ТАЕП для ще кращого регулювання додають до принципової конструкції статичних ТАЕП вентилятор та утворюють більшу складну систему конвективних каналів.

Центральні ТАЕП поділяються на два типи: повітряні та рідинні. Центральні повітряні ТАЕП мають принципову конструкцію, аналогічну динамічним місцевим ТАЕП, але є більшими за розміром. В центральних рідинних ТАЕП до аналогічної принципової конструкції повітряних центральних ТАЕП додається теплообмінник типу «рідина-повітря», в якому нагрівається рідинний теплоносії.

Мета і задачі роботи. Важливою складовою при створенні якісних ТАЕП є раціональний вибір теплоакumuлюючого матеріалу. Метою даної роботи є огляд основних теплоакumuлюючих матеріалів та визначення на основі теплофізичних характеристик найкращих матеріалів для акумуляції теплової енергії.

Огляд матеріалів та умов їх застосування. В якості теплоакumuлюючого матеріалу ТАЕП прийнято застосовувати твердотільні матеріали. Застосування в ТАЕП матеріалів з фазовим переходом не набуло широкого вжитку, оскільки на даний момент вони характеризуються коротким терміном експлуатації [8, с. 66].

В табл. 1 наведені матеріали, які застосовують для акумуляції теплової енергії в ТАЕП. Їх умовно можна поділити на два типи: спеціально виготовлені та відходи виробництва. Останні представлені в табл. 1 магnezіохромітом з відходів футерування. Загалом, кожен теплоакumuлюючий матеріал може бути як спеціально виготовленим, так і побічним продуктом виробництва. На практиці найбільшого розповсюдження набули спеціально виготовлені матеріали.

Використання деяких з наведених матеріалів посприяло вдале географічне розташування. Наприклад, вказане в табл. 1 талькове каміння [14, с. 170] не дуже розповсюджене у світі. Але в тих місцях, де присутні значні його поклади, як, наприклад, в Карелії, даний матеріал використовується в ТАЕП місцевих виробників. В той же час у інших виробників значне розповсюдження отримали прилади з використанням магnezиту та феоліту.

Потрібно зазначити, що в літературі трапляються випадки, коли при згадці теплоакumuлюючого матеріалу не зазначають його характеристик. Саме тому у подальшому аналізі відсутні деякі з матеріалів, згадані в табл. 1.

Також автори часто наводять узагальнені назви матеріалів при вказівці їх характеристик. Наприклад в [3, табл. 14.1, с. 593], коли мова йде про різні теплоакumuлюючі матеріали, згадано про бетон і наведено його характеристики, проте не вказано до якої саме марки бетону відносяться ці характеристики.

В табл. 2 надані значення наступних характеристик матеріалів: питомої масової теплоємності c , кДж/(кг·К), коефіцієнта теплопровідності λ , Вт/(м·К), та густини ρ , кг/м³. На основі цих параметрів визначено значення температуропровідності матеріалу a , м²/с:

$$a = \frac{\lambda}{c \cdot \rho}. \quad (1)$$

Таблиця 1.

Матеріали, що застосовують для акумуляції теплоти в ТАЕП

Матеріал	Джерело
Бетон	[2, табл. 9, с. 96]; [3, табл. 14.1, с. 593]; [4, табл. 2, с. 15]; [8, табл. 1, с. 66]
Вогнетриви	[5, с. 50]; [6, с. 170-171]
Керамзит	[7, с. 53]
Магнезит	[2, табл. 9, с. 96]; [3, табл. 14.1, с. 593]; [4, табл. 2, с. 15]; [7, с. 54]; [8, табл. 1, с. 66]; [9, с. 66]; [10, с. 29]; [11, с. 74]; [12, с. 175-176]
Магнієохроміт з відходів футерування обертових печей випалювання цементного заводу	[13, с. 12]
Талькове каміння	[14, табл.2, с. 171]
Феоліт	[6, с. 170-171,173]
Чавун	[2, табл. 9, с. 96]; [3, табл. 14.1, с. 593]; [4, табл. 2, с. 15]; [6, рис. 8.8, с. 173]
Шамот	[2, табл. 9, с. 96]; [3, табл. 14.1, с. 593]; [4, табл. 2, с. 15]; [5, с. 50]

Примітки: в таблиці вказані лише ті матеріали, які застосовувались чи наводились в якості перспективних для застосування в ТАЕП. В літературі вказано чимало інших матеріалів для акумулювання теплової енергії в ТАЕП, які, однак, не набули широкого застосування.

Таблиця 2.

