

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

заснований у 2001 році

ВИПУСК 19

Київ 2016

**УДК 697
В29**

ISSN 2409-2606

Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання:
науково-технічний збірник. – Вип. 19 /відповідальний редактор
Е.С. Малкін. – К.: КНУБА, 2016. – 145 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 В.Б Довгалюк (заст. відп. редактора); канд.техн.наук, доцент М.П. Сенчук (відп. секретар); канд.техн.наук, доцент В.О. Мілейковський (секретар); доктор техн.наук, професор О.В. Приймак; доктор техн. наук, професор В.П. Корбут; доктор техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України О.Л. Підгорний; доктор техн. наук, професор, заслужений діяч науки і техніки України В.М. Михайленко; канд. техн. наук, професор В.В. Трофімович; доктор техн. наук, професор Г. Собчук (Польща); доктор юрид. наук, почесний професор КНУБА Г. Глінцерер (Австрія).

Рекомендовано до випуску Вченою радою Київського національного університетабудівництваі архітектури 27 травня 2016 року, протокол № 44.

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

© Київський національний університет
будівництва і архітектури

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

УДК 697.94

Види ексергії в системах кондиціонування повітря та їх визначення

О.В. Задоянний¹, Ю.М. Євдокименко²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна, 03680 Повітрофлотський проспект, 31, ауд. 284, м. Київ., e-mail: Alvasil21@Gmail.com

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, Україна, 03680 Повітрофлотський проспект, 31, ауд. 284, м. Київ, e-mail: bonnesante@mail.ru

Подано результати визначення та вираження основних матеріальних та фізичних потоків в системах кондиціонування повітря через одиниці ексергії. Наведено аналітичні залежності в зручній для інженерних розрахунків формі, які необхідні для проведення ексергетичного аналізу й подальшого визначення ексергетичної ефективності вказаних систем та її функціональних елементів. Подано також результати досліджень у вигляді аналітичних залежностей для визначення в одиницях ексергії надходжень в приміщення основних шкідливих речовин для оцінки ексергетичної ефективності повітрообміну в кондиціонованому приміщенні.

Ключові слова: системи кондиціонування повітря, види ексергії та ексергетичні потоки; розрахункові залежності для визначення ексергетичних потоків в системі та в кондиціонованому приміщенні.

Вступ. Для повного й поглибленого проведення ексергетичного аналізу необхідно всі фізичні величини, що входять в систему балансових рівнянь термодинамічних процесів, які здійснюються в обладнанні СКП та в кондиціонованому приміщенні, виразити через одиниці ексергії. Для потоку вологого повітря, яке є робочим тілом в СКП, існують відповідні аналітичні залежності [1] для визначення ексергії його складових - термічної, вологісної, механічної та хімічної концентраційної для двоокису вуглецю. За їх допомогою є можливим коректне чисельне визначення ексергетичної ефективності обробки повітря в елементах СКП та обмежено для системи в цілому. Крім вологого повітря в СКП присутні інші матеріальні, фізичні та хімічні потоки, без визначення яких через одиниці ексергії неможливо провести поглиблений ексергетичний аналіз системи. В даній роботі наведено результати аналітичних досліджень з визначення основних наявних ексергетичних потоків, які присутні в

СКП, для можливості проведення поглибленого ексергетичного аналізу роботи систем.

Постановка проблеми. Відомо, що для визначення показників енергоощадності технічних систем, до яких відносяться й СКП разом із кондиціонованим приміщенням, потрібен поглиблений ексергетичний аналіз [2], який базується на ретельному дослідженні всіх ексергетичних потоків системи. Нами було показано, що при розділенні термомеханічної ексергії на термічну та механічну при поглибленому ексергетичному аналізі СКП за допомогою ексергетичної потокової діаграми стає можливим коректний чисельний аналіз і відповідне зорове сприйняття деструкцій всіх наявних складових ексергії вологого повітря в елементах системи [3]. Такого самого аналізу потребує й приміщення, що обслуговується СКП, як основний елемент в структурі системи, де відбувається «корисна» деструкція складових ексергії вологого повітря. Крім аналізу робочого тіла – повітря, потрібен такий самий ретельний аналіз інших ексергетичних потоків СКП, до яких відносяться енергоносії, які забезпечують тепло- та холодопостачання та матеріальні й фізичні потоки в приміщенні. Ексергетичні потоки в СКП утворюються з матеріальних та енергетичних потоків. Ексергія матеріальних потоків – це ексергія повітря та її складових, ексергія теплоносіїв, холодоносіїв, парів вологи, концентраційних потоків вологи та газів в повітрі, зокрема двоокису вуглецю, а ексергія енергетичних (нематеріальних) потоків – це теплові потоки (конвективні та радіаційні) в приміщенні. Коректне визначення вказаних величин для проведення поглибленого ексергетичного аналізу уявляє собою інженерно-наукову задачу, без вирішення якої неможлива ексергетична оцінка енергоощадності СКП.

Актуальність дослідження. Ексергетичний аналіз технічних систем на сьогодні є єдиним універсальним методологічним інструментом з визначення термодинамічної ефективності технічних об'єктів [1]. Оцінка за показниками ексергетичної ефективності, зокрема за ексергетичним коефіцієнтом корисної дії (ЕККД) різних за призначенням та принципом дії технологічних процесів набуває все більшої популярності завдяки коректності результатів й однозначності висновків. Нормативні документи України з питань енергозбереження в будівлях і спорудах в якості технічних принципів енергозбереження вимагають оцінювати ефективність технічних засобів та обладнання для нагрівання, охолодження та зволоження повітря показником коефіцієнта корисної дії [4]. Але в науковому та інженерному середовищі, в практиці проектування та експлуатації СКП відсутня узагальнена методологія оцінки із застосуванням ексергетичного аналізу ефективності роботи вказаних систем в повному об'ємі, включаючи повітрообмін в приміщеннях. В окремих публікаціях дають ексергетичну оцінку повітрообміну в приміщенні як корисну деструкцію ексергії повітря без його належної термодинамічної оцінки з урахуванням чинників, які впливають на повітрообмін [5]. Системи кондиціонування повітря потребують більш детального поглибленого ексергетичного аналізу з урахуванням всіх складових ексергії не тільки повітря,

як робочого тіла, але й всіх матеріальних та енергетичних потоків, які враховують при їх проектуванні та дослідженнях - теплонадлишків, вологонадлишків та надходжень окису вуглецю.

Зв'язок праці із важливими науковими та практичними завданнями. Національна програма енергозбереження в Україні передбачає значне скорочення споживання енергоресурсів в усіх секторах економіки країни [6]. Системи кондиціонування повітря забезпечують нагрівання, охолодження та зволоження внутрішнього середовища в приміщеннях різного призначення. В структурі енергоспоживання громадськими будівлями за даними [7] на зазначені функції планується зменшення енергії приблизно на порядок і доведення її до рівня розвинутих країн [8]. Нераціональне енергоспоживання вказаними системами гальмують розвиток в різних секторах економіки, переробній та харчовій промисловостях, соціальному секторі. Дана робота виконується відповідно до законодавчих актів: Постанови Верховної Ради України №75/94-ВР від 1.07.94 р., що затвердила “Закон України про енергозбереження”, Постанови Кабінету Міністрів України №148 від 5.02.97 р. “Про комплексну державну програму енергозбереження України”.

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Найбільш повний ексергетичний аналіз центральних СКП було проведено ще в 90-ті роки [1]. Ці доробки дали певний поштовх подальшим дослідженням, які із загостренням енергетичної кризи вийшли на більш досконалий рівень. Наприклад в роботі італійських дослідників [9] проведено ексергетичний аналіз найбільш поширених схемних рішень СКП в Італії, в результаті якого визначено втрати ексергії в процесі послідовної обробки повітря в системі. Корисні результати ексергетичного аналізу СКП публікують також китайські дослідники, які більш поглиблено аналізують складові ексергії вологого повітря [10] з виділенням вологісної складової й її ретельним аналізом. Вітчизняні доробки представлені в роботах вчених львівської політехніки [5], [11], які подають результати досліджень ексергетичної ефективності нових схемних рішень СКП за усталеними апробованими методиками. У вказаних роботах автори використовують алгоритми ексергетичного аналізу, зокрема коректно оцінюють основні ексергетичні потоки – холодоносії, теплоносії, вологе повітря тощо і в результаті отримують значення ексергетичної ефективності певної конструкції СКП, яка приймається як єдина чисельна оцінка термодинамічної ефективності системи.

Виділення невирішених раніше частин загальної проблеми. СКП як термодинамічну систему варто розглядати за структурою, яка запропонована нами в роботі [12] й побудована за принципом функціональної єдності та зв'язку складових елементів. Вона крім основного потоку робочого тіла має вхідні та вихідні ексергетичні потоки, які впливають на деструкцію основного. До них відносяться потоки теплоносіїв, холодоносіїв та електричної енергії. Крім того до основного структурного елемента СКП – приміщення підводять різні ексергетичні потоки, які формують його мікроклімат. Це основні потоки, які беруть до уваги при розрахунку повітрообміну, - тепло- та вологонадлишки з

різних джерел та двоокис вуглецю. Існуючі інженерні методики не мають інструменту розрахунків СКП із застосуванням ексергетичного аналізу за браком вираження вказаних потоків в одиницях ексергії. В наведених вище роботах при дослідженні ексергетичної ефективності СКП не приймається до уваги приміщення, що обслуговується й не оцінюється його повітрообмін. В роботі [5], наприклад, при визначенні ексергетичного коефіцієнту корисної дії СКП чистого приміщення враховується загальна деструкція ексергії повітря в приміщенні без виділення вологісної та термічної складових й не визначається ефективність повітрообміну. Для більш детального аналізу ексергетичну оцінку варто робити й для вказаних складових ексергії, що дасть можливість аналізувати параметри повітря в приміщенні, їх вплив на ефективність повітрообміну й загальну ефективність СКП.

Новизна. Новизна наведеного доробку полягає в визначенні всіх необхідних фізичних величин, які характеризують термодинамічні процеси в СКП та в приміщенні, що обслуговується, через одиниці ексергії. Крім вже відомих залежностей [1], [5], [9], [10], [11] для ексергій складових вологого повітря та окремих теплових потоків до них належать радіаційні та конвективні теплові потоки теплонадходжень в приміщення від різних джерел, потоки вологи, що випаровується в приміщенні, тепло- та холодоносії, потоки двоокису вуглецю концентраційні в вентиляційному повітрі та від метаболізму із диханням людини, які подано в даній роботі.

Методологічне значення. Визначення матеріальних та фізичних потоків, які мають місце в обладнанні СКП та в кондиціонованому приміщенні у вигляді ексергетичних потоків та їх зручний для інженерного користування вид, забезпечує можливість поглибленого ексергетичного аналізу в усіх елементах та вузлах системи, коректне складання ексергетичних балансів, чисельне визначення ЕККД окремих функціональних елементів та системи в цілому, а також ексергетичну оцінку повітрообміну в приміщенні по основних шкідливостях громадських будівель – надлишковій теплоті, вологи й двоокису вуглецю. Таким чином забезпечується методологічна можливість здійснення поглибленого ексергетичного аналізу СКП й на його основі їх коректна порівняльна оцінка за показниками ексергетичної ефективності [12], що все разом призводить до заощадження енергії в даних системах.

Основний матеріал. Ексергетичний аналіз СКП передбачає складання балансу матеріальних, енергетичних та ексергетичних потоків, які в процесі обробки повітря піддаються деструкції, або втраті. Відомо, що деструкція ексергії в свою чергу може бути корисною, або витратною і характеризується зміною термодинамічних потенціалів робочого тіла [1]. В першому випадку вказана зміна в межах функціонального елемента системи відповідає корисному ефекту, а в другому – супроводжує корисний ефект, або втрачається. В загальному вигляді ексергетичний баланс СКП можна записати

$$\sum E^{in} - \sum E^{out} = \sum E^D, \quad (1)$$

де E^{in} , E^{out} , E^D - сумарні ексергетичні потоки, відповідно - вхідний, вихідний та втрати, або деструкція ексергії.

За класифікацією [13], що наведена на рис.1, в затемнених елементах структурної схеми представлені види та відповідні складові ексергії, які мають місце в СКП.

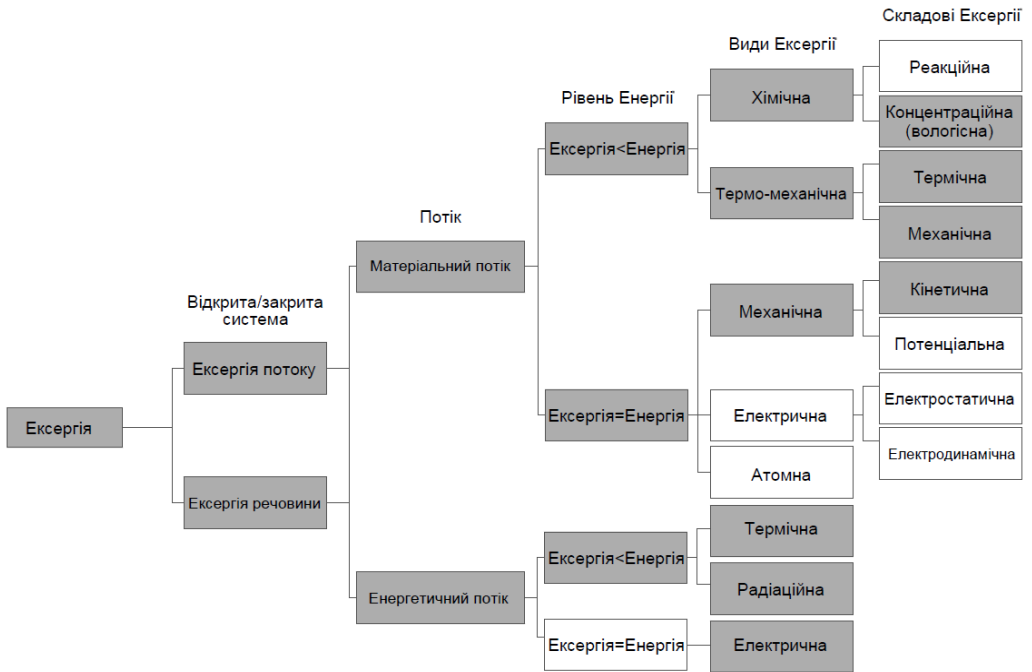


Рис. 1.Класифікація видів ексергії [13]

Ексергія потоку – це, перш за все, – повітря, як робоче тіло, яке в свою чергу поділяється на два види: хімічний та фізичний (термомеханічний). Перший – це концентрація вологи (або вологовміст) та двоокису вуглецю, як основні чинники, по яких розраховують повітрообмін в громадських будівлях. В термомеханічній ексергії, як показано в [3], для СКП варто виділити й розглядати окремо термічну та механічну складові тому, що їх величини мають значення одного порядку. В потоці повітря термічна ексергія залежить в основному від температури, а механічна – від повного тиску повітря. Кінетична складова ексергії може також розглядатись в окремих випадках для повітря, але його величина незначна в порівнянні з іншими видами і складає, наприклад, для швидкості руху повітря в межах 2...5 м/с - 1...6 Дж/кг повітря. Для матеріальних потоків тепло- та холодоносіїв мають місце ці ж самі види ексергії.

Матеріальні потоки вологи у вигляді пари та двоокису вуглецю, які виділяються в приміщенні враховуються при відповідній температурі джерела надходження й відповідному агрегатному стані.

Розрахункові залежності для визначення ексергії варто подавати по складових.

Складові ексергії припливного повітря, кДж/с, можна визначити за залежностями: термічна

$$E_{a,h}^{in} = G_a^{in} \left[T_a^{ext} (c_{p,d,a} + d_a^{in} c_{p,w,v}) \left(\frac{T_a^{in}}{T_a^{ext}} - 1 - \ell n \frac{T_a^{in}}{T_a^{ext}} \right) \right]; \quad (2)$$

механічна

$$E_{a,m}^{in} = G_a^{in} \left[\left(T_a^{ext} R_v (0,622 + d_a^{in}) \ell n \frac{P_a^{in}}{P_a^{ext}} \right) \right]; \quad (3)$$

вологісна (хімічна концентраційна)

$$E_{a,ch,cn,w}^{in} = G_a^{in} \left[T_a^{ext} R_v \left((0,622 + d_a^{in}) \ell n \frac{0,622 + d_a^{ext}}{0,622 + d_a^{in}} + d_a^{in} \ell n \frac{d_a^{in}}{d_a^{ext}} \right) \right]; \quad (4)$$

де G - масові витрати повітря, кг/с; T - абсолютна температура, К; c_p - масова ізобарна теплоємність, кДж/кг°К; d - вологовміст, кг/кг; P - абсолютний тиск, кПа; R_v - газова стала водяної пари, кДж/кг°К; індекси: a - повітря; h - теплота; in - припливне; ext - зовнішнє; p - ізобарна; d - сухе; w - вологе; v - пара; cn - концентраційна; ch - хімічна.

Складові ексергії повітря, яке видаляється, такі ж самі, але позначаються верхнім індексом out .

Схематичне зображення ексергетичних потоків у приміщенні, яке обслуговується СКП, варто подати у вигляді, що наведений на рис.2.

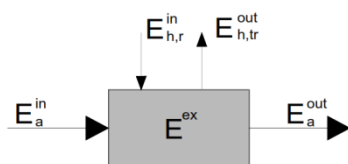


Рис. 2.Схема ексергетичних потоків приміщення, яке обслуговується СКП

Рівняння ексергетичного балансу (1) відповідно до наведеної схеми з урахуванням надходжень в робочу зону шкідливих речовин (E^{ex} - ексергія надходжень) та тепловтрат ($E_{h,tr}^{out}$ - ексергія тепловтрат) буде мати вигляд:

для теплого періоду року за умови $\frac{E^{out}}{E^{in}} < 1$

$$E^{in} - E^{ex} - E^{out} - E^d = 0; \quad (5)$$

для холодного періоду року за умови $\frac{E^{out}}{E^{in}} > 1$

$$E^{in} + E^{ex} - E_{h,trs}^{out} - E^{out} - E^d = 0; \quad (6)$$

Складова E^{ex} уявляє собою ексергію наявних розрахункових надлишкових шкідливих речовин, які надходять в робочу зону приміщення, а саме: всі види теплоти, вологи й двоокису вуглецю.

Ексергетичний потік, що на схемі рис.2, є радіаційної складовою теплонадходжень від сонячної радіації в теплий період року.