Порівняння теплоакуюлюючих матеріалів

Матеріал	Густина $\rho, \frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	Питома масова теплоємність $c, \frac{\text{кДж}}{\text{кг}\cdot\text{К}}$	Теплопровідність $\lambda, \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}$	Питома об'ємна теплоємність $c\rho, \frac{\text{кДж}}{\text{м}^3\cdot\text{К}}$	Відносний об'єм V'	Відносна маса m'	Коефіцієнт акумуляції теплової енергії, $b, \frac{\text{Вт}\cdot\text{с}^{0,5}}{\text{м}^2\cdot\text{К}}$	Температуропровідність $a \cdot 10^{-6}, \frac{\text{м}^2}{\text{с}}$	Відносна кількість акумульованої теплової енергії $\chi_{\text{кл}}$
Чавун	7150	0,52	45	3718	1	1	12935	12,10	1
Талькове каміння (Юука)	2980	0,98	6,4	2920	1,27	0,53	4323	2,19	0,334
Талькове каміння (Турган-Койван-Аллуста)	2865	0,85	4,1	2435	1,53	0,61	3160	1,68	0,244
Магнезит	3000	0,95	2,25	2850	1,30	0,55	2532	0,79	0,196
Феоліт	3900	0,92	2,1	3588	1,04	0,57	2745	0,59	0,212
Шамот	2015	1,2	0,95	2418	1,54	0,43	1516	0,39	0,117
Бетон	1950	0,84	1,25	1638	2,27	0,62	1431	0,76	0,111

Примітки: 1. Значення ρ , c та λ для талькового каміння наводяться в залежності від родовища (показано в дужках) згідно [14, табл. 2, с. 171], а для всіх інших наведених матеріалів – з [5, табл. 2.2, с. 52]. 2. Якщо у вказаних джерелах були наведені діапазони характеристик матеріалів, то в даній таблиці використовувались їх середні значення. 3. Відносний об'єм i -ого матеріалу визначено з рівняння (7) $V'_i = (c\rho)_{\text{чавун}} / (c\rho)_i$, тобто за одиницю відносного об'єму прийнято об'єм чавуну. 4. Відносна маса i -ого матеріалу визначена з рівняння (6) $m'_i = V'_i (\rho / \rho_{\text{чавун}}) = c_{\text{чавун}} / c_i$, тобто за одиницю відносної прийнята маса чавуну. 5. Коефіцієнт акумуляції теплової енергії b визначено по формулі (8). 6. Температуропровідність матеріалу a визначена по формулі (1). 7. Відносна кількість акумульованої теплової енергії i -ого матеріалу визначена з формули (14) $\chi_{\text{кл}} = (b / b_{\text{чавун}})$, тобто за одиницю відносної кількості акумульованої теплової енергії прийнято значення коефіцієнта акумуляції теплової енергії чавуну.

В табл. 2 показані узагальнені значення наведених характеристик. Це зроблено як з міркувань спрощення математичного аналізу, про що мова піде далі по тексту, так і через розбіжності в літературі між значеннями даних характеристик для одних і тих самих матеріалів.

При виборі теплоакумулюючого матеріалу одним з параметрів, на які орієнтуються виробники ТАЕП, є здатність витримувати високі температури розігріву. При цьому температура розігріву матеріалу не повинна перевищувати значення температури плавлення матеріалу чи температури, за якої можливе погіршення характеристик матеріалу.

Чим вищою є температура розігріву теплоакумулюючого матеріалу (тобто, чим більшим є діапазон нагрівання теплоакумулюючого матеріалу), тим більшою буде кількість акумульованої енергії на одиницю матеріалу, що дозволяє зменшити об'єм теплоакумулюючого приладу. Разом з тим високе значення температури теплоакумулюючого матеріалу вимагатиме як більш якісних електричних нагрівачів, так і теплової ізоляції, здатної витримувати високі температури.

В літературі є такі посилання на максимальні значення температури розігріву теплоакумулюючих матеріалів: згідно [7, с. 53] потрібно орієнтуватись на верхнє робоче значення температури в межах 600...800 °С, в [9, с. 66; 10, с. 29] – 650 °С, [11, с. 74] – 600...650 °С, [12, с. 175] – 600 °С. При цьому існують різноманітні дані по визначенню допустимого температурного діапазону застосування того чи іншого матеріалу: в [2, табл. 9, с. 96; 3, табл. 14.1, с. 593] наведено дані по робочому діапазону температур, за якого варто застосовувати матеріал; в [5, табл. 2.2, с. 52] наведена тільки максимальна допустима температура розігріву матеріалу; в [12, табл. 2.2, с. 58] представлена лише температура плавлення матеріалу.

Як правило, теплофізичні характеристики теплоакумулюючих матеріалів порівнюють переважно в двох аспектах: або по значенню питомої об'ємної теплоємності матеріалу $c\rho$, кДж/(м³·К), як в [2, табл. 9, с. 96; 3, табл. 14.1, с. 593] або по значенню коефіцієнта акумуляції теплової енергії b , (Вт·с^{0.5})/(м²·К), як в [8, с. 66; 14, с. 172].

За першого підходу використовується рівняння для визначення кількості теплоти, яка була надана тілу чи відведена від нього, Q , кДж:

$$Q = c \cdot m \cdot \Delta t, \quad (2)$$

де m – маса матеріалу, кг; Δt – це перепад середніх значень температури матеріалу при його розігріві чи охолодженні, К. Оскільки маса визначається як:

$$m = \rho \cdot V, \quad (3)$$

де V – об'єм матеріалу, м³, то рівняння (2) з урахуванням (3) можна переписати у вигляді:

$$Q = c \cdot \rho \cdot V \cdot \Delta t. \quad (4)$$

За однакового значення перепаду температури Δt та однакового об'єму матеріалу V кількість накопиченої теплоти у різних матеріалів буде відрізнятись лише в залежності від значення питомої об'ємної теплоємності $c\rho$. В табл. 2 наведені значення $c\rho$ для матеріалів.