Складові ексергії E^{ex} визначають окремо, виходячи з вихідних розрахункових даних щодо розрахунку повітрообміну СКП [14]. Ексергія E^{ex} є сумою основних складових ексергетичних потоків - надлишків теплоти, вологи та двоокису вуглецю

$$E^{ex} = E_h^{ex} + E_w^{ex} + E_{CO_2}^{ex} . \quad (7)$$

Ексергія потоку теплоти E_h^{ex} в рівнянні (7), яка надходить в робочу зону, складається з радіаційної $\sum E_{h,r}^{ex}$, конвективної $\sum E_{h,cv}^{ex}$, термічної ексергії з водяними парами (прихована теплота) $\sum E_{h,w}^{ex}$ та трансмісійної, яка враховується як тепловтрати в холодний період року $E_{h,trs}^{ex}$. Відповідно до періодів року складові ексергії потоків теплоти E_h^{ex} , яка надходить до робочої зони, будуть:

для теплого періоду року

$$E_h^{ex} = \sum E_{h,r}^{ex} + \sum E_{h,cv}^{ex} + \sum E_{h,w}^{ex} ; \quad (8)$$

для холодного періоду року

$$E_h^{ex} = \sum E_{h,r}^{ex} + \sum E_{h,cv}^{ex} + \sum E_{h,w}^{ex} - E_{h,trs}^{out} . \quad (9)$$

Радіаційна складова ексергії теплоти $\sum E_{h,r}^{ex}$ обчислюється для кожного i -го джерела за формулою [13], кДж/с

$$\sum_i E_{h,r}^{in} = \sum_i q_{r,s}^i \left(\frac{T_s^i - T_a^{ext}}{T_s^i} \right), \quad (10)$$

де T_s^i та T_a^{ext} відповідно абсолютна температура джерела надходження радіаційної теплоти та зовнішня абсолютна температура, °К, $q_{r,s}^i$ – тепловий потік від i -го джерела, кДж/с.

Ексергія конвективної складової теплонадходжень $\sum E_{h,cv}^{ex}$ для кожного i -го джерела обчислюється аналогічно до [1], [15], кДж/с:
у разі $T_s^i \geq T_a^{ext}$

$$\sum_i E_{h,cv}^{ex} = \sum_i q_{cv,s}^i \left(1 - \frac{T_a^{ext}}{T_s^i}\right), \quad (11)$$

у разі $T_s^i \leq T_a^{ext}$

$$\sum_i E_{h,cv}^{ex} = \sum_i q_{cv,s}^i \left(\frac{T_a^{ext}}{T_s^i} - 1\right). \quad (12)$$

де $q_{cv,s}^i$ – тепловий конвективний потік від i -го джерела, кДж/с.

Ексергію трансмісійної теплоти тепловтрат $E_{h,tr}^{ex}$ обчислюють аналогічно до [15], кДж/с

$$E_{h,tr}^{out} = Q_{tr}^{out} \left(1 - \frac{T_a^{ext}}{T_a^{wz}}\right), \quad (13)$$

де Q_{tr}^{out} – трансмісійні тепловтрати приміщення, кДж/с, T_a^{wz} – абсолютна температура робочої зони, К.

Теплову складову ексергії, що надходить із парами води, варто обчислювати за наступною формулою для ексергії пари води.

Ексергія потоку вологи, яка присутня в приміщенні у стані пари води і надходить з i різних джерел, містить ексергію, яка асоціюється із тепловою $\sum E_{h,w,v}^{ex,i}$ та з вологою у стані пари $\sum E_{w,v}^{ex,i}$, які визначаються, відповідно, із залежностей [1], кДж/с

$$\sum E_{h,w,v}^{ex,i} = \sum m_{w,v}^{ex,i} \times T_a^{ext} \left[c_{p,v} \left(\frac{T_{v,sat}^{ex,i}}{T_a^{ext}} - 1 - \ln \frac{T_{v,sat}^{ex,i}}{T_a^{ext}} \right) + r_w \left(\frac{1}{T_{v,sat}^{ex,i}} - \frac{1}{T_a^{ext}} \right) + R_v \ln \frac{p_{v,sat}^{ex,i}}{p_{v,sat}^{ext}} \right], \quad (14)$$

де r_w – питома теплота фазового переходу, кДж/кг; $m_{w,v}^{ex,i}$ – масові витрати парів води від i -го джерела, кг/с; індекс sat – насичення.

$$\sum E_{w,v}^{ex,i} = \sum m_{w,v}^{ex,i} \times T_a^{ext} \times R_v \ln \frac{1}{\varphi_a^{ext}}, \quad (15)$$

де φ_a^{ext} – відносна волога повітря в частках одиниці.

Розрахунок ексергії двоокису вуглецю, яку слід враховувати при ексергетичному аналізі E_{ch,co_2}^{in} , варто проводити окремо для потоку ексергії в суміші припливного E_{a,ch,cn,co_2}^{in} та витяжного E_{a,ch,cn,co_2}^{out} повітря та окремо, що надходить від людей за рахунок метаболізму E_{met,ch,cn,co_2}^{ex} .

Ексергія потоку двоокису вуглецю в суміші припливного повітря визначається за модифікованою формулою, кДж/с [16], [17] E_{a,ch,cn,co_2}^{in}

$$E_{a,ch,cn,co_2}^{in} = G_a^{in} \left(\frac{RT_a^{in} \times x_{a,\mu,co_2}^{in} \times \ln \left(\frac{x_{a,\mu,co_2}^{in}}{x_{\mu,co_2}^0} \right)}{\mu_{co_2}} \times c_{m,co_2}^{in} \right). \quad (16)$$

Така сама величина E_{a,ch,cn,co_2}^{out} та величини в формулі (15), але в суміші викидного повітря позначаються індексом *out*.

Ексергія двоокису вуглецю, що надходить від людей за рахунок метаболізму E_{met,ch,cn,co_2}^{ex} визначається за модифікованою формулою [17], кДж/с

$$E_{met,ch,cn,co_2}^{ex} = m_{met,co_2}^{ex} \times \left(\frac{RT_a^{ext} \times x_{met,\mu,co_2}^{ex} \times \ln \left(\frac{x_{met,\mu,co_2}^{ex}}{x_{\mu,co_2}^0} \right)}{\mu_{co_2}} \right), \quad (17)$$

де m_{met,co_2}^{ex} – надходження двоокису вуглецю в робочу зону за рахунок метаболізму, кг/с; x_{a,μ,co_2}^{in} – мольна фракція двоокису вуглецю в припливному повітрі в частках одиниці; c_{m,co_2}^{in} – масова концентрація двоокису вуглецю в повітрі, кг/кг; x_{met,μ,co_2}^{ex} – мольна фракція двоокису вуглецю в повітрі, що надходить від метаболізму в частках одиниці (при $T_{a,met}^{ex} = T_a^{wz}$ °К та $P_a^{ex} = P_a^{wz}$ Па) ; x_{μ,co_2}^0 – мольна фракція двоокису вуглецю в референтному середовищі (Т=298 °К та Р=101325 Па) в частках одиниці; μ_{co_2} – мольна маса двоокису вуглецю, кг/моль; R – універсальна газова стала, кДж/(моль К).

Ексергетичні потоки в СКП, які асоціюються із потоками теплоти, «холоду», води та пари для зволоження повітря й електричної енергії і які живлять відповідні елементи системи, визначають наступним чином.

Потік фізичної ексергії гарячої води, кДж/с

$$\begin{aligned} E_{hta,w,l,ph} &= g_{hta,w,l,m} \times \\ &\times \left[c_{p,ts,w,l} \left\{ (T_{hta,w,l} - T_a^{ext}) - T_a^{ext} \ln \left(\frac{T_{hta,w,l}}{T_a^{ext}} \right) \right\} + v_{hta,w,s} (P_{hta,w,l} - P_a^{ext}) \right], \end{aligned} \quad (18)$$

де $g_{hta,w,l,m}$ – масові витрати рідинного теплоносія, кг/с; $c_{p,hta,w,l}$ – теплоємність рідинного теплоносія, кДж/(кг К); $T_{hta,w,l}$ та T_a^{ext} – абсолютна температура, відповідно, теплоносія та зовнішнього повітря, °К; $v_{hta,w,s}$ – питомий об'єм рідинного теплоносія, м³/кг; $P_{hta,w,l}$ та P_a^{ext} – тиск, відповідно, рідинного теплоносія та зовнішнього повітря, кПа. Визначення ексергії холодоносія-води здійснюють за цією ж залежністю, позначаючи індексом *cl* замість *hta*.

У випадку, коли випарник холодильної машини встановлюють безпосередньо в обладнанні кондиціонера, або в повітропроводах СКП,

підведено до випарника ексергію потоку холодоагента у стані насиченої пари визначають із залежності [17], кДж/с

$$E_{cl,r,v,sat,ph} = g_{cl,r,m} \left[c_{p,r,sat,v} \left\{ (T_{cl,r,sat,v} - T_a^{ext}) - T_a^{ext} \ln \left(\frac{T_{cl,r,sat,v}}{T_a^{ext}} \right) \right\} + v_{cl,r,sat,v} (P_{cl,r,sat,v} - P_a^{ext}) \right], \quad (19)$$

а у стані рідини за аналогічної формулою

$$E_{cl,r,l,ph} = g_{cl,r,m} \left[c_{p,r,l} \left\{ (T_{cl,r,l} - T_a^{ext}) - T_a^{ext} \ln \left(\frac{T_{cl,r,l}}{T_a^{ext}} \right) \right\} + v_{cl,r,l} (P_{cl,r,l} - P_a^{ext}) \right]. \quad (20)$$

При підрахунках за формулами (19) та (20) слід враховувати відповідні до фізичного стану холодоагента величини питомої теплоємності ($c_{p,r,sat,v} \neq c_{p,r,l}$) та питомого об'єму ($v_{cl,r,sat,v} \neq v_{cl,r,l}$) які суттєво відрізняються.

Ексергетичний потік електричної енергії для живлення відповідних споживачів (електрокалорифер, вентилятор та інш.) відповідно до властивостей ексергії [1] дорівнює електричній енергії, кВт(кДж/с).

$$E_{el} = N_{el}. \quad (21)$$

В таблиці наведено результати розрахунків вказаних вище величин, які було використано при оцінці ексергетичної ефективності кондиціонування повітря в приміщенні громадського харчування в Києві. Розрахунки наведено для теплого періоду року при розрахункових умовах: температура зовнішнього повітря - 28,7 °С; ентальпія зовнішнього повітря - 56,1 кДж/кг; температура припливного повітря - 18 °С; ентальпія припливного повітря - 32,9 кДж/кг; температура внутрішнього повітря - 24 °С; ентальпія внутрішнього повітря - 43,8 кДж/кг; витрата повітря - 4,79 кг/с; питомі тепловиділення - 0,21 кВт/ м².

Висновки. В роботі визначено основні ексергетичні потоки, які мають місце в СКП. Їх подано у вигляді аналітичних залежностей у зручному для інженерних розрахунків вигляді. Вони призначені для коректного визначення ексергетичного потоку вологого повітря із складовими – термічної, механічної, концентраційних вологісної та двоокису вуглецю, а також ексергетичних потоків конвективної та радіаційної теплоти, потоку пари води та двоокису вуглецю, які мають місце в СКП та в кондиціонованому приміщенні. Подані аналітичні залежності є готовим методичним матеріалом для проведення розрахунків ексергетичних потоків при проектуванні, дослідженні та експлуатації СКП, на основі яких стає можливим визначення ексергетичної ефективності СКП, її окремих елементів, ефективності повітрообміну в приміщенні, теплота холодопостачання систем, електропостачання тощо. Подано приклад із результатами розрахунків ексергетичних потоків за вказаними залежностями для СКП підприємства громадського харчування в Києві для теплого періоду року.

Результати розрахунку ексергетичних потоків

Ексергетичний потік	Позначення	Розрахункова залежність	Значення ексергії, кДж/с
Термічна складова ексергії припливного повітря	$E_{a,h}^{in}$	(2)	0,945
Механічна складова ексергії припливного повітря	$E_{a,m}^{in}$	(3)	0,042
Вологісна складова ексергії припливного повітря	$E_{a,ch,cn,w}^{in}$	(4)	0,864
Термічна складова ексергії витяжного повітря	$E_{a,h}^{out}$	(2)	0,180
Механічна складова ексергії витяжного повітря	$E_{a,m}^{out}$	(3)	0,042
Вологісна складова ексергії витяжного повітря	$E_{a,ch,cn,w}^{out}$	(4)	0,301
Ексергія потоку теплоти в приміщення	E_h^{ex}	(8)	1,909
Ексергія потоку вологи в приміщення	E_w^{ex}	(15)	1,114
Ексергія потоку двоокису вуглецю в суміші припливного повітря	E_{a,ch,cn,co_2}^{in}	(16)	3,767
Ексергія потоку двоокису вуглецю в суміші викидного повітря	E_{a,ch,cn,co_2}^{out}	(16)	3,845
Ексергія двоокису вуглецю, що надходить від людей за рахунок етаболізму	E_{met,ch,cn,co_2}^{ex}	(17)	0,339
Ексергетичний потік теплоносія - гарячої води для підігріву повітря	$E_{hta,w,l,ph}$	(18)	91,36
Ексергетичний потік холодоагенту у стані насиченої пари*	$E_{cl,r,sat,l,ph}$	(19)	1,21
Ексергетичний потік холодоагенту у стані рідини*	$E_{cl,r,l,ph}$	(20)	1,59
Ексергетичний потік електричної енергії, споживаної вентилятором	E_{el}	(21)	4,97

*У контурі холодильної машини

Перспективи використання результатів. Аналітичні залежності, подані вище, є закінченим методичним матеріалом для використання в інженерно-науковій практиці з метою оцінки енергоощадності СКП за показниками ексергетичної ефективності. Це дає можливість коректно визначати й оцінювати ексергетичну ефективність як елементів СКП, так і повітрообміну в приміщенні, що відповідає умовам та принципу поглибленого ексергетичного аналізу. Крім того стає можливим проводити коректне порівняння за ексергетичними критеріями енергоощадності схемних рішень та режимів роботи СКП, формулювати енергоефективні алгоритми автоматизованого управління. В

цілому подані аналітичні залежності є корисним методичним матеріалом для впровадження в інженерну практику з метою скорочення енергоспоживання системами кондиціонування повітря будівель і споруд.

Література

1. Эксергетические расчеты технических систем: Справ.пособие / Бродянский В.М., Верхивкер Г.П., Карчев Я.Я. и др.: 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. Морозюк Т.В., Тсатсаронис Дж. Углубленный эксергетический анализ - современная потребность оптимизации энергопреобразующих систем// Промышленная теплотехника. – 2005 . – Т.27, №2.- С.88-92.
3. Задоянний О.В., Євдокименко Ю.М. Діаграма потоків ексергії вологого повітря для систем кондиціонування повітря; Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: науково-технічний збірник. – Вип.18/відповідальний редактор Е.С.Малкін. – К.: КНУБА,2015 – 148 с.
4. Державні будівельні норми України. Система забезпечення надійності та безпеки будівельних об'єктів. Основні вимоги до будівель і споруд. Економія енергії. ДБН В.1.2-11-2008; Київ, Мінрегіонбуд України, 2008.
5. В.Й. Лабай, Д.І. Гарасим. Діаграма Грассмана в ексергетичному аналізі систем кондиціонування повітря чистих приміщень; Холодильна техніка та технологія: наук.-техн. журн. №5 (151); – О.: Одес. держ. акад. холоду, 2014 р.
6. Закон України «Про енергозбереження»; Відомості Верховної Ради України (ВВР), 1994, N 30, ст.283.
7. Фаренюк Г.Г. Розвиток національної законодавчої та нормативної бази як основа забезпечення енергоефективності будівель. <http://iccua.org/wp-content/uploads/2015/03/Rozvitok-natsionalnoyi-zakonodavchoyi-ta-normativnoyi-bazi.pdf> (дата звернення 23.05.2016 р.).
8. Energy-Efficient Ventilation of Large Enclosures; Case Study Report; Energy Conservation in Buildings and Community Systems; Annex 26: мережевий журнал,1994. URL: <http://www.lowex.net> (дата звернення 10.03.2013).
9. Luigi Marletta. Air Conditioning Systems from a 2-nd 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).
10. Rang Tu, Xiao-Hua Liu, Yi Jiang. Lowering the regeneration temperature of a rotary wheel dehumidification system using exergy analysis. Journal of Clean Energy Technologies 2015 с. 161-164.
11. В.М.Желих, Х.Р. Лесик, Б.І.Пізняк. Дослідження ексергетичної ефективності низькотемпературних сонячних колекторів; Науково-технічний збірник “Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві”, Міністерство освіти і науки України, Вінницький національний технічний університет, Том 14, №1 (2013) с.135-141.
12. Задоянний О.В., Ексергетичні критерії при оцінці енергоощадності систем кондиціонування повітря будівель і споруд; Науково-технічний збірник

- «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання.- Вип.17 /відповідальній редактор Е.С.Малкін.- К.: КНУБА.
13. Danahe Marmolejo Correa. Analysis and Design of LowTemperature Processes with Focus on LNG: Developing new Thermodynamics based Tools and introducing Exergy in Design Methodologies. Thesis for: PhD, Advisor: Truls Gundersen. Trondheim, November 2013 Norwegian University of Science and Technology Faculty of Engineering Science and Technology Department of Energy and Process Engineering. <https://www.researchgate.net/publication/> [22.05. 2016].
 14. ДБН В.2.5-67:2013. Державні будівельні норми України. Опалення, вентиляція та кондиціонування. Міністерство регіонального розвитку, будівництва та житлово-комунального господарства України. 2013. 147 с.
 15. Exergy balance and exergy efficiency. G.Tsatsaronis, F.Cziesla. <http://www.colss.net/sample-chapters/c08/e3-19-01-02.pdf> (дата звернення 05.06.2015).
 16. Silvio de Oliveira Jr. Exergy. Production, Cost and Renewability. Springer, 2013.
 17. N.Sato. Chemical Energy and Exergy: An introduction to Chemical Thermodynamics for Engineers. Elsevier Science & Technology Books. 2003.

Виды эксергии в системах кондиционирования воздуха и их определение

А.В. Задоянный, Ю.Н. Евдокименко

Представлены результаты определения основных материальных и физических потоков в системах кондиционирования воздуха и выражения их в единицах эксергии. Приведены аналитические зависимости в удобной для инженерных расчетов форме, которые необходимы для проведения эксергетического анализа и последующего расчета эксергетической эффективности указанных систем и их функциональных элементов. Приведены также результаты исследований в виде аналитических зависимостей для определения в единицах эксергии поступлений в помещение основных вредных веществ для оценки эксергетической эффективности воздухообмена в кондиционируемом помещении.

Types of Exergy in air conditioning systems and their definition

О. Zadoiannyi, Yu. Yevdokimenko

The results of the determination of the basic material and physical flows in air conditioning systems and their expressions in terms of exergy are given. The analytical dependence in a convenient form for engineering calculations, which are necessary use for exergy analysis and subsequent calculation of the exergy efficiency of these systems and their functional elements also given. Also presented the results of research in the form of analytical dependences for determination of Exergy in revenue terms in the basic premise of hazardous substances to assess the exergy efficiency of air conditioned space.

Надійшла до редакції 25.05.2016 р.

УДК 697.92

Аналіз гідродинамічних процесів при проходженні вихору через витяжний пристрій

В.Б. Довгалюк¹, В.О. Мілейковський², А.Ю. Мусаєва³

¹канд. техн. наук, професор. Київський національний університет будівництва і архітектури, 2280170@ukr.net

²канд. техн. наук, доцент. Київський національний університет будівництва і архітектури, mileikovskiy@gmail.com

³магістрант. Київський національний університет будівництва і архітектури, ms-an15@mail.ru

Робота відкриває цикл робіт щодо енергетичного аналізу ефективності організації повітрообміну. Шляхом обчислювальної гідродинаміки було перевірено відоме припущення, що вся енергія турбулентних пульсацій залишається в приміщенні і не видаляється витяжною вентиляцією. Показано недостатню обґрунтованість припущення. Натомість обґрунтовано припущення, що вся енергія турбулентних вихорів, які потрапили у спектри всмоктування витяжних пристроїв, безповоротно видаляється з приміщення.

Ключові слова: організація повітрообміну, турбулентний потік, обчислювальна гідромеханіка, енергія турбулентності.

Постановка проблеми. У зв'язку з гармонізацією будівельних норм з ЄС існує необхідність урахування турбулентних пульсацій при визначенні параметрів мікроклімату. Таким чином, для визначення ефективності організації повітрообміну треба враховувати перетворення енергії усередненого потоку в енергію пульсаційної складової руху. Аналітичні підходи до визначення пульсацій швидкості потоків у приміщенні не достатньо розвинені. Основним підходом є лабораторні випробування, що вимагають значних витрат коштів і часу. Таким чином, актуальною є проблема оцінки ефективності організації повітрообміну з урахуванням енергії турбулентних пульсацій у приміщенні.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Г. М. Позин [1] запропонував визначати ефективність організації повітрообміну за температурним симплексом – коефіцієнтом повітрообміну

$$K_L = (t_\ell - t_{in}) / (t_{wz} - t_{in}), \quad (1)$$

де t_ℓ , t_{in} та t_{wz} – температура, відповідно, верхньої зони, припливного повітря та робочої зони. Європейський підхід (EN 15242 [2]) передбачає аналогічний симплекс за концентрацією забруднювачів

$$\varepsilon_v = (C_{ETA} - C_{SUP}) / (C_{IDA} - C_{SUP}), \quad (2)$$

де C_{ETA} , C_{SUP} та C_{IDA} – концентрація, відповідно, у витяжному повітря, припливному повітрі та внутрішньому повітрі.

На відміну від цих підходів у 70-х роках ХХ століття В. М. Ельтерман [3] запропонував енергетичний підхід до оцінки ефективності організації повітрообміну. Він запропонував критерій подібності для організації повітрообміну K як відношення механічної енергії припливних струмин до механічної енергії конвективних потоків:

$$k = v^3 T_{in} c_p \rho / (g Q_v \ell^2), \quad (3)$$

де v та $T_{in} = 273,15 + t_{in}$ – відповідно, середня швидкість та абсолютна температура виходу повітря з припливних пристроїв, c_p – ізобарна теплоємність повітря, ρ – густина повітря, Q_v – теплонапруженість або кількість конвективної теплоти на одиницю об'єму приміщення, ℓ – характерний розмір. Крім цього, В. М. Ельтерман указав, що крім енергії припливних і конвективних потоків необхідно враховувати механічну енергію руху людей, предметів, механізмів тощо. Однак кінетичну енергію, яка видаляється з приміщення разом з витяжним повітрям, запропоновано не враховувати, оскільки швидкість цих потоків створюється потенціальною енергією за рахунок витяжного вентилятора.

У свій час енергетичний підхід не набув достатнього розповсюдження з таких причин:

- відсутність необхідності враховувати турбулентні пульсації при розрахунку вентиляції у тогочасних нормах і методиках обумовила переважне використання найбільш простих симплексів (температурних, концентраційних);
- значна кількість впливових факторів на енергію потоків у приміщеннях призводить до складності отриманих залежностей;
- недостатній розвиток обчислювальної техніки змусив прийняти достатньо грубі припущення без перевірки їхньої точності.

На сьогодні саме енергетичний підхід є найбільш перспективним щодо комплексного врахування закономірностей усередненого та пульсаційного руху повітряних мас при оцінці ефективності організації повітрообміну. У зв'язку з цим постає питання перевірки, а за необхідності, уточнення та доповнення системи припущень В. М. Ельтермана, серед яких припущення, що енергія турбулентних пульсацій не залишає приміщення витяжними пристроями.

Формулювання цілей і завдання статті. Метою даної роботи є перевірка припущення щодо неврахування видалення енергії турбулентних вихорів з приміщення за допомогою витяжних пристроїв.

Основна частина. Для перевірки гіпотези використано методи обчислювальної гідродинаміки (CFD), а саме K - ϵ модель турбулентних потоків [4]. Більшість програм не дозволяють безпосередньо змоделювати в потоці вихори, які за

розміром значно перевищують крок сітки. Генерація цих вихорів не є тривіальною задачею. Використано два підходи:

- обтікання потоком циліндра з утворенням вихрової доріжки Кармана [5];
- вихрова гармата.

Перший підхід придатний лише для потоків з достатньою швидкістю та ставить у відповідність параметри утвореного вихору й швидкість основного потоку. Для малої швидкості потоку (0,1-0,2 м/с) або для забезпечення незалежності швидкості обертання вихору та моменту його утворення від параметрів потоку необхідно використовувати другий підхід.

Вихрова гармата – це циліндр, “прозорий” для потоку, з однієї з основ якого видається одиночний короткий імпульс або серія імпульсів сильнозакрученого потоку. Для досягнення “прозорості” циліндра задаємо на задній за ходом потоку поверхні (плоскій основі чи частині бічної поверхні) граничну умову “витяжний отвір” зі швидкістю, яка відповідає швидкості й напрямку потоку; на передній за ходом потоку поверхні задаємо припливний отвір з такою же швидкістю, а на поверхнях, тангенціальних до потоку, задаємо граничні умови “стінка, що рухається (як конвеєр) з такою же швидкістю і напрямком, як і потік”. Під час імпульсу на одній з основ вмикається гранична умова “припливний отвір” із сильно закрученим потоком, який звужується під достатнім кутом (наприклад, біля 45°) для компенсації розширювальної дії відцентрових сил (рис. 1).

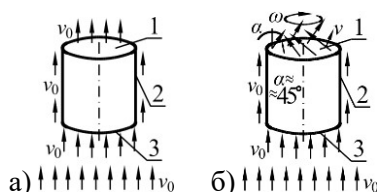


Рис. 1. Схема вихрової гармати:

а – стан спокою, б – імпульс:

- 1 – гранична умова “припливний отвір”, 2 – гранична умова “стінка, що рухається”, 3 – гранична умова “витяжний отвір”

Як показали авторські дослідження, тривалість імпульсу, швидкість потоку та швидкість закрутки, які забезпечують формування одиночного вихору, що проходить з потоком необхідну для конкретної моделі відстань, залежать від швидкості потоку, кроку розрахункової сітки, часового кроку розрахунку, і має підбиратися для кожної задачі методом спроб і помилок. Оскільки такі вихори самовільно затухають, то швидкість повітря при імпульсі має бути в кілька разів або на порядок вище за швидкість потоку.

Ще однією проблемою є неможливість безпосереднього моделювання дрібних вихорів, оскільки вони враховуються в моделі числовими параметрами K , ε тощо. Таким чином, єдиною можливістю візуалізації проходження дрібного вихору крізь решітку є моделювання решітки великих розмірів, несумірних з

розміром вихору. Більшість програм обчислювальної гідродинаміки дозволяє моделювати нескінченно великі решітки заданням граничної умови “періодичність” на межах розрахункової області.

Моделювання виконано за трьома варіантами:

Прямий канал з решіткою (рис. 2);

Вихор, сумірний з розміром решітки (рис. 3);

Вихор з нескінченно великою решіткою (рис. 4).

Перший варіант моделюється доріжкою Кармана, а інші – вихровою гарматою.

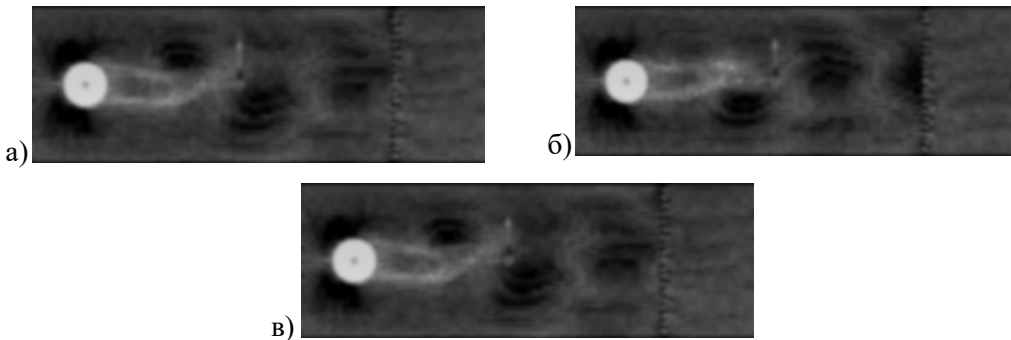


Рис. 2. Моделювання вихорів у каналі з решіткою:
а, б та в – послідовні моменти часу

За всіх варіантів моделювання повітря вихору повністю проходить решітку без залишків та утворення вторинних вихорів перед решіткою, тому вся енергія видаляється решіткою разом з цим повітрям. Таким чином, припущення про неможливість видалення енергії турбулентних пульсацій з приміщення не знайшло підтвердження при математичному моделюванні потоків. За рахунок руйнування вихору при проходженні решіток відбувається часткове перетворення енергії великих вихорів на енергію малих. Решта енергії перетворюється на теплову, але обидва види енергії видаляються з витяжним повітрям.

На підставі результатів моделювання пропонується припущення, що вся енергія турбулентних вихорів, які потрапили до спектра всмоктування витяжного отвору, повністю видаляється з приміщення.

Висновки. У результаті математичного моделювання показано, що припущення щодо неможливості видалення енергії турбулентних пульсацій з приміщення є недостатньо обґрунтованим для визначення турбулентних характеристик потоків приміщення. Запропоновано припущення про повне видалення енергії турбулентних пульсацій з приміщення, яке обґрунтовано в результаті математичного моделювання.

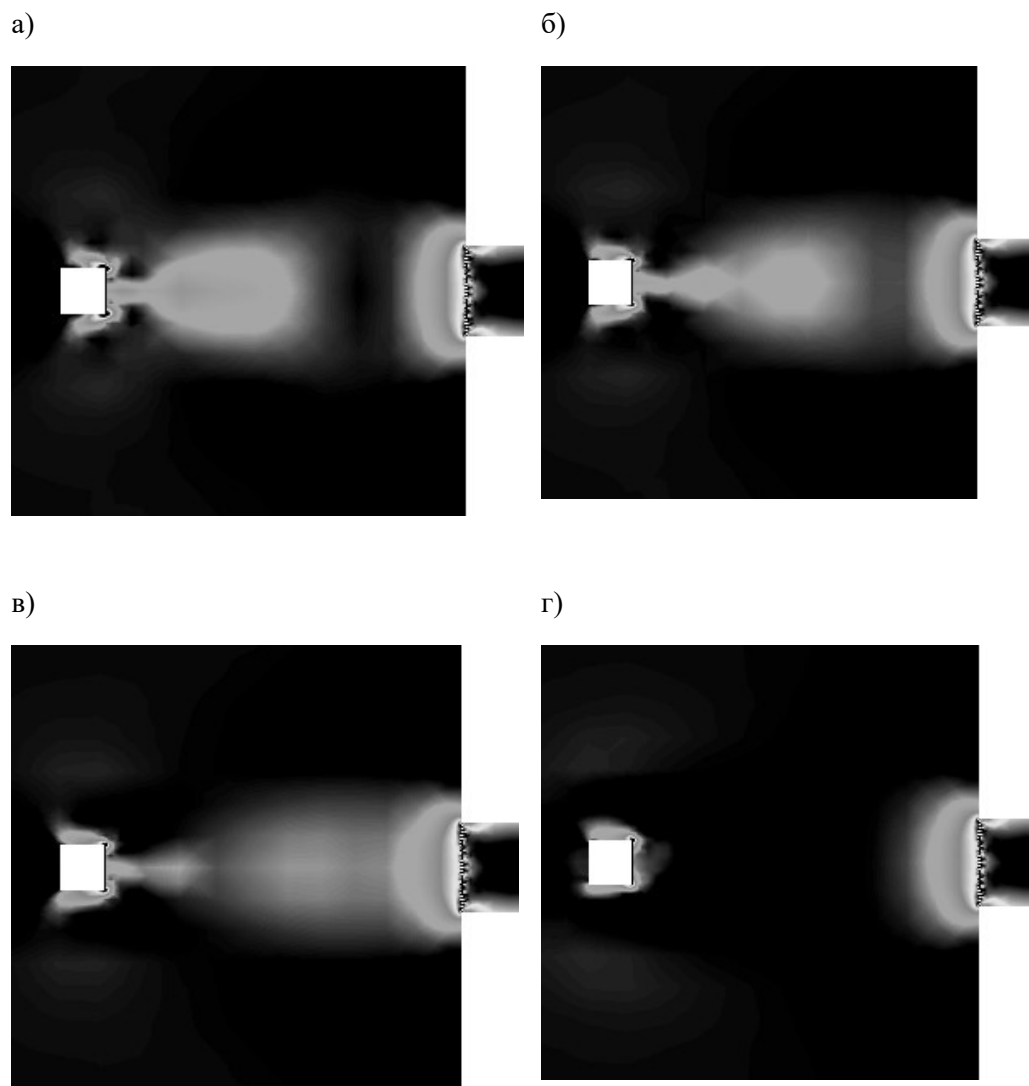


Рис. 3. Моделювання вихору, сумірного з розміром решітки:
а, б, в та г – послідовні моменти часу

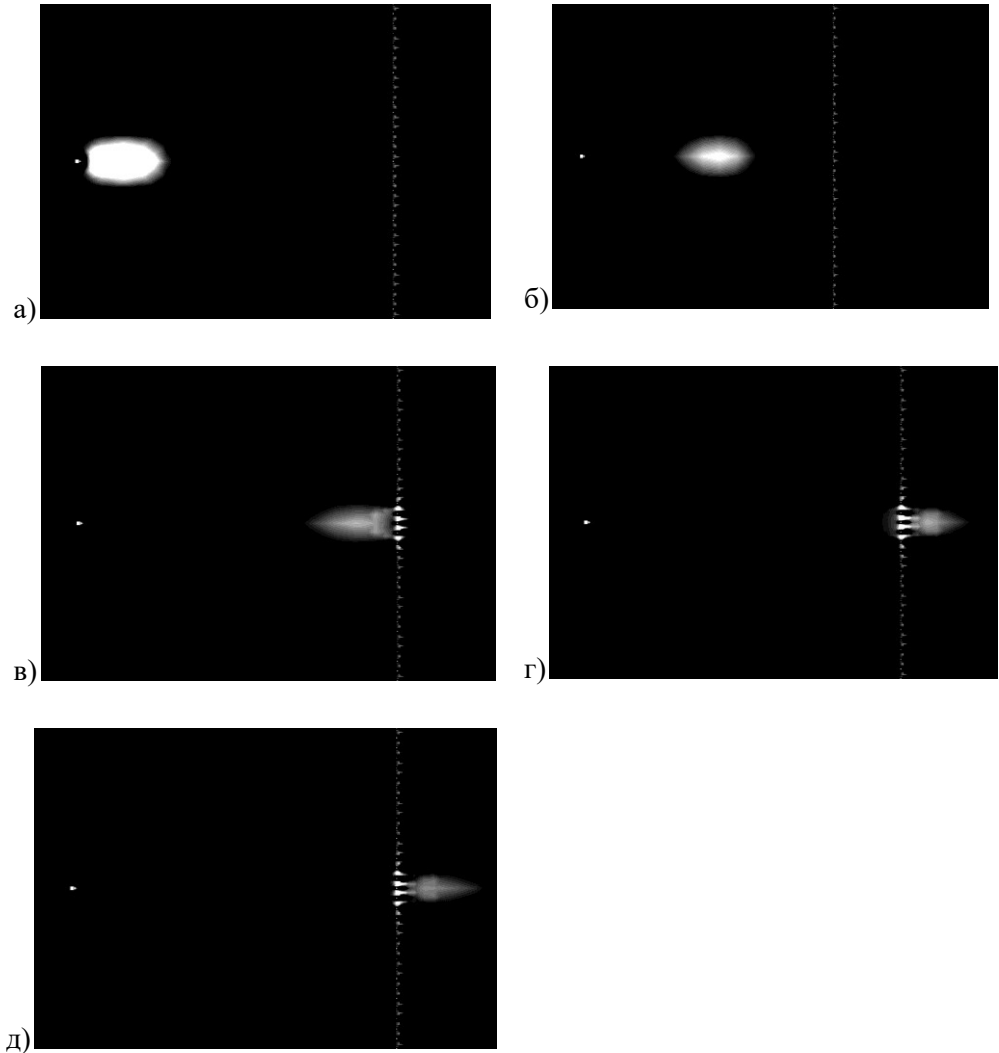


Рис. 4. Моделювання вихору та нескінченної решітки:
а, б, в та г – послідовні моменти часу

Перспективи подальших досліджень. Дана робота є початком циклу робіт стосовно удосконалення енергетичного методу оцінки ефективності організації повітрообміну та отримання комплексного критерію ефективності, який ураховує усереднений розподіл параметрів повітря та пульсаційні характеристики турбулентних потоків у приміщенні. Першочерговими задачами є аналіз впливу рухомих тіл (люди, механізми тощо) на формування параметрів мікроклімату та перетворення енергії при взаємодії струминних течій між собою й з твердими перешкодами.

Література

1. Позин Г. М. Новый подход к оценке эффективности воздухообмена / Г. М. Позин // Современные проблемы науки и образования. Электронный научный журнал [Электронный ресурс]. – 2012. – № 4. [Режим доступа: <http://www.science-education.ru/ru/article/view?id=65711>].
2. ДСТУ Б EN 15242:2015. Вентиляція будівель. Розрахункові методи визначення витрат повітря на вентиляцію будівель з урахуванням інфільтрації. – увед. вперше. - К.: Укрархбудінформ, 2016. - 76 с.
3. Эльтерман В.М. Вентиляция химических производств. –3-е изд. М.: Химия, 1980. - 288 с.
4. Алямовский А.А. SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарёв. – Спб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с
5. Жуковський С.С. Аеродинаміка вентиляції: навчальний посібник / С.С. Жуковський, В.Й. Лабай. – Львів: Видавництво Національного університету «Львівська політехніка», 2003. – 372 с.

Анализ гидродинамических процессов при прохождении вихря через вытяжное устройство

В.Б. Довгалюк, В.А. Милейковский, А.Ю. Мусаева

Работа открывает цикл работ по энергетическому анализу эффективности организации воздухообмена. Путём вычислительной гидродинамики была проверена известная гипотеза, что вся энергия турбулентных пульсаций остаётся в помещении, и не удаляется вытяжной вентиляцией. Показано недостаточную обоснованность этой гипотезы. Вместо этого обосновано предположение, что вся энергия турбулентных вихрей, которые попали в спектры всасывания вытяжных устройств, безвозвратно удаляется из помещения.

Analysis of hydrodynamic processes during a vortex passage through an exhaust opening

V. Dovhaliuk, V. Mileikovskiy, A. Musaieva

The work opens a series of works on the analysis of the energy efficiency of air exchange organization. By computational fluid dynamics the known hypothesis, that all of the turbulent pulsations energy can not leave a room and can not be removed by exhaust ventilation, has been checked. The lack of validity of this hypothesis is shown. Instead of it the assumption, that all of the energy of turbulent vortices that got to absorption spectrums of exhaust devices are permanently removed from the premises, is grounded.

Надійшла до редакції 23.05.2016 р.