Також в табл. 2 виконано співставлення необхідних відносних мас m' та об'ємів V' за сталого перепаду температур Δt та однакової кількості накопиченої

теплоти Q . Ці розрахунки виконувались наступним чином. Кількість акумульованої різними матеріалами теплоти є однаковою і з урахуванням (2):

$$Q_1 = Q_2 \rightarrow c_1 m_1 \Delta t_1 = c_2 m_2 \Delta t_2, \quad (5)$$

За однакового перепаду температури $\Delta t_1 = \Delta t_2$ можливо визначити з формули (5) співвідношення мас як:

$$\frac{m_1}{m_2} = \frac{c_2}{c_1} \quad (6)$$

Для порівняння об'ємів підставимо формулу (3) в формулу (6) і отримаємо співвідношення необхідних об'ємів матеріалів за однакової кількості накопиченої теплоти та однакового перепаду температур:

$$\frac{V_1}{V_2} = \frac{c_2 \cdot \rho_2}{c_1 \cdot \rho_1} \quad (7)$$

В табл. 2 наведені значення відносних мас m' та об'ємів V' матеріалів для накопичення однакової кількості теплової енергії за однакового перепаду температур, які порівнювались з аналогічними значеннями для чавуну.

Найвищу питому об'ємну теплоємність $c \cdot \rho$ серед матеріалів в табл. 2 має чавун. Однак, об'ємна теплоємність $c \cdot \rho$ є не єдиним фактором, на який необхідно звертати увагу при підборі матеріалу. В [4, с. 14–15] серед причин використання магнезиту замість чавуну вказувалось, що за однакової кількості акумульованої теплової енергії необхідний об'єм магнезиту хоча й буде дещо більшим за необхідний об'єм чавуну, проте акумуляційний блок з магнезиту буде важити значно менше. Зменшення ваги теплоакumuлюючого матеріалу знизить витрати на транспортування та полегшить монтаж приладу.

За другого підходу для порівняння матеріалів використовують коефіцієнт акумуляції теплової енергії b , який характеризує здатність матеріалу акумулювати теплоту та віддавати її при охолодженні. Цей параметр визначають згідно формули як в [14, с. 172; 17, с. 80; 18, с. 21]:

$$b = \sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho} \quad (8)$$

чи [8, табл.1, с. 66]:

$$b = 0,27 \sqrt{\lambda \cdot c \cdot \rho} \quad (8a)$$

Для розрахунків в даній роботі використана формула (8). Обчислені значення параметру b наведені в табл. 2.

Математичне моделювання прогрівання теплоакumuлюючого матеріалу у часі. В даному огляді виконаний спрощений аналіз розподілення температури в теплоакumuлюючому матеріалі. За умовами аналізу вважається, що теплофізичні характеристики матеріалу (густина ρ , питома масова теплоємність c , теплопровідність λ) є постійними. Значення густини для згаданих вище твердих тіл під час нагрівання практично не змінюється. В той же час значення коефіцієнта теплопровідності та питомої масової теплоємності обраних матеріалів значно коливаються в діапазоні нагрівання теплоакumuлюючого матеріалу в ТАЕП, верхнє значення якого складає 600...800 °С. Таким чином, подальші розрахунки є наближеними. Математичне моделювання буде виконано згідно готових рішень, представлених в [16].

Першим буде проаналізовано розподілення температури в напівобмеженому тілі за граничних умов першого роду. Це обумовлено тим, що коефіцієнт акумуляції теплової енергії b визначено за даних умов. За такого підходу тепловий потік, що підводиться до матеріалу, змінюється у часі. Температура поверхні напівобмеженого тіла прийнята $t_n = 600$ °С, що відповідає наведеному в літературі значенню розігріву матеріалу. Початкову температуру напівобмеженого тіла приймаємо $t_0 = 20$ °С. Час нагрівання приймаємо $\tau = 7$ год, що відповідає тривалості періоду дії дешевого тарифу на електричну енергію за тризонного тарифу для всіх категорій споживачів, окрім населення¹. Аналіз розподілення температури виконаємо на глибину (на відстань від поверхні нагрівання) 2 м. Розв'язок базується на рішенні задачі № 1 з [16, с. 166].

Значення температури на відстані x визначаємо з рівняння:

$$t_x = t_n + \theta (t_0 - t_n) \quad (9)$$

де θ – параметр температури:

$$\theta = 1 - \operatorname{erfc} \left(\frac{1}{2\sqrt{\operatorname{Fo}_x}} \right) \quad (10)$$

де Fo_x – критерій Фур'є:

$$\operatorname{Fo}_x = \frac{a \cdot \tau}{x^2} \quad (11)$$

Результати проведених розрахунків показані на рис. 1.

Кількість теплоти, яка була акумульована напівобмеженим тілом на одиницю площі, q_∞ , Вт/м², можна визначити згідно з [16, с. 167]

$$q_\infty = 2\sqrt{\frac{\lambda \cdot c \cdot \rho}{\pi}} (t_n - t_0) (\sqrt{\tau_2} - \sqrt{\tau_1}) \quad (12)$$

де τ_1, τ_2 – час, відповідно, на початку, та закінченні нагрівання, с.

З підстановкою означення коефіцієнта акумуляції теплової енергії b з формули (8) рівняння (12) приймає вигляд:

$$q_\infty = \frac{2b}{\sqrt{\pi}} (t_n - t_0) (\sqrt{\tau_2} - \sqrt{\tau_1}) \quad (13)$$

Оскільки за розглянутих умов значення температур та проміжки часу для всіх матеріалів є однаковими, то значення акумульованої матеріалом теплоти будуть відрізнятися лише в залежності від значення параметру b . В табл. 2 для порівняння кількості теплової енергії, яка може бути акумульована різними матеріалами, використано відношення значень параметру b матеріалу по відношенню до найвищого показника b серед наведених матеріалів, в даному випадку – чавуну:

$$\chi_{\infty i} = \frac{b_i}{b_{\text{чавун}}} \quad (14)$$

¹Згідно постанови НКРЕ №1262 від 04.11.2009.

Графіки, показані на рис. 1, демонструють, що чавун має найкращі характеристики прогріву, проміжне положення займає талькове каміння, а всі інші матеріали нагріваються більш повільно. Також, згідно значень відносної кількості акумульованої теплової енергії χ_∞ в табл. 2, найбільшу кількість теплоти буде накопичувати чавун, а всі інші матеріали за наведених умов мають значно гірші показники по кількості акумульованої теплової енергії.

Аналіз результатів математичних розрахунків приводить до наступних висновків. При побудові ТАЕП значних розмірів є сенс використовувати чавун. Це дозволить заощадити на об'ємі теплоакумулюючого матеріалу і на об'ємі, який займатимуть в ТАЕП конвективні канали, канали для прокладання електричних нагрівачів; знадобиться менша кількість теплової ізоляції (буде меншою площа поверхні акумулятора).

Розглянемо нагрівання необмеженої пластини товщиною $h = 100$ мм. Дана величина відповідає типовому значенню відстані від електричних нагрівачів до найбільш віддалених частин теплоакумулюючого прошарку в місцевих (кімнатних) ТАЕП. Розігрів даної пластини розглянемо за двох умов.

За першої умови температура на поверхні нагріву t_n , температура матеріалу t_0 та час нагрівання τ приймаємо такими, як для попереднього аналізу розподілення температури в напівобмеженому тілі. Розв'язок базується на рішенні задачі № 16 з [16, с. 197]. Значення температури на відстані x визначаємо з рівняння, аналогічного (9), але в якому параметр θ визначається з формули:

$$\theta = \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos[\mu_n(1-\eta)] \exp(-\mu_n^2 Fo) \quad (15)$$

де

$$\mu_n = (2n-1) \frac{\pi}{2} \quad (16)$$

$$A_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n} \quad (17)$$

$$\eta = \frac{x}{h} \quad (18)$$

$$Fo = \frac{a \cdot \tau}{h^2} \quad (19)$$

В результаті математичних розрахунків, результати яких показані на рис. 2, встановлено що розподілення температур за умови накопичення теплоти на протязі 7 годин не мають такого значного коливання як для випадку напівобмеженого тіла. При цьому найшвидше розігрівається чавун. Вже за першу годину за прийнятих в задачі умов температура даного матеріалу практично дорівнює температурі стінки. Також досить швидко розігрівається талькове каміння.

В другому випадку проаналізуємо розподілення температури в необмеженій пластині за умови, що початкова температура тіла є однаковою $t_0 = 20$ °С, а середня температура пластини за час нагрівання $\tau = 7$ год повинна досягти значення $t_{\text{ср}} = 600$ °С за постійного теплового потоку з однієї поверхні і відсутнього теплового потоку на іншій поверхні. Дані умови відображають

найбільш характерний тип зарядки ТАЕП – за постійного підведення теплоти. Розв’язок базується на рішенні задачі № 22 з [16, с. 209].

Визначимо питому кількість теплоти на одиницю площі q_s , кВт/м², яка повинна бути підведена до необмеженої пластини для того, аби на протязі заданого часу її середня температура досягла необхідного значення:

$$q_s = (t_{сер} - t_0) \cdot c \cdot \rho \cdot h \cdot \frac{1}{\tau} \quad (20)$$