УДК 697.92

Геометричний та кінематичний аналіз інтенсивності турбулентності опуклих напівобмежених струмин

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

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

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

³канд. техн. наук, доцент. Київський національний університет будівництва і архітектури, mileikovskiy@gmail.com

На підставі геометричного та кінематичного аналізу визначено інтенсивність турбулентності напівобмежених струмин, які насталяються на опуклі поверхні завдяки ефекту Коанда. Отримана максимальна інтенсивність турбулентності в перерізі відповідає відомим дослідним даним. Виявлено, що відомий феномен ефекту Коанда – знижена інтенсивність турбулентності – визначається середньомасштабними та дрібномасштабними вихорами.

Ключові слова: турбулентний потік, обчислювальна гідромеханіка, напівобмежена струмина, струминний примежовий шар.

Постановка проблеми. Організація повітрообміну є одним з визначальних факторів, що впливають на енергоспоживання систем вентиляції та кондиціонування повітря. У рамках гармонізації вітчизняних будівельних норм зі стандартами ЄС постала необхідність урахувати турбулентні характеристики потоків у приміщеннях при проектуванні організації повітрообміну. На кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури розробляються повітророзподільники, що формують опуклі напівобмежені струмини, які насталяються на опуклі поверхні. Існує необхідність визначення турбулентних характеристик таких струмин.

Аналіз основних досліджень і публікацій. У 50-80-х роках ХХ століття було виконано достатньо великий обсяг експериментальних досліджень усередненого руху та турбулентних пульсацій у струминних течіях різної форми [1, 2, 3]. На сьогодні ці дослідження продовжуються з уточненням отриманих результатів [4, 5]. Інтенсивність турбулентності в перерізі з максимальною швидкістю u_m та пульсаційною швидкістю u' визначається [6] за формулою:

$$\varepsilon = u' / u_m, \quad (1)$$

причому як пульсаційну швидкість зазвичай використовують середньоквадратичне її відхилення:

$$u' = \sqrt{(u - \bar{u})^2}, \quad (2)$$

де риска над виразом означає його середнє значення.

У плоских напівобмежених струминах (що насталяються на плоску поверхню) дослїдне максималне значення $\varepsilon = 0,16...0,19$ [2, 5]. В опуклих напівобмежених струминах [3] спостерігається менше дослїдне значення – $\varepsilon = 0,14...0,17$, що пояснюється специфічною дією відцентрових сил.

Теорія турбулентних течій залишається недостатньо розвиненою. Для вирішення турбулентних течій широко використовують програми обчислювальної гідродинаміки [7], що мають високу вартість і вимагають потужного апаратного забезпечення. Закладені рівняння мають умовні фізичні величини на кшталт турбулентної в'язкості та експериментальні константи. На відміну від таких підходів професор кафедри теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури А.Я. Ткачук розробив підхід до розв'язання турбулентних примежових шарів за методом особливостей [8]. Поверхні розриву тангенціальної складової швидкості розглядаються як вихрова пелена, вихори якої періодично відриваються і силами Магнуса переміщуються вглиб потоку(ів). Продовженням цього підходу є опис течій з турбулентною макроструктурою, серед яких струминні течії. Напівобмежені струмини, які насталяються на поверхні різної кривини, складаються з пристінного та струминного примежових шарів. Останній [9] може бути поданий як ланцюг клубів - великомасштабних вихорів - що практично торкаються один одного і котяться вільною межею. Пристінний шар виконує для них роль змашування. Таким способом авторами отримано профілі швидкості та температури, темп затування та розширення струмини тощо. Проте інтенсивність турбулентності не розглядалася.

Формулювання цілей і завдання статті. Метою даної роботи є розробка підходу до визначення інтенсивності турбулентності напівобмежених струмин, що насталяються на опуклі поверхні.

Спрощена схема струмини. Спрощена схема струмини передбачає (рис. 1) ланцюг клубів, умовно збільшених до торкання. Поверхня настилання w є циліндром радіусом R . Виділимо клуб 1 радіусом r з центром у розрахунковому перерізі, нормальному до поверхні настилання. Уведемо систему декартових координат. Вісь y спрямуємо вздовж розрахункового перерізу в напрямку від поверхні настилання назовні, а вісь x – за дотичною до поверхні в напрямку руху струмини. Характерні ординати в перерізі: y_d – межі A_1 примежових шарів d ; y_c – центра O_1 клубу 1 (або лінії g – геометричного місця центрів клубів під час їхнього руху); y_b – точки B_1 – вільної межі струмини b . Лінія максимальної швидкості m не збігається з лінією розділу примежових шарів d .

Проводимо з центра O поверхні настилання дотичну OB до клубу 1. Точка B має довільну поточну ординату y . Проекцію цієї точки на вісь y позначимо A . Перетин з межею клубу 1 лінії AB , перпендикулярної до осі y , позначимо C . Якщо в межах клубу 1 для спрощення знехтувати кривиною струмини та її

розширенням, то середня швидкість може бути знайдена усередненням локальної швидкості за відрізком AB . Аналогічним чином може бути знайдено і квадрат пульсаційної швидкості u'^2 шляхом усереднення квадрата відхилення локальної швидкості за тим же відрізком AB .

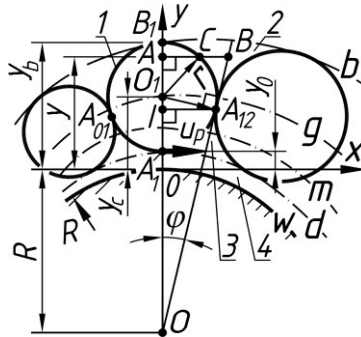


Рис 1. Схема опуклої напівобмеженої струмини:

- 1 – клуб; 2 – зовнішня частина міжклубного шару; 3 – внутрішня частина міжклубного шару;
- 4 – пристінний примежовий шар;
- лінії: b – вільна межа; g – геометричне місце центрів клубів; m – лінія максимальної швидкості;
- d – лінія розділу примежових шарів; w – поверхня настилання

Геометричний аналіз спрощеної схеми струмини. Зв'язок між характерними розмірами визначається рівністю довжини відрізків A_1O_1 та B_1O_1 : $|A_1O_1|=|B_1O_1|=r$. Тут і надалі знак модуля $|IJ|$ означатиме довжину відрізка IJ . Таким чином

$$y_c = (y_b + y_d) / 2; \quad (3)$$

$$r = (y_b - y_d) / 2. \quad (4)$$

Розглянемо прямокутний трикутник $O_1A_{12}O$ (точка A_{12} – точка торкання дотичної OB), у якому прямим є кут $O_1A_{12}O$, катет O_1A_{12} дорівнює радіусу клуба r , а гіпотенуза – сума радіуса поверхні R та ординати центра клуба O_1 . З урахуванням формул (3) і (4)

$$\sin(\varphi) = r / (R + y_c) = (y_b - y_d) / (2R + y_b - y_d). \quad (5)$$

Замінюємо синус на тангенс. Після елементарних перетворень за роівнянням (5)

$$\operatorname{tg}(\varphi) = \sqrt{\frac{1}{\sin^2(\varphi) - 1}} = \frac{1}{2} \frac{1}{\sqrt{\hat{R}(\hat{R} + 1)}}, \quad (6)$$

де \hat{R} – параметр радіуса поверхні настилання для розрахунку струминного примежового шару опуклої напівобмеженої струмини

$$\hat{R} = (R + y_d) / (y_b - y_d). \quad (7)$$

Довжина відрізка AB знаходиться з прямокутного трикутника OAB з прямим кутом OAB , відомим катетом $|OA| = R + y$ та кутом AOB , рівним φ . Після елементарних перетворень з урахуванням залежностей (6) та (7):

$$|AB| = (R + y) \operatorname{tg}(\varphi) = (y_b - y_d) (\hat{R} + \tilde{y}) / \sqrt{(2\hat{R} + 1)^2 - 1}, \quad (8)$$

де \tilde{y} – відносна ордината в межах струминного примежового шару:

$$\tilde{y} = (y - y_d) / (y_b - y_d). \quad (9)$$

Довжина відрізка AC визначається з прямокутного трикутника O_1AC , у якому прямим є кут O_1AC , гіпотенуза O_1C дорівнює радіусу клуба r , а катет AO_1 дорівнює $|AO_1| = |y - y_c|$. Знак модуля правої частини робить це рівняння незалежним від того, чи точка A на рис. 1 розташована вище центра клуба O_1 , нижче точки O_1 або збігається з точкою O_1 . За теоремою Піфагора після перетворень з урахуванням залежностей (3), (4) та (9)

$$|AC| = \sqrt{r^2 - (y - y_c)^2} = (1/2)(y_b - y_d) \sqrt{1 - (2\tilde{y} - 1)^2}, \quad (10)$$

Довжина відрізка BC дорівнює різниці довжини відрізків AB та AC . За рівняннями (8) та (10)

$$|BC| = |AB| - |AC| = (y_b - y_d) \left(\frac{\hat{R} + \tilde{y}}{\sqrt{(2\hat{R} + 1)^2 - 1}} - \frac{1}{2} \sqrt{1 - (2\tilde{y} - 1)^2} \right). \quad (11)$$

За рівняннями (8), (10) та (11) частки довжини відрізків AC (параметр $\hat{\Xi}$) та BC у довжині відрізка AB :

$$\hat{\Xi} = \frac{|AC|}{|AB|} = \frac{\sqrt{(2\hat{R} + 1)^2 - 1}}{2(\hat{R} + \tilde{y})} \sqrt{1 - (2\tilde{y} - 1)^2}, \quad (12)$$

$$\frac{|BC|}{|AB|} = 1 - \hat{\Xi} = 1 - \frac{\sqrt{(2\hat{R} + 1)^2 - 1}}{2(\hat{R} + \tilde{y})} \sqrt{1 - (2\tilde{y} - 1)^2}. \quad (13)$$

Плоску напівобмежену струмину можна розглядати як граничний випадок опуклої напівобмеженої струмини при $R \rightarrow \infty$. Тоді параметр (12)

$$\Xi = \lim_{R \rightarrow \infty} \hat{\Xi} = \lim_{R \rightarrow \infty} \frac{\sqrt{(2\hat{R}+1)^2 - 1}}{2(\hat{R} + \tilde{y})} \sqrt{1 - (2\tilde{y} - 1)^2} = \sqrt{1 - (2\tilde{y} - 1)^2}. \quad (14)$$

Для визначення ординати точки торкання A_{12} приймаємо точку I – проекцію точки A_{12} на вісь y . З прямокутного трикутника $A_{12}IO_1$ з прямим кутом $A_{12}IO_1$, гіпотенузою $A_{12}O_1$ завдовжки r та з кутом $O_1A_{12}I$, що дорівнює φ :

$$IO_1 = r \sin(\varphi). \quad (15)$$

Ордината точки торкання A_{12} відповідає ординаті I , що дорівнює різниці ординати y_c та довжини відрізка IO_1 . З урахуванням рівнянь (3), (4) та (15):

$$y_t = \frac{y_b + y_d}{2} - \frac{(y_b - y_d)^2}{2(2R + y_b + y_d)} = \frac{2y_b y_d + R(y_b + y_d)}{2R + y_b + y_d}. \quad (16)$$

Відносна ордината за рівняннями (7) та (16):

$$\hat{y}_t = \frac{y_t - y_d}{y_b - y_d} = \frac{R + y_d}{2R + y_b + y_d} = \frac{\hat{R}}{2\hat{R} + 1}. \quad (17)$$

Для плоскої напівобмеженої струмини при $R \rightarrow \infty$ за рівняннями (7) та (17).

$$\lim_{R \rightarrow \infty} \tilde{y}_t = \lim_{\hat{R} \rightarrow \infty} \hat{y}_t = \lim_{\hat{R} \rightarrow \infty} \left(\frac{\hat{R}}{2\hat{R} + 1} \right) = 1/2. \quad (18)$$

Кінематичний аналіз спрощеної схеми струмини. Проекція u_x на вісь x швидкості u потоку в клубі, який котиться зовнішньою межею струмини b , лінійно залежить від ординати y . Миттєвим центром обертання клуба ($u = u_x = 0$) є точка B_1 на вільній межі струмини b . Швидкість руху в точці A_1 на межі примезових шарів d позначимо u_p . Тоді з урахуванням формули (1) проекція швидкості потоку на вісь x у межах клуба $u_{x,\kappa}$ не залежить від абсциси x :

$$u_{x,\kappa} = u_p(1 - \tilde{y}). \quad (19)$$

У зовнішній частині міжклубного шару відбувається лише підтікання потоку до струмини в напрямку, практично перпендикулярному до осі x . Тому проекція швидкості потоку в межах цієї частини міжклубного шару $u_{x,i} \approx 0$. Внутрішня частина примежового шару 3 має складний характер руху. Тому приймаємо спрощену поліноміальну інтерполяційну формулу $u_p \approx P(\tilde{Y})$. Оскільки нуль можна вважати найбільш простим частинним випадком полінома, то приймаємо незалежно від ординати у:

$$u_m \approx u_p P(\tilde{y}) u_m. \quad (20)$$

Оскільки в межах відрізка AC та відріжку BC проекція швидкості практично незмінна, то усереднення швидкості або її відхилення (для узагальнення позначимо обидві величини для клуба і міжклубного шару, відповідно, v_k та v_m) виконується за формулою з урахуванням рівнянь (12) та (13):

$$\bar{v} = v_k (|AC|/|AB|) + v_m (|BC|/|AB|). \quad (21)$$

За формулами (12), (13), (19), (20) та (21) після елементарних перетворень середня проекція швидкості на вісь x

$$\bar{u}_x = u_p ((1 - \tilde{y} - P(\tilde{y}))\bar{\Xi} + P(\tilde{y})), \quad (22)$$

За формулами (4), (12), (13), (19), (20), (21) та (22) після перетворень середньоквадратичне відхилення проекції швидкості на вісь x .

$$u'_x = u_p |1 - \tilde{y} - P(\tilde{y})| \sqrt{\bar{\Xi}(1 - \bar{\Xi})} = (u_p / 2) |1 - \tilde{y} - P(\tilde{y})| \sqrt{1 - (2\bar{\Xi} - 1)^2}. \quad (23)$$

За формулами (2), (14), (18), (19), (20), (21) та (22) для плоскої напівобмеженої струмини

$$u' = u_p |1 - \tilde{y} - P(\tilde{y})| \sqrt{\sqrt{1 - (2\tilde{y} - 1)^2} \left(1 - \sqrt{1 - (2\tilde{y} - 1)^2}\right)}. \quad (24)$$

Це – інша форма запису результату, аналогічно отриманого безпосередньо для плоских струмин:

$$u_x^I = \frac{1}{2} u_p |1 - \tilde{y} - P(\tilde{y})| \sqrt{1 - (1 - 4\sqrt{\tilde{y}(1 - \tilde{y})})^2}. \quad (25)$$

Відповідна стаття прийнята до публікації в збірнику доповідей наукової конференції “moNGeometrija 2016”, який буде доступний вільно англійською мовою на сайті <http://mongeometrija.com> у розділі “Konferencije” – “moNGeometrija 2016”.

Згідно з роботою [7], при використанні уточненої гіпотези І.А. Шепелева про можливість вилучення з розгляду пристінного шару ($y_d \approx 0$), приймаємо

$$P(\tilde{y}) = \begin{cases} 0 & \text{якщо } \tilde{y} \geq \tilde{y}_t, \\ 3/4 & \text{якщо } \tilde{y} < \tilde{y}_t. \end{cases} \quad (26)$$

Визначення максимальної швидкості в перерізі виконується пошуком максимуму рівняння профілю швидкості (22) з урахуванням формули (26). Похідна формули (22) після елементарних перетворень:

$$\begin{aligned} d\bar{u}_x/dy &= \left(\sqrt{\hat{R}(\hat{R}+1)} / \left(\sqrt{\tilde{y}(1-\tilde{y})} (\hat{R} + \tilde{y})^2 \right) \right) \times \\ &\times \left[2\tilde{y}^3 + (4\hat{R}-1)\tilde{y}^2 + ((2\hat{R}+1)P(\tilde{y}) - 5\hat{R}-1)\tilde{y} + (1-P(\tilde{y}))\hat{R} \right] = \\ &= \left(\sqrt{\hat{R}(\hat{R}+1)} / \left(\sqrt{\tilde{y}(1-\tilde{y})} (\hat{R} + \tilde{y})^2 \right) \right) \times \\ &\times \left[2\tilde{y}^3 + (4\hat{R}-1)\tilde{y}^2 - (5\hat{R}+1)\tilde{y} + \hat{R} + ((2\hat{R}+1)\tilde{y} - \hat{R})P(\tilde{y}) \right]. \end{aligned} \quad (27)$$

Похідна (27) у межах $0 < \tilde{y} < 1$ при $\hat{R} > 0$ завжди існує та може обернутися в нуль лише в коренях множника у квадратних дужках. Якщо прийняти $P(\tilde{y}) = 0$, то жодного кореню у межах $\tilde{y}_t < \tilde{y} < 1$ немає. У випадку $0 < \tilde{y} < \tilde{y}_t$ при $P(\tilde{y}) = 3/4$ за тригонометричною формулою Вієта знаходиться лише один корінь

$$\tilde{y}_m = \left(1 - 4\hat{R} - \cos \left(\frac{\arccos \left(\frac{13 - ((256\hat{R} + 312)\hat{R} + 12)\hat{R}}{\sqrt{2((2\hat{R}+1)(16\hat{R}+5))^3}} \right) + \pi}{3} \right) \sqrt{(4\hat{R}+2)(16\hat{R}+5)} \right) / 6.$$

Отримане значення \tilde{y}_m підставляється до профілю швидкості (22). Таким чином визначається максимальна швидкість u_m . Це дозволяє розрахувати інтенсивність турбулентності за формулою (1).

Результати моделювання. Результати розрахунків (рис. 2) показали, що при $\hat{R} \geq 2,4978$ максимальна інтенсивність турбулентності практично постійна (змінюється в межах 2,19 %) і становить 0,1239...0,1266. Це значення менше за експериментальні дані на 0,013...0,066. Ця різниця відповідає впливу середньота дрібномасштабних вихорів. Саме на цьому рівні реалізується зменшення інтенсивності турбулентності опуклих струмин [8].

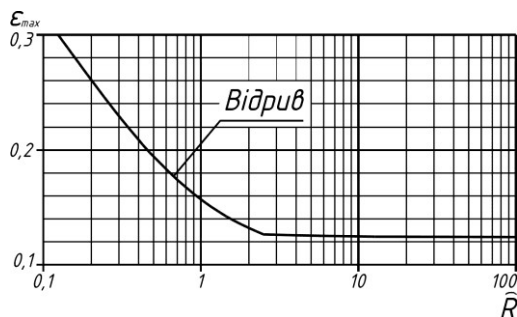


Рис. 2. Залежність максимальної інтенсивності турбулентності ε_{max} від відносного радіуса \hat{R} .

При зменшенні \hat{R} рис 2 показує швидке зростання інтенсивності турбулентності, що свідчить про передвідривний стан (швидке розширення) та відрив струмини. Це було аналітично передбачено в роботі [8]. Тобто запропонований підхід дозволяє без залучення дослідних даних оцінити вплив макроструктури струмин на максимальну інтенсивність турбулентності.