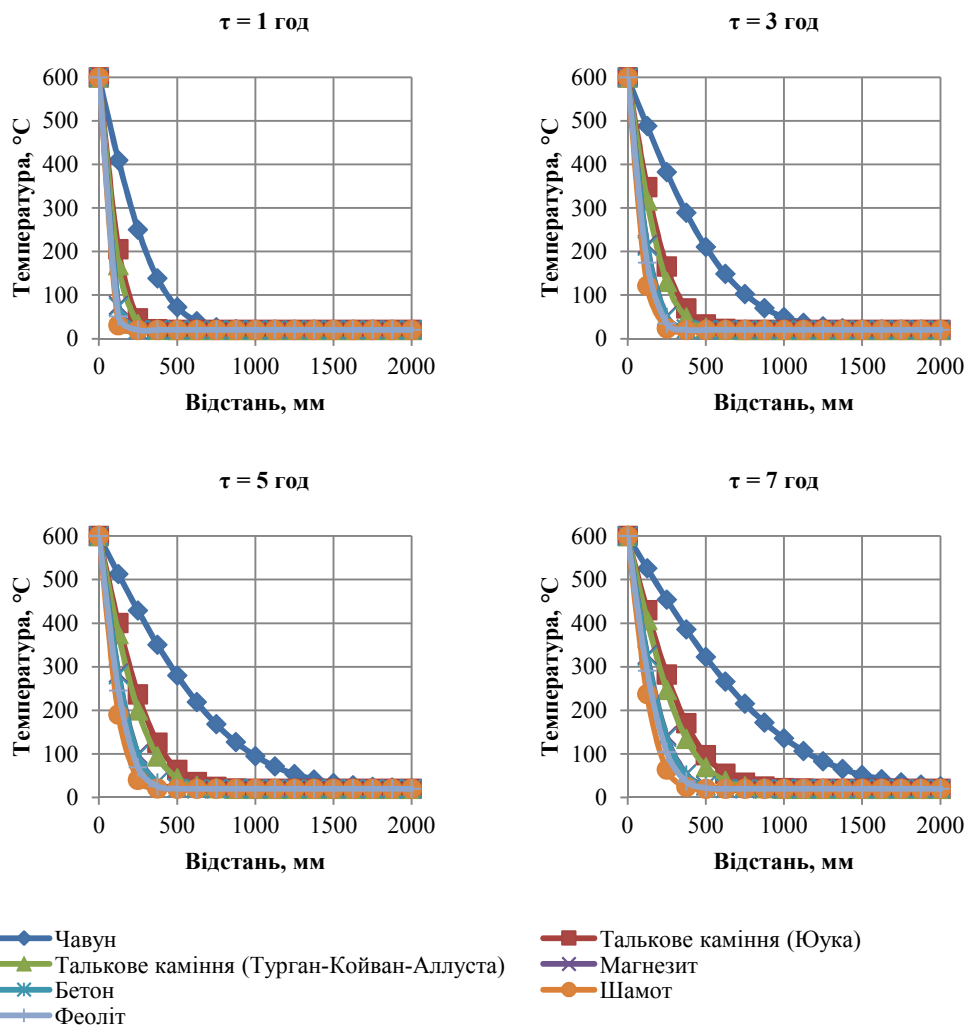


Рис.1. Розподілення температури в напівобмежених тілах з різних теплоакумлюючих матеріалів за певного часу акумуляції теплової енергії та постійної температури на поверхні нагрівання

Значимо, що для кожного матеріалу визначається власне значення q_s , оскільки значення питомої об’ємної теплоємності $c \cdot \rho$ у кожного матеріалу своє.

Задачею даного моделювання є оцінка рівномірності розігрівання матеріалу до заданого значення середньої температури за постійного теплового потоку.

Значення температури на відстані x визначаємо з рівняння:

$$t_x = t_0 + \theta \frac{q_s \cdot h}{\lambda}, \quad (21)$$

де параметр θ визначається з формули:

$$\theta = Fo - \eta + \frac{\eta^2}{2} + \frac{1}{3} + \sum_{n=1}^{\infty} A_n \cos[\mu_n(1-\eta)] \exp(-\mu_n^2 Fo) \quad (22)$$