Висновки. Геометричний та кінематичний аналіз великомасштабної вихрової структури турбулентних напівобмежених струмин дозволяє оцінити вплив цієї структури на максимальну інтенсивність турбулентності без використання дослідних коефіцієнтів і умовних фізичних величин. Також цей аналіз дозволяє оцінити умови відриву струмини від поверхні настилення.

Перспективи подальших досліджень. Планується проаналізувати макроструктуру гнутих напівобмежених струмин для отримання інтенсивності турбулентності. Також буде виконано аналіз без використання гіпотези І.А. Шепелева, що вимагає більш складної форми багаточлена P , для чого підготовлена комп'ютерна програма в системі комп'ютерної алгебри SciLab.

Література

1. **Абрамович** Г. Н. Теория турбулентных струй / Г.Н. Абрамович. – М. : ЭКОЛИТ, 2011. – 720 с.
2. **Bradshaw** P. Turbulent Wall Jets with and without an External Stream. Reports and Memoranda No. 3252*, June, 1960 / Bradshaw, P., Gee M.T. – London.: Her Majesty's Stationary Office, 1962. - 50 p.
3. **Perera** K. R. L. Curved Wall Boundary Layer Flow. Thesis [Electronic resource]/ K. R. L. Perera. Thesis Advisor T. Houlihan. Gee M.T. – USA.: Naval Postgraduate School, 1971. - 56 p. [Access mode: <http://calhoun.nps.edu/bitstream/handle/10945/15642/curvedwallbounda00pere.pdf?sequence=1>]

4. **Tang Z.** Reynolds Stress Measurements in a Plane Turbulent Wall Jet on a Smooth Surface / Z. Tang, D. J. Bergstrom, J. D. Bugg, D. Sumner [Electronic resource] // International Symposium on Turbulence and Shear Flow Phenomena (TSFP-9) June 30 – July 3, 2015, Melburn, Australia. – P-47.[Access mode: <http://www.tsfp-conference.org/proceedings/2015/p1/P-47.pdf>]

5. **Eriksson J.** Experimental studies of the plane turbulent wall jet. Technical reports from Royal Institute of Technology Department of Mechanics FaxenLaboratoriet SE-100 44. Stockholm, Sweeden / J. Eriksson. – Stockholm., 2003. - 42 pp.

6. **Juodis E. S.** Vedinimo aerodinamika. Vadovelis. / E. S. Juodis, V. Motuziene. – Vilnius.: Technika, 2014. – 296 p.

7. **Алямовский А.А.** SolidWorks 2007/2008. Компьютерное моделирование в инженерной практике / А.А. Алямовский, А.А. Собачкин, Е.В. Одинцов, А.И. Харитонович, Н.Б. Пономарёв. – Спб.: БХВ-Петербург, 2008. – 1040 с

8. **Довгалиук В.Б.** Аеродинаміка вентиляції: Навчальний посібник. – К.: ІВНВКП «Укреліотех», 2015. - 366 с.

9. **Mileikovskiy V.** The Geomtrical Analysis of Structure of the Semibounded Currents / V. Mileikovskiy // Buletinul Institutului Politehnic din Iași, Secțiunea Construcții de Mașini, Tomul LVII(LXI), Fasc. 3, 2011 – Iași, 2011 – P. 203 – 210.

10. **Довгалиук В.Б.** Геометричний аналіз структури струмин, що насталяються на поверхні різної кривини / В.Б. Довгалиук, В.О. Мілейковський // Міжвідомчий науково-технічний збірник «Прикладна геометрія та інженерна графіка». – К.: КНУБА, 2012. – Вип. 89. – С. 156–165.

Геометрический и кинематический анализ интенсивности турбулентности выпуклых полуограниченных струй Е.Н. Гумен, В.Б. Довгалиук, В.А. Милейковский

На основании геометрического и кинематического анализа определена интенсивность турбулентности полуограниченных струй, насталяющихся на выпуклые поверхности благодаря эффекту Коанда. Полученная максимальная интенсивность турбулентности в сечении соответствует известным экспериментальным данным. Выявлено, что известный феномен эффекта Коанда – сниженная интенсивность турбулентности – определяется среднemasштабными и мелкомасштабными вихрями.

Geometric and Kinematic Analysis of the Turbulence Intensity of Convex Wall Jets

O.Gumen, V. Dovhaliuk, V. Mileikovskiy

The turbulence intensity in wall jets, laid on a convex surface due to the Coanda effect, is determined on the basis of the geometric and kinematic analysis. The obtained maximum turbulence intensity in a section corresponds to the known experimental data. It was revealed that the known Coanda effect phenomenon – reduced turbulence intensity – is caused by medium-scale and small-scale vortices.

Надійшла до редакції 24.05.2016 р.

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

УДК 697.34:536.24

Вплив модифікації теплоносія триетаноламіновими ефірами жирних кислот на теплообмін

Е.С. Малкін¹, К.О. Габа²

¹докт. тех. наук, професор. Київський національний університет будівництва і архітектури

²асистент. Київський національний університет будівництва і архітектури, chibra@bigmir.net

Проведено експериментальні та аналітичні дослідження теплофізичних властивостей водного розчину триетаноламінових ефірів жирних кислот. Визначено вплив зміни теплофізичних властивостей на теплообмін. Встановлено зростання кінематичної в'язкості, зменшення питомої теплоємності та коефіцієнту теплопровідності у порівнянні з водою. У нижній частині робочого діапазону температур систем теплопостачання встановлено незначне зменшення коефіцієнту тепловіддачі.

Ключові слова: поверхнево-активні речовини, теплообмін, методи дослідження теплофізичних властивостей рідин.

Постановка проблеми. Зміна структури турбулентних потоків, гідрофобізація поверхонь, їх очищення від відкладень, зміна дисперсної і хвильової структури потоків і плівкових течій - ці та інші ефекти, зумовлені доданками поверхнево-активних речовин (ПАР) впливають на процеси тепло масообміну [1]. Основна увага у літературі приділена процесам кипіння і конденсації, широко поширеним в теплоенергетичних установках різного призначення. Впливу на теплообмін в умовах роботи централізованих систем теплопостачання з водогрійними котлами приділена недостатня увага.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Інтенсивність теплообміну між рідиною та поверхнею труби характеризує коефіцієнт тепловіддачі [2]. За своїм фізичним характером конвективний теплообмін є складним процесом і залежить від багатьох факторів, які визначають процес тепловіддачі. У загальному випадку коефіцієнт тепловіддачі є функцією фізичних параметрів рідини, характеру течії, швидкості руху, форми, геометричних розмірів тіла та ін.

$$\alpha = f(w, \lambda, \mu, \rho, c, X, t_p, t_{cm}, \Delta t, \Phi, l_1, l_2, l_3) \quad (1)$$

Формулювання цілей і завдання статті. Метою даної роботи є експериментальне визначення теплофізичних властивостей модифікованого теплоносія систем теплопостачання - водних розчинів триетаноламінових ефірів жирних кислот та аналіз впливу на коефіцієнт тепловіддачі.

Основна частина. Для встановлення впливу модифікування теплоносія на зміну теплофізичних властивостей проведено чисельне та експериментальне дослідження густини ρ , коефіцієнту кінематичної в'язкості ν , теплоємності c_p та коефіцієнту теплопровідності λ водних розчинів триетаноламінових ефірів жирних кислот концентрацій 5-20 мг/л. Методи експериментального дослідження представлені у таблиці 1.

Таблиця 1

Методи експериментального дослідження

Параметр	Методи дослідження	Розрахункова формула
Густина, г/см ³	Пікнометричний метод	$\rho_p = \frac{m_2 - m_1}{m_1 - m} \rho_e$ (2)
Кінематична в'язкість, мм/с ²	Метод капілярної віскозиметрії	$\nu = \frac{g}{9,807} K\tau$ (3)
Теплоємність, кДж/(кг °С)	Калориметричний метод	$C = \frac{Q}{G(t_2 - t_1)}$ (4)
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м К)	Метод коаксіальних циліндрів	$\lambda = \frac{Q \ln(d_2 / d_1)}{2\pi l (\bar{t}_1 - \bar{t}_2)}$ (5)

де m – маса пікнометра, г; m_1 – маса пікнометра з водою, г; m_2 – маса пікнометра з досліджуваною рідиною, г; g – прискорення вільного падіння м²/с; K – стала віскозиметра; τ – час стікання, с; Q – тепловий потік, Вт; G – об'ємна витрата, м³/с; t_1, t_2 – температура рідини на вході та на виході з калориметру, °С; \bar{t}_1, \bar{t}_2 – середні температури на поверхнях циліндрів, °С; d_1, d_2 – внутрішній та зовнішній діаметр циліндру, м; l – довжина циліндру, м.

Для отримання температурної залежності теплофізичних властивостей у межах 60-90 °С використовувався рідинний термостат СЖМС-19/2,5 – ІІ. Для контролю температури середовища використовувався рідинні ртутні термометри ТЛ-4 з ціною поділки 0,1 °С. Зважування проводилось на аналітичних вагах ВЛА-200.

Аналітичні дослідження виконано: кінематичної в'язкості методом Соудерса та рівнянням Тамура і Курата для бінарних систем, теплоємності -

методом групових складових Міссенара та правилом адитивності; коефіцієнту теплопровідності – за правилом Філліпова [3, 4].

За результатами аналітичних та експериментальних досліджень густини, питомої теплоємності та коефіцієнту теплопровідності отримано значення критерія Прандтля $Pr = \nu / a$ ($a = \lambda / (c_p \rho)$) розчинів модифікатора концентраціями 5-20 мг/л у робочому діапазоні температур систем теплопостачання 70-90 °С (рис.1).

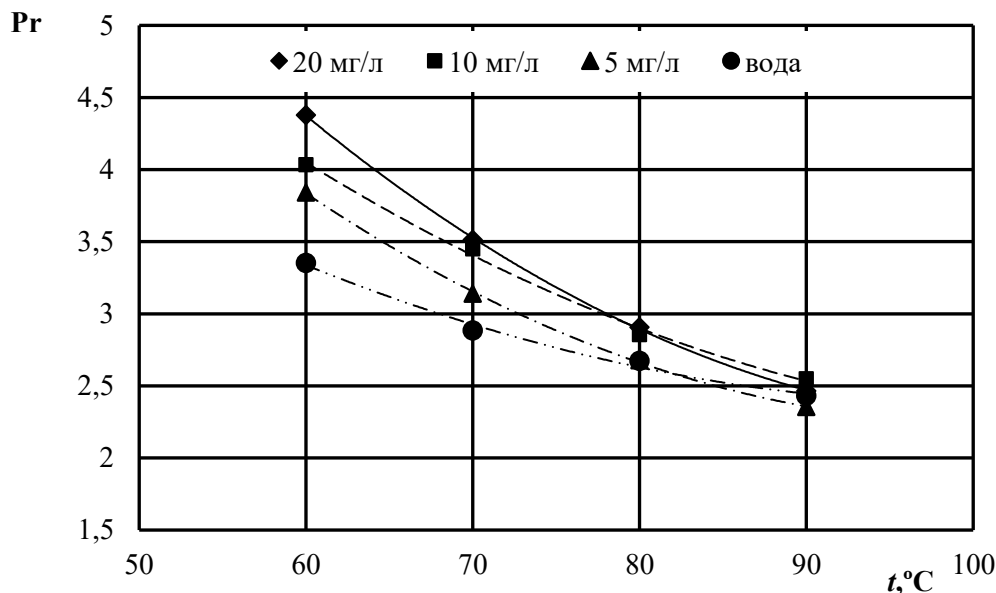


Рис. 1. Критерій Pr модифікованого теплоносія:
суцільна лінія – 20 мг/л, пунктир – 10 мг/л, штрихпунктир – 5 мг/л, подвійний штрих – пунктир – вода

Числа Pr та Re дозволяють розрахувати Nu та α . Розрахунок проведено за формулою Міхеєва, яка має задовільні результати для теплообміну у кільцевому каналі

$$Nu = 0,21 Re^{0,8} Pr^{0,43} (Pr_f / Pr_w)^{0,25} \quad (6)$$

Коефіцієнт тепловіддачі α розраховується за формулою

$$\alpha = Nu \lambda / d \quad (7)$$

Результати розрахунку за формулою (7) наведені на рис. 2.

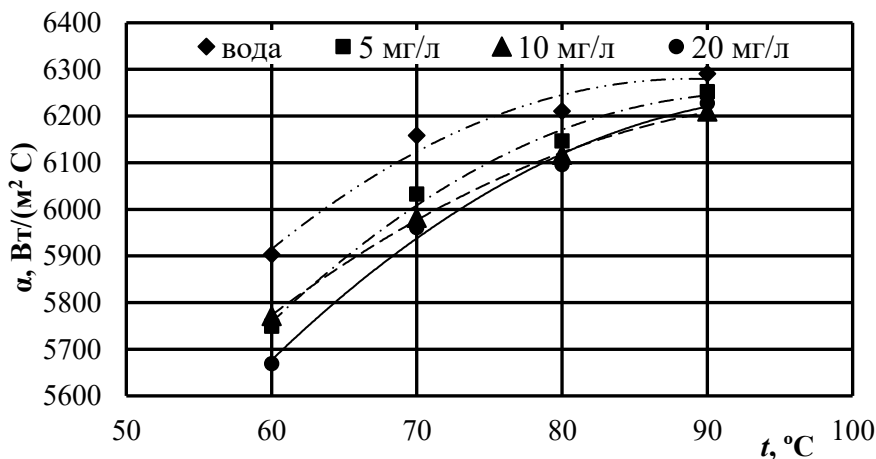


Рис. 2. Коефіцієнт тепловіддачі модифікованого теплоносія
суцільна лінія – 20 мг/л, пунктир – 10 мг/л, штрихпунктир – 5 мг/л,
подвійний штрих-пунктир - вода

За результатами досліджень встановлено, що залежність $Nu=f(c)$ для концентрацій модифікатора 5-10 мг/л носить лінійний характер. При модифікуванні теплоносія у вказаному діапазоні концентрацій критерій Nu приблизно рівний Nu теплоносію – воді.

Коефіцієнт тепловіддачі від теплоносія до стінки α при температурі 70 °С лежить у межах 5668 для $c = 20$ мг/л до 5749 для концентрації $c = 5$ мг/л, тоді як для води при цій же температурі 5900. З підвищенням температури різниця між коефіцієнтами тепловіддачі для води и модифікованого теплоносія зменшується до: для $c = 20$ мг/л 6209-6290.

Висновок. Модифікування води триетаноламіновими ефірами жирних кислот у робочому діапазоні температур централізованих систем теплопостачання слабо впливає на теплообмін від рідини до стінки труби. Переважаючим є інтенсифікування теплопередачі за рахунок очищення поверхонь від накипних відкладень.

Література

1. Филлипов Г.А., Салтанов Г.А. Гидродинамика и тепломассообмен в присутствии ПАВ / Г.А. Филлипов, Г.А. Салтанов. – М.: Энергоатомиздат, 1988. –184 с.
2. Нащокин В. В. Техническая термодинамика и теплопередача / В. В. Нащокин. – Москва: Высшая школа, 1975. – 497 с.
3. Шпильрайн Э. Э. Основы теории теплофизических свойств веществ / Э. Э. Шпильрайн, П. М. Кессельман. – Москва: Энергия, 1977. – 248 с.
4. Рид Р. Свойства газов и жидкостей / Р. Рид, Т. Шервуд. – Ленинград: Химия, 1971. – 704 с.

Влияние модификации теплоносителя триэтаноламиновыми эфирами жирных кислот на теплообмен

Э.С. Малкин, К.А. Габа

Проведены экспериментальные и аналитические исследования теплофизических свойств водных растворов триэтаноламинных эфиров жирных кислот. Определено влияние изменения теплофизических свойств на теплообмен. Установлено повышение кинематической вязкости, уменьшение удельной теплоемкости и коэффициента теплопроводности относительно воды. В нижней части рабочего диапазона температур систем теплоснабжения установлено уменьшение коэффициента теплоотдачи.

Heat exchange influence of modified coolant triethanolamine fatty acid esters

E.Malkin, K. Gaba

Experimental and analytical studies telpofizicheskikh properties of aqueous solutions of triethanolamine fatty acid esters. The effect of changes in the thermal properties of the heat. Increase of the kinematic viscosity, specific reduction telpoemkosti and thermal conductivity with respect to water. At the bottom of the working temperature range of heating systems installed reduction in heat transfer coefficient.

Надійшла до редакції 23.05.2016 р.

УДК 536.246:66.045.12:621.03.67

Моделирование и оптимизация параметров теплообменников методами неравновесной термодинамики

А.А. Редько¹, Н.В. Куликова², Н.Г. Ланцберг³, А.Ф. Редько⁴

¹докт. техн. наук, профессор; ²канд. техн. наук, ассистент; ³канд. техн. наук, доцент;

⁴докт. техн. наук, профессор

Харьковский национальный университет строительства и архитектуры, andrey.ua-mail@mail.ru

В работе приведены результаты численного моделирования и оптимизации конструктивных и режимных характеристик теплообменных аппаратов – теплоутилизаторов типа «жидкость-газ». В качестве одного из критериев принималось минимальное производство энтропии. Показано влияние расходов теплоносителей и изменение тепловой нагрузки на термодинамическую эффективность теплоутилизатора. Определены оптимальные закономерности изменения температур теплоносителей в противоточном теплообменном аппарате при различных эксплуатационных режимах и конструктивных параметрах. Проанализированы прикладные решения оптимизации теплоутилизаторов методами неравновесной термодинамики.

Ключевые слова: теплообменный аппарат, теплоутилизатор, тепловые трубы, термодинамическая эффективность, необратимые потери, производство энтропии.

Анализ состояния проблемы. Теплообменные аппараты-теплоутилизаторы широко применяются в системах использования теплоты уходящих газов топливоиспользующих агрегатов. При низких температурах уходящих газов эффективно использование теплоутилизаторов на тепловых трубах [1-3]. Выполнение теплоутилизаторов двухмодульными (каскадными) с тепловыми трубами, заполненными различными низкотемпературными жидкостями, обеспечивает глубокое охлаждение уходящих газов и использование теплоты конденсации водяного пара [4,20].

Высокая эффективность системы использования теплоты низкотемпературных уходящих газов обеспечивается высокой эффективностью теплоутилизаторов.

Одним из путей повышения эффективности теплообменных аппаратов является оптимальная организация процесса теплообмена, в котором необратимые потери энергии минимальны.

При обратимом процессе теплообмена разность температур и потоки теплоты между теплоносителями и, следовательно, интенсивность процессов небольшие при бесконечно большой площади теплообменной поверхности, продолжительность обратимых процессов стремится к бесконечности. В этих процессах энтропия системы не возрастает.

В реальных процессах интенсивность теплообмена высокая при конечной площади теплообменной поверхности. Процесс необратимого теплообмена проходит при конечной высокой разности температур между теплоносителями и фиксированной продолжительности теплового контакта, что приводит к существенному росту необратимых потерь, росту энтропии системы и снижению термодинамической эффективности теплоутилизатора.

Поэтому ведётся поиск оптимальной организации процесса теплообмена, при котором обеспечивается минимальное производство энтропии [5,9].

Предельные характеристики тепловых машин с учётом ограничения на продолжительность процесса были оценены в [6-8].

В теплообменниках основной вклад в эксергетические потери (производство энтропии) вносит теплообмен между греющим теплоносителем и поверхностью, потери из-за гидравлического сопротивления (вязкого трения) теплоносителей существенно ниже.

Структура метода расчёта производства энтропии такова, что при наложении нескольких необратимых процессов они разделяются как по физической природе (тепло- и массоперенос, теплообмен и вязкое трение жидкости и др.), так и по областям локализации (локальная и интегральная).

Оптимальное распределение температур теплоносителя, при котором производство энтропии минимально или минимальна площадь теплообменной поверхности при условии постоянства количества передаваемой теплоты и фиксированном производстве энтропии в теплообменнике рассмотрены в [14-17].

В работах [12-18] приводятся решения задач оценки предельных возможностей термодинамических систем с учётом ограничения на продолжительность процесса теплообмена и введения требования ненулевой интенсивности теплопереноса или требования максимума температуры холодного потока на выходе теплообменника. Эти требования характерны для необратимых реальных процессов в теплообменных аппаратах. Показатель термодинамической эффективности позволяет учитывать влияние тепловой мощности теплообменника, интенсивности теплообмена, теплоёмкости и расходов теплоносителей и других факторов.

В работе [14,15] сформулированы условия термодинамического совершенства теплообменников в зависимости между минимальной диссипацией энергии и интенсивностью теплообмена.

В работах [11-18] приводятся результаты исследований необратимых процессов в теплообменниках методами неравновесной термодинамики, термодинамики при конечном времени. Эффективность теплообменников оценивается по изменению энтропии системы.

Оптимизация была выполнена с учётом изменения энтропии системы:

$$\Delta S = \int_0^F q(T_2, T_x) \left(\frac{1}{T_x} - \frac{1}{T_2} \right) df \rightarrow \min \quad (1)$$

при условии

$$\int_0^F q(T_z, T_x) df = W_x(T_x(0) - T_x(F)) = \bar{q} \quad (2)$$

$$\frac{dT_z}{df} = -\frac{1}{W_z} \cdot q(T_z, T_x); \quad T_z(0) = T_z^0 \quad (3)$$

В [14,15,17,18] приведено решение для линейного закона теплопередачи для любого сечения f отношение температур теплоносителей постоянное и равняется:

$$\frac{T_x(f)}{T_z(f)} = 1 - \frac{W_z}{k \cdot F} \cdot \ln \frac{T_z(0)}{T_z(F)} = m \quad (4)$$

Однако, полученные решения недостаточно широко используются в инженерных методиках проектирования теплообменных аппаратов.

Методика исследования. Моделирование и оптимизация конструктивных и режимных параметров теплоутилизатора на тепловых трубах выполнялись с использованием термодинамической модели [4].

Производство энтропии в системы было использовано как критерий оптимизации.

Степени термодинамической эффективности аппарата оценивается с помощью показателя термодинамического совершенства теплообменника:

$$\eta = \Delta S^* / \Delta S, \quad (5)$$

где ΔS^* - минимальное производство энтропии при необратимом теплообмене; ΔS – производство энтропии в реальных условиях.

Термодинамический баланс устанавливает связь между потоками вещества, энергии и энтропии в системе (возникновение их в системе и скорость изменения их количества). Термодинамический баланс определяется уравнениями: энергетический баланс, материальный баланс и энтропийный баланс.

Для изолированной системы (теплообменник) состоящий из двух подсистем с температурами T_1 и T_2 производство энтропии определяется скоростью ее изменения:

$$\frac{dS}{d\tau} = \sum_i \frac{q_i}{T_i} + \sigma, \quad (6)$$

где q_i , T_i , σ – соответственно плотность потока q_i теплоты с температурой T_i , производство энтропии.

Тепловая схема теплоутилизатора на ТТ показана на рис. 1

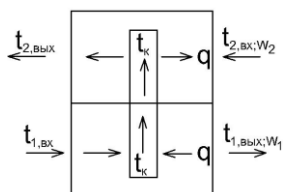


Рис. 1 Схема теплообмена в теплоутилизаторе на тепловых трубах

Уравнения баланса энергии и энтропии для стационарных условий имеют вид:

$$W_1(t_{1,вх} - t_{1,вых}) + W_2(t_{2,вх} - t_{2,вых}) = 0, \quad (7)$$

$$m_1(S_{1,вх} - S_{1,вых}) + m_2(S_{2,вх} - S_{2,вых}) + \frac{q_u}{t_u} + \frac{q_k}{t_k} = \Delta S, \quad (8)$$

где W_i , m_i , t_i , S_i , q_u , q_k , t_u , t_k – соответственно водяной эквивалент i -го потока, температура i -го потока на входе и выходе из теплоутилизатора, S_i – энтропия i -го потока на входе и выходе из теплоутилизатора, теплота парообразования и конденсации теплоносителя внутри термосифона, температура кипения и конденсации теплоносителя.

Принимаем, что $q_u = q_k$ и $t_u = t_k$, тогда:

$$\frac{q_u}{t_u} + \frac{q_k}{t_k} = 0. \quad (9)$$

Принимаем, что тепловая нагрузка теплоутилизатора q задана и равна:

$$q = W_1(t_{1,вх} - t_{1,вых}). \quad (10)$$

Из уравнения (10) определяем:

$$m_1 = \frac{q}{C_1(t_{1,ex} - t_{1,ввх})}; \quad m_2 = \frac{q}{C_2(t_{2,ex} - t_{2,ввх})}. \quad (11)$$

Подставляя зависимости (11) и (12) с учётом изменения энтропии в теплоносителях в уравнение баланса энтропии получаем:

$$\frac{\ln\left(\frac{T_{2,ex}}{T_{2,ввх}}\right)}{T_{1,ex} - T_{2,ввх}} - \frac{\ln\left(\frac{T_{1,ex}}{T_{1,ввх}}\right)}{T_{1,ex} - T_{2,ввх}} - \frac{\Delta S}{q} = 0. \quad (12)$$

Введем обозначение

$$\theta_i = \frac{T_{i,ex} - T_{i,ввх}}{\ln\left(\frac{T_{i,ex}}{T_{i,ввх}}\right)}, \quad (13)$$

где θ_i – эффективная температура i -го потока.

Уравнение (14) может быть записано в виде [14]:

$$\frac{1}{\theta_2} - \frac{1}{\theta_1} - \frac{\sigma}{q} = 0, \quad (14)$$

Из уравнения (14) следует, что уменьшение необратимости и уменьшение производства энтропии в процессе теплопередачи приводит к тому, что эффективная температура нагреваемого потока возрастает, т.к. при заданной тепловой нагрузке q и температуре $t_{1,ex}$ величина эффективной температуры θ_1 фиксируется.

Таким образом, действительно производство энтропии определялось по уравнению:

$$\Delta S_{действ} = W_1 \cdot \ln\left(\frac{T_{1,ввх}}{T_{1,ex}}\right) + W_2 \cdot \ln\left(\frac{T_{2,ввх}}{T_{2,ex}}\right). \quad (15)$$

Минимальное производство энтропии определяли как:

$$\Delta S_{\min} = k \cdot F \cdot (1 - m)^2 \cdot m^{-1}, \quad (16)$$

где $m = W_1/W_2$ определяли из решения уравнения

$$m = 1 - Q \cdot m \cdot [k \cdot F \cdot (m \cdot T_{1ex} - T_{2ex})]^{-1} \cdot \ln \frac{T_{1ex}}{T_{2ex}} \quad (17)$$

Основные результаты и их анализ. В работе приводятся результаты численного исследования теплотехнических характеристик теплоутилизатора котельного агрегата. Теплоутилизатор выполнен на тепловых трубах, заполненных аммиачной водой. Температура уходящих газов котельного агрегата составляет 130 °С (403 К), при этом температура изменяется от 90 °С (363 К) до 150 °С (423 К). Расходная теплоёмкость уходящих газов изменяется от 2,0 до 4,1 кВт/К. В теплоутилизаторе нагревается вода от 10 °С (283К) до 60 °С (333 К).

В результате моделирования и оптимизации были определены конструктивные параметры: тепловая мощность теплоутилизатора; площадь теплообменной поверхности; аэродинамическое сопротивление.

Ниже приводятся результаты влияния конструктивных и режимных параметров.

В таблице показано изменение энтропии системы в зависимости от интенсивности теплообмена (коэффициента теплопередачи) и площади поверхности.

Таблица

Результаты расчета диссипативных потерь энергии в теплоутилизаторе

W_1/W_2	$t_2, ^\circ\text{C}$	$\Delta S_g^*, \text{кВт/К}$	$Q, \text{кВт}$	$Q_D, \text{кВт}$	$Q_D/Q, \%$
2,0/3,9	130	0,0758/0,0665	199,2/229	21,8/19,2	11,1/8,4
3,2/3,9	130	0,0955/0,0898	247/310	27,5/25,8	11,1/8,3
3,5/3,9	130	0,1068/0,0960	254,6/322	30,7/27,6	12,0/8,6
4,3/3,9	130	0,1199/0,1149	269,8/347	34,5/33,1	12,8/9,5
3,2/3,9	150	0,2954/0,1136	288,2/361	85,1/32,7	29,5/11,1
3,2/3,9	110	0,0791/0,0572	205,9/258	22,7/16,4	11,0/6,3
3,2/3,9	90	0,0449/0,0572	164,7/258	12,9/16,4	7,8/6,3

где * – в числителе значения изменения энтропии в теплоутилизаторе при $k \cdot F=5$, в знаменателе – при $k \cdot F=10$; Q – тепловая мощность; Q_D – диссипативные потери энергии; Q_D/Q – отношение значений диссипативных потерь к тепловой мощности теплоутилизатора.

При изменении ($k \cdot F$) от 5 до 10 наблюдается меньший прирост энтропии и снижение тепловых потерь, но при этом коэффициент термодинамического совершенства теплоутилизатора понижается. Поэтому, при проектировании

необходимо принимать компромиссное решение, между термодинамической эффективностью и стоимостью теплообменной поверхностью теплоутилизатора.

Изменение интенсивности теплообмена относительно оптимального значения ($k \cdot F^{opt} = 6-8$) приводит к снижению необратимых потерь при $k \cdot F = 10$, и увеличению при $k \cdot F = 5$.

На рис. 2 показано влияние температуры уходящих газов.

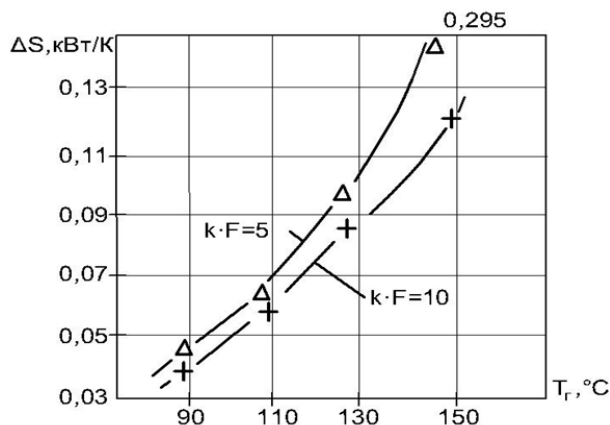


Рис. 2. Зависимость изменения энтропии от температуры газа при $W_1/W_2 = 3,2/3,9$:

▲ – $k \cdot F = 5$; + – $k \cdot F = 10$

При снижении температуры газа ниже номинальной (130°C) до 90°C диссипативные потери снижаются.

При повышении температуры газа до 150°C диссипативные потери растут. Так, изменение температуры газа выше номинальной ($t'_g = 130^\circ\text{C}$) на $\Delta t = 20 \text{ K}$ приводит к увеличению диссипативных потерь (при заданной интенсивности теплообмена $k \cdot F = \text{const}$) на 30 %.

Изменение тепловой нагрузки аппарата путём изменения температуры греющего газа и его водяного эквивалента (расхода) вызывает различные необратимые тепловые потери.

При снижении тепловой нагрузки ($T_g \leq 90^\circ\text{C}$) диссипативные потери снижаются до $\Delta S = 0,05 \text{ кВт/К}$, но при этом снижается и тепловая мощность аппарата до $164,7 \text{ кВт}$ (рис. 3).

Оптимальное значение тепловых потерь можно обеспечить путём изменения соотношения W_1/W_2 так, при понижении температуры греющего теплоносителя до $T_g \leq 90^\circ\text{C}$ оптимальное соотношение W_1/W_2 равно $m = 0,90$ (при начальном $m = 0,82$). При этом обеспечивается равномерное распределение температур теплоносителей.

Изменение W_1/W_2 от 0,50 до 1,10 при постоянных температурах греющего и нагреваемого теплоносителей приводит к росту необратимых потерь от 0,05 до 0,13 кВт/К (номинальное значение равно 0,09 кВт/К).

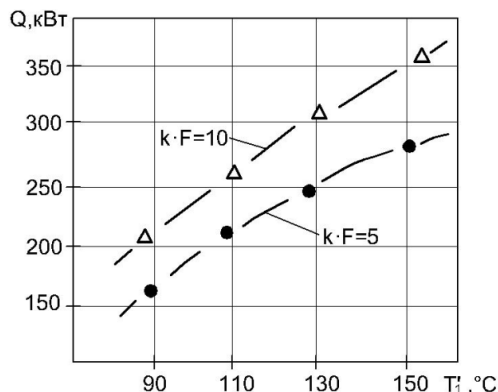


Рис. 3. Зависимость тепловой мощности теплоутилизатора от температуры газа при различной интенсивности теплообмена.

На рис. 4 показано влияние расходной теплоёмкости теплоносителей и их отношения на изменение энтропии системы.

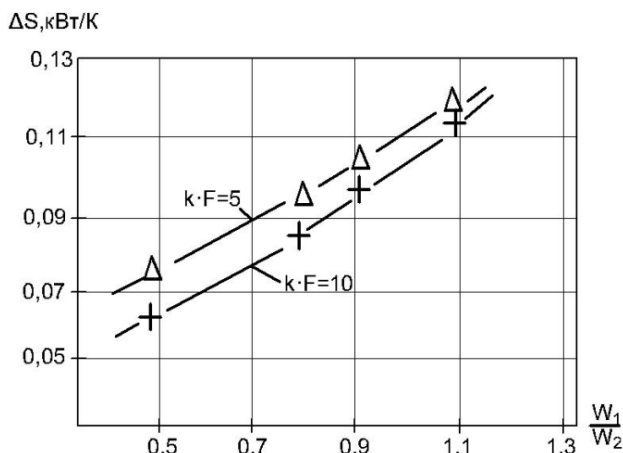


Рис. 4. Зависимость изменения энтропии от соотношения водяных эквивалентов ($t'_2 = 130 \text{ }^\circ\text{C}$)

Изменяя соотношение расходов теплоносителей W_1/W_2 можно обеспечить максимальную температуру нагреваемого теплоносителя (воды). Изменение тепловой мощности при этом показано на рис. 5.

При оптимальном режиме теплообмена изменение температур и расходов теплоносителей определяется их отношением:

$$T_6/T_2 = m^{opt} = \text{const.} \quad W_1/W_2 = m^{opt} = \text{const.} \quad (18)$$

При заданной тепловой мощности теплообменника Q соотношения T_6/T_2 или W_1/W_2 при оптимальном значении коэффициента теплопередачи ($k \cdot F$).

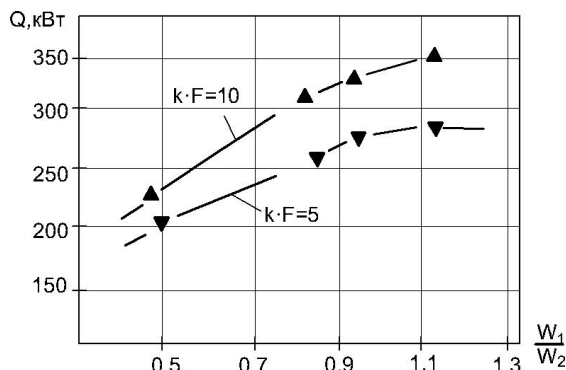


Рис. 5. Зависимость тепловой мощности теплоутилизатора от соотношения водяных эквивалентов при различной интенсивности теплообмена

Рассмотрим влияние расходных теплоёмкостей и температуры греющего газа на следующем примере.

Пример 1. Определить параметры оптимального нагрева воды – оптимальную расходную теплоёмкость W_1 , температуру T_c' газа и показатель m при фиксированных значениях: тепловая мощность теплоутилизатора $Q=300$ кВт, $W_g=6$ кВт/К; $t_{e'}=10^\circ\text{C}$; $t_{e''}=60^\circ\text{C}$. Температура газа на входе в теплоутилизатор изменялась в диапазоне $150 \div 110^\circ\text{C}$, расходная теплоёмкость газа – в диапазоне $3 \div 20$ кВт/К.

Результаты расчёта показаны на рис. 6.

Видно, что оптимальные значения параметров получены при минимальном производстве энтропии $\Delta S_\delta=0,15931$ кВт/К; и соответственно равны: $W_1=5$ кВт/К; $t_{ca1}=125,1^\circ\text{C}$; $t_{ca2}=65,1^\circ\text{C}$; $m=W_1/W_2=0,833$. Потери эксергии при этом минимальные и составляют $\Delta E=46,67$ кВт.

Пример 2. Определить оптимальные режимы охлаждения газа – расходную теплоёмкость W_2 и температуру воды на входе, если задано: тепловая мощность 300 кВт; $k \cdot F=5$ кВт/К; температура газа на входе 130°C , на выходе 60°C . Температура воды на входе изменялась от 1°C до 25°C , расходная теплоёмкость воды в диапазоне $4 - 42$ кВт/К.

Результаты расчёта представлены на рис 7.

Как видно, оптимальные значения параметров получены при минимальном производстве энтропии $\Delta S_\delta=0,1597$ кВт/К и соответственно равны: $W_2=5,1$ кВт/К; $t_{e1}=5,5^\circ\text{C}$; $t_{e2}=64^\circ\text{C}$; $t_{e1}=130^\circ\text{C}$; $t_{e2}=60^\circ\text{C}$; $W_1=4,3$ кВт/К; $m=W_1/W_2=0,836$.

Далее, изменение величины ω характеризует эффективность процесса необратимого теплообмена [14]:

$$\omega = \frac{W_1 \ln \frac{T_1(0)}{T_1(F)}}{W_2 \ln \frac{T_2(0)}{T_2(F)}} = \frac{\Delta S_1}{|\Delta S_2|} \quad (19)$$

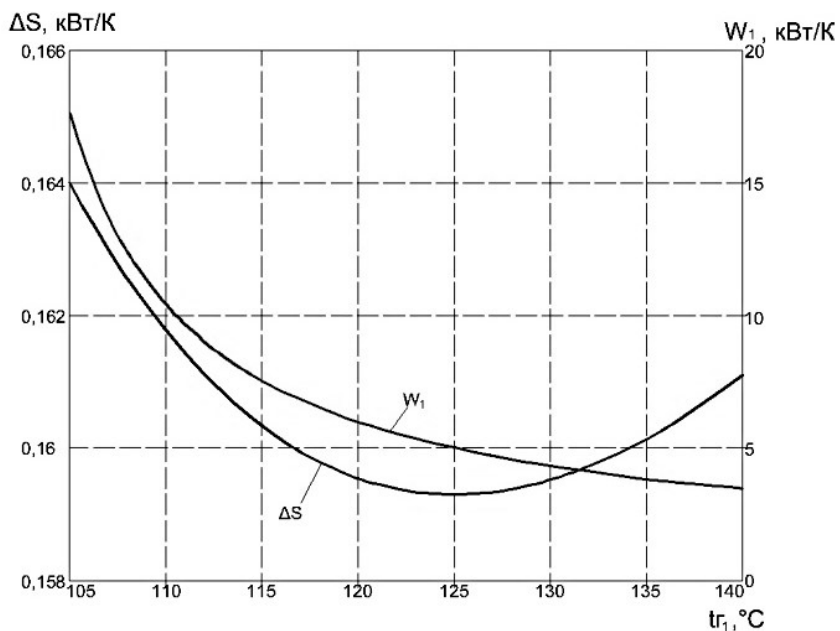


Рис. 6. Зависимость производства энтропии и расходной теплоёмкости газа от температуры газа на входе при тепловой мощности 300 кВт.