$$\mu_n = \pi \cdot n \quad (23)$$

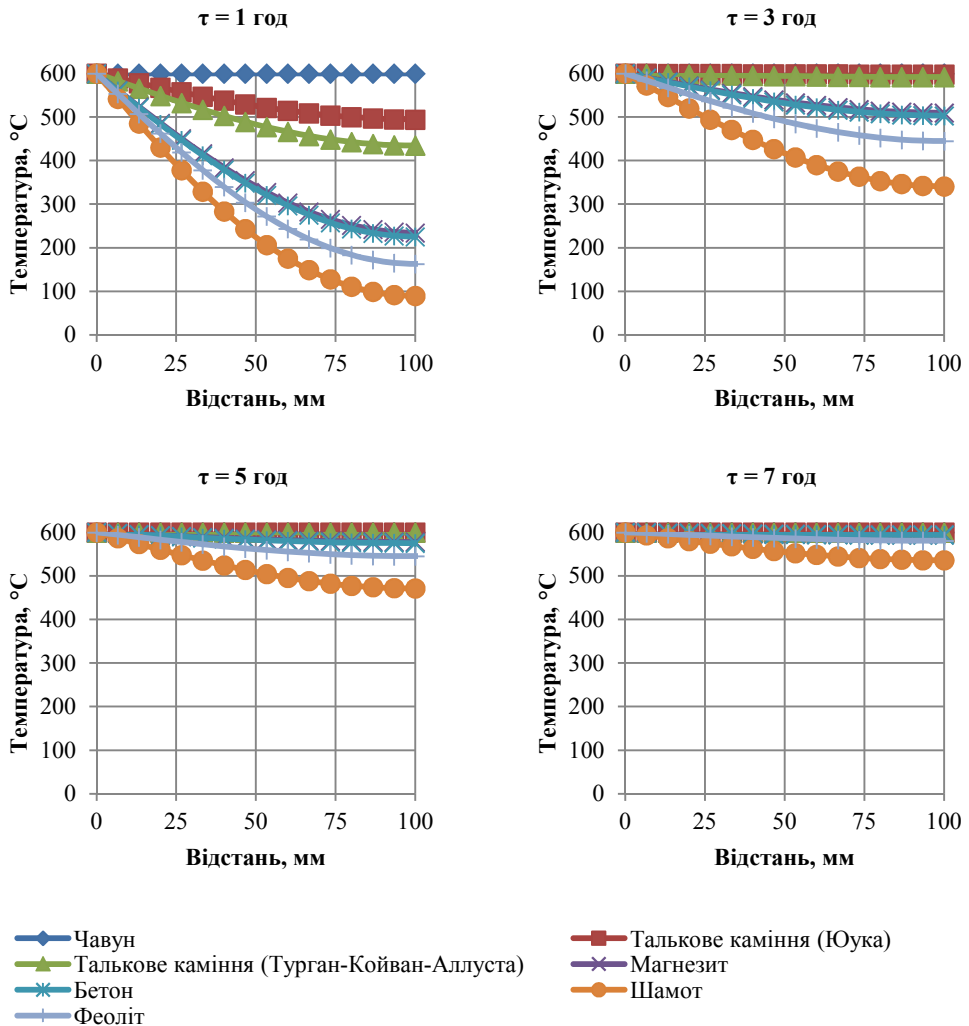


Рис.2. Розподілення температури в необмежених пластинах з різних теплоакумуючих матеріалів за певного часу акумуляції теплової енергії та постійної температури на поверхні нагрівання

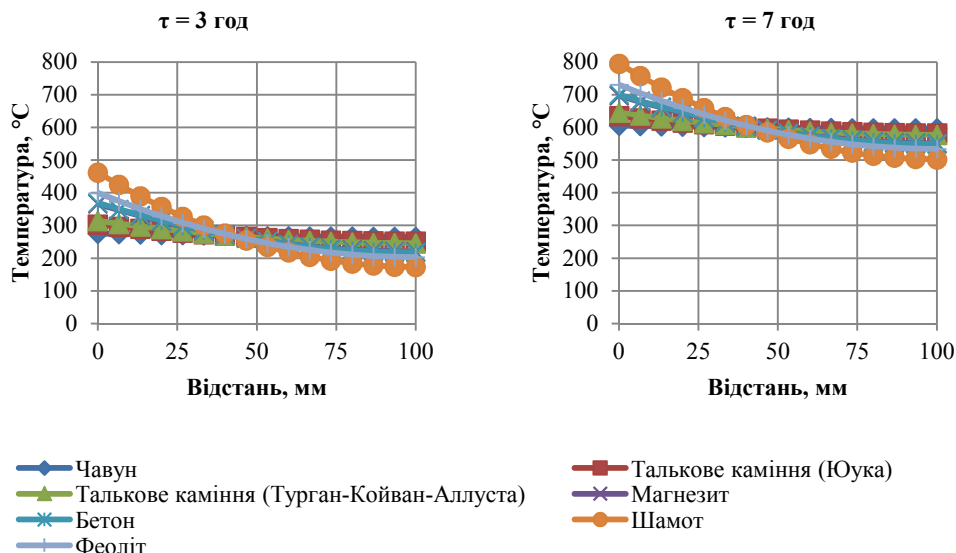


Рис.3. Розподілення температури в необмежених пластинах з різних теплоакумулюючих матеріалів за певного часу акумуляції теплової енергії та постійного теплового потоку на поверхні нагрівання

$$A_n = (-1)^{n+1} \frac{2}{\mu_n^2} \quad (24)$$

а параметри η та F_0 визначаються відповідно по формулам (18) та (19).

Результати розрахунків показані на рис. 3. Найбільш рівномірно розігрівається чавун, найменш рівномірно – шамот. Тобто матеріали зі значним показником температуропровідності забезпечують набагато більш рівномірний у часі розігрів матеріалу. За умови застосування таких матеріалів зменшується необхідна температура розігріву електричних нагрівачів для забезпечення заданого теплового потоку. За рахунок цього можливо використати дешевші електричні нагрівачі.

Окрім теплофізичних характеристик на вибір теплоакумулюючого матеріалу впливають й інші фактори, як, наприклад, відповідність матеріалу санітарно-гігієнічним вимогам та низька вартість. Так, чавун має значну вартість і через це застосовують матеріали, які хоч і мають гірші теплофізичні характеристики, але є значно дешевшими.