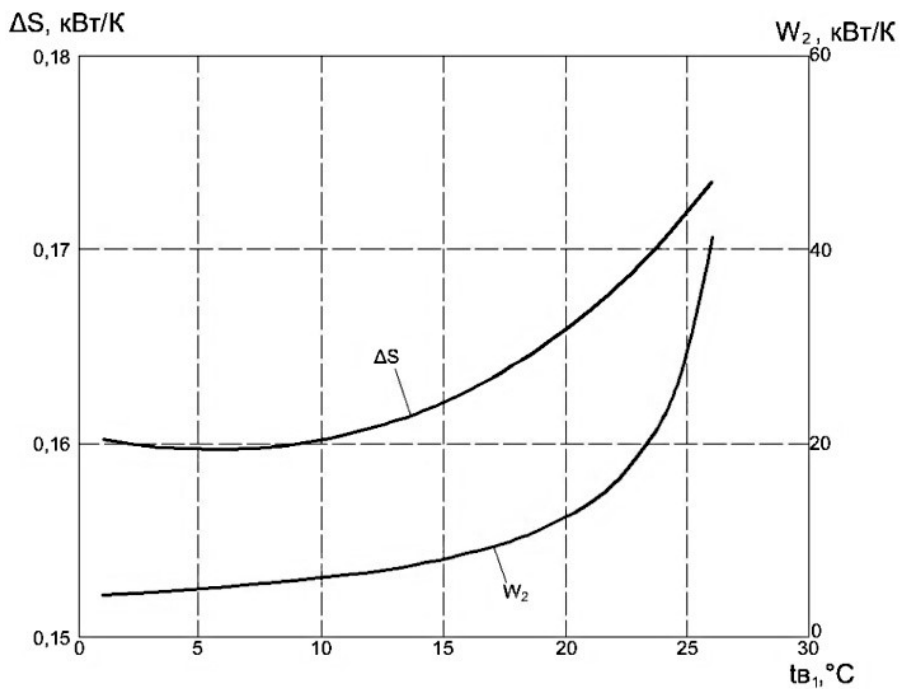


Рис. 7. Зависимость производства энтропии и расходной теплоёмкости воды от температуры воды на входе при тепловой мощности 300 кВт.

При оптимально організованому теплообміні $\omega \rightarrow 1$ і коефіцієнт термодинамічного совершенства $\eta \rightarrow 1$.

На рисунках 8 і 9 показано змінення величини ω від впливаючих параметрів.

Як видно, при $\omega \rightarrow 1$ ефективність процесу теплообміну зростає.

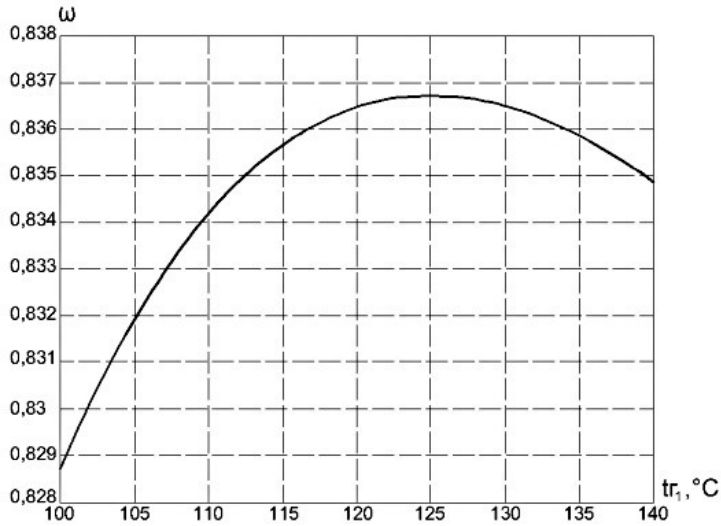


Рис. 8. Змінення величини ω від температури газу на вході в теплоутилізатор.

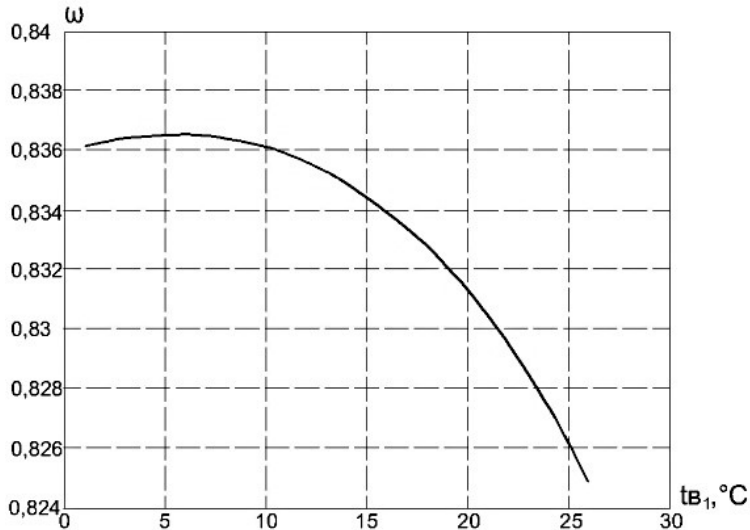


Рис. 9. Змінення величини ω від температури води на вході в теплоутилізатор.

Таким образом, если известно изменение энтропии системы можно определить диссипативные потери теплоты в теплоутилизаторе [19]. Значение тепловых потерь в зависимости от температуры уходящих газов и расходных

теплоёмкостей приведены в таблице 1. Как видно, необратимые тепловые потери для различных значений $k \cdot F$ составляют (7,8-12,8 %) для $k \cdot F=5$ и (6,3-11,1 %) для $k \cdot F=10$.

Выводы: Результаты численного моделирования и оптимизации позволяет определить конструктивные и режимные параметры теплоутилизаторов с учётом изменения энтропии системы. Показано, что необратимые тепловые потери могут составить около 6,3-12,8 % и более. Увеличение энтропии позволяет установить, в какой степени несовершенство теплообмена влияет на весь процесс, и в какой мере повышает энергетические затраты. Показано, что оптимальные характеристики обеспечиваются при выполнении закона изменения температур теплоносителей и расходных теплоёмкостей в соответствии с соотношениями $T_v/T_r=m^{opt}$ и $W_r/W_v=m^{opt}$ и оптимальном значении интенсивности теплообмена $k \cdot F$.

Литература:

1. Безродный М. К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. 2-е изд. – Киев: Факт. – 704с., 2005 г.
2. Дан П., Рей Д. Тепловые трубы. – М.: Энергия, 1979. – 352с.
3. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. – Минск: Наука и техника, 1981. – 143с.
4. Kulikova N. Simulating heat-transfer processes in two-phase heat-utilizer at heat pipes /Kulikova N., Redko A.// Structure and environment. – Kielce:No.2/2014–Vol.6.– pp. 35-43.
5. И. Пригожин Введение в термодинамикунеобратимыхпроцессов – перев. с англ. – М.: ИЛ, 1960.
6. Новиков И.И / Атомнаяэнергия. – 1957. - №3. – с. 409–412.
7. CurzonF.L., AhlbornB. // Amer. J. Phys. 1975. - vol. 43 – P. 22–24.
8. Andresen B., Salamon P., Berry R.S. Thermodynamics in Finite Time. Phys. Today. – 1984, 62–70.
9. Bejan A. Entropy generation minimization: The new thermodynamics of finite-size devices and finite-time processes // J. Appl. Phys. 1994. 79., (3), 1191, 1996.
10. Chen L., Wu C., Sun F. Finite Time Thermodynamic Optimization on Entropy Generation Minimization of Energy Systems. – J. Non-Equilib. Thermodyn. – 1999, 24, 327-359.
11. Розоноэр Л.И. Обмен и распределение ресурсов (обобщённый термодинамический подход). III. – Автоматика и тепломеханика. – 1973, №8. – с. 88 – 103.
12. Mironova V., Tsirlin A., Kazakov V., Berry R. // J. Appl. Phys. 1994. Vol. 76.P. 629 – 634.
13. Миронова В.А., Амелькин С.А., Цирлин А.М. Математические методы термодинамики при конечном времени. – М.:Химия, 2000. – 384с.
14. Линецкий С.И., Цирлин А.М. Оценка термодинамического совершенства и оптимизация теплообменников. – Теплоэнергетика, 1988. - №10. – с. 65 – 68.
15. Цирлин А.М., Беляева Н.П. Предельные возможности процессов теплообмена. – Теплоэнергетика, 1998. - №9. – с. 53 – 55.
16. A. Tsirlin, V Kazakov, R.S. Berry Finite-Time Thermodynamics: Limiting Performance of Rectification and Minimal Entropy Production in Mass Transfer // J. Phys. Chem. 1994, 98, 3330 – 3336.

17. Амелькин С.А., Цирлин А.М. Предельные возможности теплообменников // Теплоэнергетика, 2001. – №5. – с. 64–68.

18. Алимова Н.А. Математические модели и алгоритмы извлечения базисного ресурса в замкнутых термодинамических и экономических систем. – Автореф. дисс. к.т.н. – 2007. – ИПС РАН – 24с.

19. Хаузен Х. Теплопередача при противотоке, прямотоке и перекрестном токе. – М.: Энергоиздат, 1981. – 384с.

20. Куликова Н.В. Термодинамическая модель утилизатора на тепловых трубах / Н.В. Куликова, А.А. Редько // Холодильная техника и технология. – Вып. № 2 Одесса: ИХКЭ ОНАПТ - 2014. – С. 51-55.

Моделювання та оптимізація параметрів теплообмінників методами нерівноважної термодинаміки

А.О. Редько, Н.В. Кулікова, Н.Г. Ланцберг, О.Ф. Редько

У роботі наведені результати чисельного моделювання та оптимізації конструктивних і режимних характеристик теплообмінних апаратів - теплоутилізаторів типу «рідина-газ». В якості одного з критеріїв приймалося мінімальне виробництво ентропії. Показано вплив витрат теплоносіїв і зміна теплового навантаження на термодинамічну ефективність теплоутилізатора. Визначено оптимальні закономірності зміни температур теплоносіїв у протічній теплообмінній апарату при різних експлуатаційних режимах і конструктивних параметрах. Проаналізовано прикладні рішення оптимізації теплоутилізаторів методами нерівноважної термодинаміки.

Simulation and optimization of heat-exchanger parameters by the methods of non-equilibrium thermodynamics

A.O. Redko, N.V. Kulikova, N.G. Lantsberg, O.F. Redko

The results of computational (numerical) simulation and optimization of constructive and secure characteristics of the heat-exchanger devices – heat utilizer of a type «liquid-gas» are presented at work. The minimal generation of entropy was taken as one of the criterions. There is shown the influence of rates heat liquids and changes of heat weight at thermodynamic effectiveness of heat utilizer. The optimal mechanisms of optimization of heat utilizers by the methods of non-equilibrium thermodynamic are analyzed.

Надійшла до редакції 16.03.2016 р.

УДК 536.242:66.045.12

Аналіз геометрії профілю швидкості при ламінарному русі у двокутному каналі

О.М. Гумен¹, В.О. Мілейковський², В.Г. Дзюбенко³

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

²канд. техн. наук, доцент. Київський національний університет будівництва і архітектури, mileikovskiy@gmail.com

³канд. тех. наук, старший викладач. Київський національний університет будівництва і архітектури

Проаналізовано профіль швидкості стабілізованої ламінарної течії у двокутному каналі. Визначено вплив відношення довжини осей на коефіцієнт опору тертя Дарсі. Профіль швидкості при зменшенні відношення довжини осей набуває сідлоподібної форми біля вершин двокутника зі зменшенням градієнта швидкості. При цьому зменшуються тангенціальні напруження, а значить, коефіцієнт опору тертя Дарсі. Але при цьому питомі втрати тиску за довжиною при постійних площі перерізу і витраті рідини зростають

Ключові слова: двокутний канал, ламінарний потік, рівняння Нав'є-Стокса, профіль швидкості.

Вступ. Енергоефективність котельних агрегатів малої потужності для приватних будинків економ-класу та малих приватних промислових і сільськогосподарських підприємств на сьогодні є недостатньою, оскільки власники не можуть придбати дороге енергоефективне обладнання. Тому на кафедрі теплогазопостачання і вентиляції Київського національного університету будівництва і архітектури розроблені плівкові теплоутилізатори [1, 2] для глибокої утилізації теплоти відвідних газів, секції яких зварені з двох полімерних листів прямими швами з отворами для пропуску газів. При русі теплоносія листи натягуються з формуванням двокутних каналів, утворених однаковими дугами кола. Такі канали також формуються в окремих розламах гірських порід, де рухаються підземні води [3]. Профіль швидкості в такому каналі визначений наближеним розв'язанням рівнянь Нав'є-Стокса [4]. Виявлено, що коефіцієнт опору тертя Дарсі λ зменшується при звуженні каналу. Це потребує детального аналізу.

Аналіз втрати тиску ламінарної течії. У двокутному каналі (рис. 1) з довжиною великої та малої півосі, відповідно, R та r , м, отримана складна залежність [4] коефіцієнта опору тертя Дарсі (рис. 2,а).

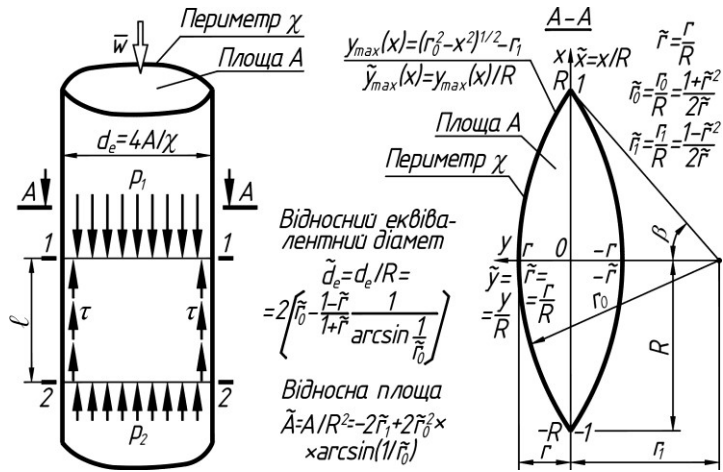


Рис 1. Двокутний канал

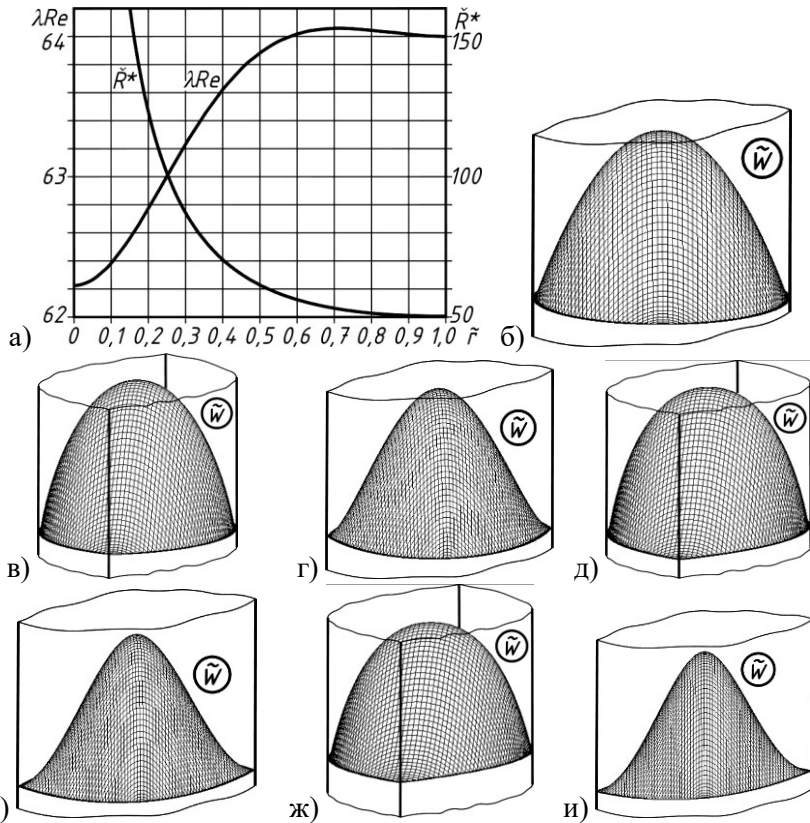


Рис 2. Профілі швидкості:

а, б – при $\tilde{r} = 1$; в, г – при $\tilde{r} = 0,67$; д, е – при $\tilde{r} = 0,33$; ж, и – при $\tilde{r} = 0,1$.

Розглянемо прямий канал (рис. 1) постійного перерізу площею A , м^2 , та периметром χ , м , з усталеним стабілізованим ламінарним потоком з локальною швидкістю w , м/с . Секундна кількість руху потоку незмінна, тому рівняння кількості руху між перерізами 1-1 та 2-2 під тиском відповідно, p_1 та p_2 , Па, зводиться до рівноваги сил тиску та тангенціальних напружень на стінках τ , Н/м^2 :

$$p_2 A - p_1 A - \int_{\chi} \tau l d\chi = 0 \quad (1)$$

За законом внутрішнього тертя Ньютона $\tau = \rho \nu |\text{grad}(w)|$, де ρ – густина рідини, кг/м^3 , а ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$. Швидкість у напрямку, дотичному до поверхні каналу, незмінна й дорівнює нулю. Тому модуль градієнта швидкості дорівнює її похідній у нормальному до стінок напрямку n . За рівнянням (1) і формулою Дарсі [5] питомі втрати тиску за довжиною, Па/м,

$$R^* = (p_2 - p_1) / \ell = (\lambda / d_e) \rho \bar{w}^2 / 2 = (\rho \nu \chi / A) \int_{\chi} |dw/dn| d\chi / \chi$$

$$= \frac{4 \nu \rho}{d_e} \int_{\chi} \left| \frac{dw}{dn} \right| \frac{d\chi}{\chi} = \frac{8 \int_{\chi} |d(w/\bar{w})/d(n/d_e)| d\chi / \chi}{\text{Re}} \frac{1}{d_e} \frac{\rho \bar{w}^2}{2}, \quad (2)$$

де $d_e = 4A/\chi$ – еквівалентний діаметр, а $\text{Re} = \bar{w} d_e / \nu$ – число Рейнольдса.

Вираз у квадратних дужках рівняння (2) дорівнює добутку $\lambda \cdot \text{Re}$.