Висновок. Отримані дані мали на меті продемонструвати особливості вибору оптимального теплоакумулюючого матеріалу ТАЕП в залежності від теплофізичних характеристик (питомої теплоємності, густини, теплопровідності, здатності витримувати високі температури) та конструктивного виконання ТАЕП (місцеві чи центральні). При розгляді місцевих ТАЕП можливо порівнювати теплоаккумулюючі матеріали лише за значенням питомої об'ємної теплоємності, оскільки за рахунок невеликих розмірів більшість з наведених теплоакумулюючих матеріалів можливо розігріти рівномірно. В той же час при застосуванні матеріалів з низьким значенням температуропровідності та значною

відстанню від поверхні нагріву до найбільш віддалених частин теплоакмулюючого матеріалу відбувається нерівномірний розігрів. Тому бажано при виборі теплоакмулюючого матеріалу для ТАЕП великих розмірів враховувати значення температуропровідності матеріалу. Також при виборі матеріалу слід керуватись не тільки його здатністю акумулювати значну кількість теплової енергії на одиницю об'єму, але і його масою. Легший матеріал дозволить знизити вартість транспортування та монтажу.

Література

1. Малкін Е. С. Теплоакмулюючі електропечі. Термінологія і класифікація / Е. С. Малкін, Лисак О. В. // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2014. – № 3. – С. 69–74.
2. Кривошеин И. А. Бытовые электронагревательные приборы и установки : монография / И. А. Кривошеин. – М. : Изд-во МКХ РСФСР, 1963. – 184 с.
3. Богословский В. Н. Отопление : учебник для вузов / В. Н. Богословский, А. Н. Сканава. – М. : Стройиздат, 1991. – 735 с.
4. Третьякова Л. Д. Ефективні засоби електротеплоакмулюючого обігріву / Л. Д. Третьякова, А. Є. Селіверстов, М. Баран // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2006. – № 4 – С. 14–16.
5. Левенберг В. Д. Аккумуляирование тепла : производственно-практическое издание / В. Д. Левенберг, М. Р. Ткач, В. А. Гольстрем. – Киев : Тэхника, 1991. – 112 с.
6. Oughton D. R. Faber & Kell's Heating and Air-Conditioning of Buildings // D. R. Oughton, S. L. Hodkinson. – Amsterdam ; London : Butterworth-Heinemann, 2008. – XIX, 786 p. – ISBN 978-0-75-068365-4.
7. Лазебник О. М. Досвід впровадження електротеплопостачання на базі електроакмулюючих технологій на Житомирщині // Нова Тема. – 2009. – № 2. – С. 53–54.
8. Розинський Д. Й. Теплоакмулюючі електропечі для об'єктів цивільного призначення / Д. Й. Розинський, М. П. Тимченко // Промислова електроенергетика та електротехніка (Промелектро). – 2011 – № 3. – С. 65–70.
9. Речицкий В. И. Кручёная подача–2 // Наука и жизнь. – 2008. – №. 4. – С. 64–68.
10. Симонов А. А. Бытовое электрическое отопление с аккумулярованием тепла – важнейший фактор эффективного использования электроэнергии // Энергетика и электрификация. – 1992 – № 1. – С. 26–30.
11. Ливчак И. Ф. Квартирное отопление : монография / И. Ф. Ливчак. – [2-е изд. перераб. и доп.]. – М. : Стройиздат, 1982. – 240 с.
12. Бекман Г. Тепловое аккумулярование энергии / Г. Бекман, П. Гилли; [пер. с англ.: В. Я. Сидорова. Е. В. Сидорова]; [под. ред. В. М. Бродянского] – М. : Мир, 1987. – 272 с.
13. Гиллос А. Ю. Перспективы использования электротеплоаккумуляционного отопления в Литовской ССР // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – № 7. – С. 12.
14. Шеков В. А. Тальковый камень: его свойства и пути использования / В. А. Шеков, О. В. Мясникова, А. А. Иванов // Технологическая минералогия, методы переработки минерального сырья и новые материалы : [сборник научных статей по материалам IV Российского семинара по технологической минералогии] – Петрозаводск : Карельский научный центр РАН, 2010. – С. 170–174.
15. Богословский В. Н. Электротеплоаккумуляционная система отопления сельского дома / В. Н. Богословский, Е. Г. Малявина, А. Ю. Гиллос // Водоснабжение и санитарная техника. – 1985. – № 3. – С. 19–20.
16. Пехович А. И. Расчеты теплового режима твёрдых тел / А. И. Пехович,

В. М. Жидких. – 2-е изд, перераб. и доп. – Л. : Энергия, Ленингр. отд-ние, 1976 – 351 с.

17. Лыков А. В. Теория теплопроводности : учебное пособие / А. В. Лыков. – М. : Высшая школа, 1967 – 600 с.

18. Кашеев И. Д. Свойства и применение огнеупоров : справочное издание / И. Д. Кашеев. – М. : Теплотехник, 2004 – 352 с.

19. Малкин Е. С. Шляхи удосконалення роботи місцевих теплоакumuлюючих електропечей / Е. С. Малкин, О. В. Лысак // Энергоэффективность в будівництві та архітектурі : наук.-техн. зб. / Київ. нац. ун-т буд-ва і архіт. – К. : КНУБА, 2014. – Вип. 6. – С. 188–191.

Теплоаккумулирующие материалы в теплоаккумулирующих электропечах: анализ и практика использования

Малкин Э.С., Лысак О.В.

Проанализирована практика использования материалов для аккумуляции теплоты в теплоаккумулирующих электропечах (ТАЭП). Рассмотрены основные виды теплоаккумулирующих материалов и выполнено сравнение их теплофизических характеристик. Представлены рекомендации по оптимальному выбору теплоаккумулирующих материалов на основе их теплофизических характеристик.

Ключевые слова: аккумуляторная система отопления; электрическая аккумуляторная система отопления; теплоаккумулирующая электропечь; теплонакопитель.

Storage materials in storage heaters: analysis and practice of use

E. Malkin, O. Lysak

The practice of the use of the storage materials in storage heaters is analyzed. The main materials are considered and the comparison of their thermophysical characteristics is made. The recommendations for optimum storage material selection based on thermophysical characteristics of materials are shown.

Keywords: storage heating system; electric storage heating system; storage heater.

Надійшла до редакції 24.06.2014 р.

Рецензії на наукові
статті підготували:

д.т.н., професор, О.В. Приймак
д.т.н., професор, Б.Х. Драганов
д.т.н., професор, Е.С. Малкін

Автори опублікованих матеріалів несуть відповідальність за достовірність
приведених відомостей, точність даних з цитованої літератури та відсутність у
статтях даних, які не підлягають до відкритої публікації.

ЗМІСТ

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ.....	3
Задоянний О.В. Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря будівель і споруд.....	3
Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О., Клименко Г.М. Аналітичні дослідження повітряної струмини при витіканні з перфорованої поверхні.....	10
Гумен О.М., Довгалюк В.Б., Мілейковський В.О. Геометричний аналіз розширення промезового шару між супутніми та зустрічними потоками.....	17
Корбут В.П., Рибачов С.Г. Удосконалення пристроїв повітряно-струминного огороження відкритої поверхні великорозмірних ванн.....	26
Козак Х.Р., Желих В.М. Використання термосифонного геліоколектора для забезпечення рухомості повітря у приміщенні....	32
ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ.....	39
Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Дьячков М.І., Обідник А.О. Дослідження трубчатого мікроцілинного теплообмінника для відбору низькопотенційної теплоти.....	39
Редько А.А., Компан А.И., Бугай В.С. Моделирование параметров теплоутилизационной энергетической установки.....	48
Довгалюк В.Б., Штиленко В.П. Якісні характеристики процесів автоматичного регулювання теплового режиму опалюваного приміщення.....	57
Малкін Е.С., Кулінко Є.О. Перспективи та аспекти застосування систем теплохолодопостачання, які використовують приповерхневі шари води в якості теплового акумулятора.....	63
Малкін Е.С., Ніколаєнко Ю.Є., Фуртат І.Е., Тимощенко А.В., Дьячков М.І. Методика розрахунку одно- та двофазних мікроцілинних теплообмінників.....	71
Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Коваленко Н.О., Сепік А.В. Вплив магнітної обробки на питому теплоту пароутворення води.....	77
Скляренко О.М., Романов О.В. Енергетичні та екологічні показники сучасних малометражних газових котлів в процесі експлуатації.....	84
Сенчук М.П. Механізоване спалювання твердого палива в малогабаритних теплогенераторах.....	89
Юркевич Ю.С., Сподинок Н.А. Екологічні аспекти використання твердого палива в міських системах опалення.....	94
Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Коваленко Н.О., Ардашнікова А.Ю. Зміна питомої теплосмості води під дією магнітного поля.....	101
ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ.....	107

Малкін Е.С., Погосов О.Г. <i>Методика техніко-економічного обґрунтування впровадження парових турбін малої потужності в системах теплопостачання промислових підприємств та результати її розповсюдження на типові редуційно-охолоджувальні установки</i>	107
Драганов Б.Х., Чепурна Н.В., Кириченко М.А. <i>Ефективність системи теплопостачання культивацийних споруд з використанням вторинних енергетичних ресурсів</i>	112
Любарець О.П., Москвітіна А.С. <i>Техніко-економічне обґрунтування використання теплоакumuлюючих матеріалів для систем міжсезонного сонячного теплопостачання</i>	115
Малкін Е.С., Фуртат І. Е., Журавська Н.Є., Усачов В.П. <i>Перспективи створення ресурсозберігаючих технологій шляхом магнітної обробки води та водних розчинів</i>	120
Малкін Е.С., Желих В.М., Фурдас Ю.В. <i>Визначення добового виходу біогазу побутових біореакторів</i>	128
Малкін Е.С., Лисак О.В. <i>Теплоакumuлюючі матеріали в теплоакumuлюючих електродяках: аналіз та практика використання</i>	133

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 17

Визнаний ВАК України як наукове фахове видання України, в якому можуть публікуватися результати дисертаційних робіт на здобуття ступенів доктора і кандидата наук (Наказ Міністерства освіти і науки України № 455 від 15.04.2010 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на сайті <http://www.nbuv.gov.ua> національної бібліотеки НАН України ім. В.І. Вернадського та на сайті library.knuba.edu.ua бібліотеки КНУБА.