Для усталеного стабілізованого потоку подібність профілів швидкості означає постійність значення інтеграла у квадратних дужках для перерізу певної форми. Для круглого перерізу за законом Стокса значення інтеграла дорівнює 8, що відповідає формулі Пуазейля [5]. Але це не означає, що інтеграл не залежить від форми перерізу, хоча в більшості інженерних розрахунків приймають $\lambda \cdot \text{Re} \approx 64$ за будь-якого перерізу. Найбільш важливий висновок з формули (2) – зменшення градієнта швидкості біля стінок каналу зменшує коефіцієнт опору тертя Дарсі.

Результати розв'язання рівнянь Нав'є-Стокса за методикою [4] дають профілі швидкості при різних відношеннях довжини півосей $\tilde{r} = r/R$ (рис. 2 б-и). Градієнт швидкості біля стінок перерізу при зменшенні відношення довжини півосей практично не змінюється крім вершин перерізу, де профіль набуває сідлоподібної форми зі зменшенням цього градієнта. Це зменшення поглиблюється при зменшенні \tilde{r} , що визначає зменшення коефіцієнта опору

тертя Дарсі. Навіть при $\tilde{r} = 0,1$ сідлоподібна форма профілю характерна лише для локальних областей біля вершин, тому добуток $\lambda \cdot \text{Re} \approx 64$ з похибкою до 2,86 %. З наведеного випливає:

- для інженерних розрахунків формула Пуазейля ($\lambda = 64 / \text{Re}$) дає достатню точність, а зменшення добутку $\lambda \cdot \text{Re}$ при $\tilde{r} < 0,67$ слід враховувати лише при точних розрахунках;
- при оптимізації геометричних розмірів двокутних каналів теплообмінників зміна гідравлічного опору є несуттєвою порівняно зі зменшенням інтенсивності тепловіддачі при зменшенні відношення довжини півосей (понад 10 % [6]).

Також необхідно розглянути, як змінюються питомі втрати тиску, Па/м, при зменшенні відношення довжини півосей за однакової площі перерізу каналу A , м², та витрати L , м³/с (швидкості \bar{w} , м/с). З рівняння (2) питомі втрати тиску можна подати у вигляді

$$R^* = (\rho v \bar{w} / 2A) \lambda \text{Re} [d_e / \sqrt{A}]^2 \sim \hat{R}^* = \lambda \text{Re} [de / \sqrt{A}]^2, \quad (3)$$

причому множник у круглих дужках, Па/м, є константою, а безрозмірний параметр у квадратних дужках залежить лише від \tilde{r} і визначається з рівнянь відносного еквівалентного діаметра та відносної площі на рис. 1:

$$\frac{d_e}{\sqrt{A}} = 2 \left(\frac{\tilde{r}^2 + 1}{2\tilde{r}} - \frac{1 - \tilde{r}^2}{(\tilde{r}^2 + 1) \arcsin\left(\frac{2\tilde{r}}{\tilde{r}^2 + 1}\right)} \right) \sqrt{\frac{1}{\frac{(\tilde{r}^2 + 1)^2}{2\tilde{r}^2} \arcsin\left(\frac{2\tilde{r}}{\tilde{r}^2 + 1}\right) - \frac{1 - \tilde{r}^2}{\tilde{r}}}} \quad (4)$$

Тому характер зміни питомих втрат тиску залежно від відношення довжини півосей \tilde{r} визначається зміною безрозмірного параметра \hat{R}^* (рис. 1 в), а не коефіцієнта опору тертя Дарсі. Результат розрахунку параметра \hat{R}^* не є парадоксальним, а саме при сплюснуванні двокутного перерізу зі збереженням його площі та витрати рідини втрати тиску зростають. Це підтверджує правильність викладок.

Висновки. Отримана в роботах авторів парадоксальна залежність коефіцієнта опору тертя Дарсі від відношення довжини осей двокутного перерізу була підтверджена аналізом геометричної форми профілю швидкості. Формула Пуазейля ($\lambda = 64 / \text{Re}$) може бути використана для інженерного розрахунку двокутних каналів незалежно від відношення довжини осей, оскільки похибка не перевищує 2,86 %. Показано, що при оптимізації геометрії теплообмінників з двокутними каналами немає необхідності враховувати залежність коефіцієнта опору тертя Дарсі від відношення довжини осей каналів.

Література

1. Мілейковський В.О. Теплообмінник / В.О. Мілейковський, В.Г. Дзюбенко // Патент на корисну модель № 10449 від 25.01.2016., бюл. № 2.
2. Мілейковський В.О. Теплообмінник / В.О. Мілейковський, В.Г. Дзюбенко // Патент на корисну модель № 10450 від 25.01.2016., бюл. № 2.
3. Алишаев М.Г. Точные решения ламинарного движения вязкой жидкости по прямолинейным трубам некруглых сечений. // Дагестанские электронные математические известия: Научно-образовательный журнал: Электронное периодическое издание. Т. 1 2013 С. 88-102 [<http://mathreports.ru/static?id=130>]
4. Гумен О.М. Наближене розв'язання рівняння Нав'є-Стокса для каналів двокутного перерізу / О.М. Гумен, В.О. Мілейковський, В.Г. Дзюбенко // Технологічний аудит та резерви виробництва: Міжнародний науковий журнал. –Харків.: «Технологічний Центр», 2015. – № 2/5(22). – С. 42–50.
5. Альтшуль А.Д. Гидравлика и аэродинамика / Альтшуль А.Д., Киселёв П.Г. – М.: Стройиздат, 1965. – 274 с.
6. Гумен О.М. Аналіз геометрії профілю температури при ламінарному русі у двокутному каналі з постійною температурою стінок / О.М. Гумен, В.О. Мілейковський, В.Г. Дзюбенко // Енергоефективність в будівництві та архітектурі: наук. –тех. зб. – К.: КНУБА, 2015. – Вип. 7. – С. 388–396.

Аналіз геометрії профілю швидкості при ламінарному русі у двокутному каналі

Е.Н. Гумен, В.А. Мілейковський, В.Г. Дзюбенко

Проанализирован профиль скорости стабилизированного ламинарного потока в двугольном канале. Определено влияние отношения длины осей на коэффициент сопротивления трения Дарси. Профиль скорости при уменьшении отношения длины осей приобретает седловидную форму около вершин двугольника с уменьшением градиента скорости. При этом уменьшаются тангенциальные напряжения, а значит, коэффициент сопротивления трения Дарси. Однако при этом удельные потери давления по длине при постоянных площади сечения и расходе жидкости возрастают.

Analysis of velocity profile geometry of laminar flow in a digonal duct

O.Gumen, V. Mileikovskiy, V. Dziubenko

A velocity profile of stabilized laminar flow in digonal duct is analysed. The influence of axes length ratio on the Darcy coefficient is determined. When the ratio decreases the profile takes the saddle-like shape near to the digon vertexes with velocity gradient decrease. So the tangential tensions decreases that cause lower values of the Darcy coefficient. But in this case the specific pressure loss by the length increase at constant section area and flow rate.

Надійшла до редакції 20.05.2016 р.

УДК 697.1

Опалення виробничих приміщень зі змінним тепловим режимом

М.П. Сенчук¹, К.О. Хованський²

¹к. т. н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, smp_21@ukr.net.

²магістрант, Київський національний університет будівництва і архітектури, kir-523@ukr.net.

Проаналізовано зміну теплового режиму приміщень різного функціонального призначення залежно від стаціонарних і нестаціонарних витрат і надходжень теплоти протягом доби. Проілюстровано визначення за добовими графіками співвідношення потужностей фонові і догрівуючої систем опалення приміщень. Показано доцільність застосування за певних умов теплового режиму догрівуючої системи в робочий і неробочий час.

Ключові слова: зміна теплового режиму, втрати і надходження теплоти, тепловий баланс, фонові і догрівуючі системи опалення, робочий і неробочий час.

Вступ. Опалення промислових будівель і споруд згідно з вимогами [1–3] та інших нормативних документів забезпечується різними видами систем залежно, в першу чергу, від функціонального призначення та категорій виробничих приміщень. На вибір схеми опалення також впливають інші чинники, зокрема режим використання приміщення (робочий і неробочий час), співвідношення теплового навантаження на опалення в основний і черговий періоди доби, наявний вид джерела теплової енергії, що використовується в технологічному процесі виробництва, організації технологічного процесу та праці працюючих в робочій зоні приміщення (необхідність центрального опалення чи достатньо місцевого обігрівання на робочих місцях), відмінними вимогами до виду і параметрів теплоносія тощо. Проектування опалення промислових будівель і споруд доцільно виконувати на підставі техніко-економічного обґрунтування різних варіантів схем організації опалення окремих приміщень з урахуванням санітарно-гігієнічних, виробничо-монтажних, архітектурно-будівельних, техніко-економічних, експлуатаційних вимог. Відмінність зміни теплових режимів приміщень протягом доби і в цілому за опалювальний період вимагає застосування систем з оптимізованим за погодними умовами автоматичним регулюванням з додатковим коригуванням за необхідною результуючою внутрішньою температурою, що обумовлює стабільність теплового комфорту та енергоефективність роботи.

Постановка проблеми. Наявність на більшості промисловому об'єктів приміщень з різними температурно-вологісними режимами роботи в робочий та

неробочий час, з неоднаковими співвідношеннями потужності системи опалення через можливу суттєву різницю теплонадходжень в робочий час у приміщеннях різного функціонального призначення ускладнює, за єдиної центральної системи опалення будівлі, підтримання нормованої результуючої температури - комплексного показника радіаційно-конвективних умов мікроклімату в різних приміщеннях. Виникає необхідність проектування самостійних віток системи водяного опалення по обслуговуванню окремих або групи приміщень з необхідними параметрами теплоносія та алгоритмом регулювання, що призводить до ускладнення будови системи, а відповідно і до збільшення капітальних затрат.

Аналіз останніх публікацій. Відповідно до [1] рекомендується застосовувати для опалення приміщень зі змінним тепловим режимом основну систему опалення з використанням її в черговому режимі (у неробочий час або під час перерв у використанні приміщень) або в поєднанні її з черговою системою як окремої системи. Також для згаданих приміщень можна застосовувати комбіновану систему опалення, що складається з постійно діючої фонові системи опалення для часткового обігрівання та періодично працюючої догрівуючої системи у робочий час, яка є більш гнучкою в регулюванні змінного теплового режиму. Разом з тим, не встановлено основні принципи щодо вибору основної та/або чергової чи комбінованої систем опалення, а визначення щодо застосування догрівуючої системи тільки у робочий час за деяких змінних теплових режимів є необґрунтованим.

Постановка задачі. Важливим етапом в проектуванні опалення виробничих приміщень є обґрунтоване встановлення конструктивних та теплових характеристик системи опалення окремих приміщень, а також алгоритму регулювання з досягненням ефективного використання енергоресурсів при нормованому підтриманні внутрішньої температури упродовж робочого дня, в неробочий час та в період переходу з одного на інший режим використання приміщень. Вибір способу опалення основною та/або черговою чи комбінованою системами залежить від багатьох режимних і конструктивних факторів характерних для конкретної виробничої будівлі. Тому у роботі передбачається на конкретному прикладі опалення приміщень виробничого підприємства системами з функціями основного і чергового режиму роботи та комбінованої системи опалення в складі фонові і догрівуючої проаналізувати результати рішень по забезпеченню раціонального регулювання при змінному тепловому навантаженні, як упродовж робочого часу, так і протягом доби.

Основна частина. У виробничих приміщеннях (крім приміщень з виділенням отруйних речовин, які проектуються за спеціальними нормативними документами) наряду з системами повітряного опалення, робота яких здебільшого суміщена з системами припливної вентиляції, найпоширеніші системи водяного опалення, як найбільш гігієнічні, надійні в експлуатації і регульовані в широких межах використання. Застосовуються також такі системи

опалення: парові, променисті, електричні приладові та кабельні, електричні та газові з високотемпературними випромінювачами [1-5].

У промисловій будівлі з фіксованою тривалістю робочого дня, технологічного процесу за центральної системи опалення здійснюють автоматичне регулювання теплового потоку залежно від погодних умов з додатковим коригуванням за внутрішньою температурою характерного за призначенням будівлі приміщення, що має найбільші питомі тепловтрати. У випадку необхідності регулювання роботи окремих віток систем опалення з різними параметрами теплоносія та режимом роботи протягом доби проектують індивідуальні теплові пункти з автоматичним регулюванням їх теплових потоків залежно від погодних умов з додатковим коригуванням за внутрішньою температурою приміщень, які обслуговують вітки, за якого забезпечується підтримання розрахункової внутрішньої температури, перехід систем на роботу в робочий чи неробочий час, відключення чергової системи в робочий час у приміщеннях з надлишками тепла тощо.

Підтримання внутрішньої температури повітря у виробничому приміщенні може забезпечуватися однією системою опалення, запроєктованою на більшу теплову потужність в основний чи неробочий час з відповідним зниженням цієї потужності при зміні режиму використання приміщення з основного на неробочий або навпаки. Також може проектуватися комбінована система опалення, що складається з постійно діючої фонові системи опалення для часткового обігрівання на прийнятному температурному рівні та періодично працюючої догрівуючої системи, яка підвищує внутрішню температуру до заданого регульованого рівня відповідно до зміни теплового режиму. У цьому випадку економічно доцільним є застосовувати постійний гідравлічний режим у фоновій або незалежній черговій системах, тобто без установки на опалювальних приладах автоматичних терморегуляторів, а автоматичне регулювання за внутрішньою температурою приміщень забезпечується на приладах догрівуючої системи. Потужність фонові системи автоматично регулюється в індивідуальних теплових пунктах за погодними умовами. З урахуванням нормативних рекомендацій у виробничих приміщеннях опалювальні прилади розташовують під вікнами для забезпечення комфортних умов на робочих місцях біля зовнішніх стін.

Комбіновані системи опалення повинні забезпечувати в холодний період року в опалюваних приміщеннях виробничих будівель (крім приміщень, для яких параметри повітря встановлені іншими нормативними документами) упродовж періоду їх невикористання зниження внутрішньої температури повітря не більше ніж на 4 °С від нормованої температури, але не нижче ніж 5 °С. До початку використання приміщення або до початку роботи системи опалення повинні відновити нормований температурний рівень.

Тепловий режим приміщення головним чином обумовлюється тепловим балансом між тепловтратами та теплонадходженнями при нормованій температурі внутрішнього повітря. Тепловий баланс приміщень визначається величиною $\pm\Delta\Phi_Q$, кВт, рівною різниці між сумарними величинами надходження

теплоти $\Sigma\Phi_{тепл}$, кВт, та втратою теплоти $\Sigma\Phi_{втр}$, кВт, в приміщенні при нормованій температурі внутрішнього повітря:

$$\pm\Delta\Phi_Q = \Sigma\Phi_{тепл} - \Sigma\Phi_{втр}. \quad (1)$$

За наявності в робочий час у приміщенні теплонадлишків, тобто при позитивній величині різниці між сумарними надходженнями та втратами теплоти $+\Delta\Phi_Q$, кВт, система опалення проектується тільки для чергового режиму роботи приміщення.

Нижче, на прикладі опалення виробничих приміщень механічного цеху, розглянуто можливі шляхи оптимізації роботи системи опалення в умовах нестационарного теплового режиму приміщень, як і основний, так і в черговий періоди їх використання. Прийнято комбіновані системи: фонові – водяні, догрівальні – повітряні з електричними калориферами. За опалювальні прилади прийнято реєстри з гладких труб, які конструктивно прості з можливістю їх розташування на ширину вікна та мають гладку поверхню для зручного очищення від пилу.

Розрахункові параметри зовнішнього повітря для місця будівництва у м. Чернігів: розрахункова зовнішня температура $\theta_e = -23$ °С, середня за опалювальний період температура $\theta_{оп} = -0,9$ °С, тривалість опалювального періоду $Z_{оп} = 187$ діб, температурна зона - I. У табл. 1 наведено результати розрахунку теплового балансу приміщень, з технологічними відділеннями різного призначення: 1 – збірне, 2 – токарне, 3 – зварювальне, 4 – нікелювальне, 5 – фарбувальне.

Таблиця 1

Тепловий баланс виробничих приміщень

№ пр	Робочий час					Неробочий час				
	t_b , °С	$\Sigma\Phi_{втр}$, кВт	$\Sigma\Phi_{тепл}$, кВт	Баланс, кВт		t_b , °С	$\Sigma\Phi_{втр}$, кВт	$\Sigma\Phi_{тепл}$, кВт	Баланс, кВт	
				$-\Delta\Phi_Q$	$+\Delta\Phi_Q$				$-\Delta\Phi_Q$	$+\Delta\Phi_Q$
1	19	23,7	0,8	22,9	-	15	16,8	-	16,8	-
2	19	32,8	11,2	21,6	-	15	24,2	-	24,2	-
3	18	7,5	19,5	-	12,0	14	6,8	-	6,8	-
4	19	16,5	0,2	16,3	-	15	14,9	-	14,9	-
5	19	8,4	5,1	3,3	-	15	7,6	-	7,6	-

Основні втрати теплоти виробничими приміщеннями: втрата теплоти через зовнішні та/або внутрішні огорожувальні конструкції, втрата теплоти на нагрівання зовнішнього повітря, що потрапляє у приміщення за рахунок інфільтрації або шляхом організованого припливу для вентиляції приміщень. Основні теплонадходження до виробничих приміщень становлять: теплонадходження від працюючих, тепловиділення від джерел штучного освітлення, технологічного устаткування і обладнання, від нагрітих поверхонь

технологічних трубопроводів. Втрати теплоти на нагрівання транспортних засобів, матеріалів і виробів, які потрапляють у приміщення ззовні, є нестационарними.

Зміна режиму використання приміщення з основного на черговий режим, а далі з чергового на основний (зниження/підвищення внутрішньої температури) супроводжується тепловиділенням від нагрітих виробів, технологічного обладнання і конструкцій зовнішніх огорожень, які остигають у приміщенні, або витратою теплоти на їх догрівання до температурного рівня основного режиму, що потребує збільшення теплової потужності системи.

Величина надходжень/втрат теплоти від виробів, обладнання, конструктивних шарів огорожень в значній мірі визначається їхньою масою. Нижче наведено розрахунок витрати теплоти, при зміні внутрішньої температури приміщення, на догрівання конструкцій зовнішньої стіни (ЗС), які забезпечують опір теплопередачі не менше нормативного $R_{q\ min} = 1,7 \text{ (м}^2 \cdot \text{К)/Вт}$ за нормального режиму експлуатації і при тепловій інерції огороження $D > 1,5$, що відповідає умовам І температурної зони, основний шар яких з бетону ніздрюватого конструкційно-теплоізоляційного різної масивності.

Витрату теплоти на нагрівання k -го конструктивного шару $\Sigma\Phi_k$, кВт, можна визначити за формулою

$$\Sigma\Phi_k = c_k A_k \delta_k \cdot [(\tau_{e,k}^o - \tau_{z,k}^o)/2 - (\tau_{e,k}^u - \tau_{z,k}^u)/2], \quad (2)$$

де c_k – теплоємність матеріалу відповідного шару, кДж/(кг К); A_k – площа поверхні шару, м²; δ_k – товщина шару, м; $\tau_{e,k}^o$ і $\tau_{z,k}^o$ – відповідно температури, °С, на внутрішній і зовнішній поверхні k -го шару при внутрішній температурі приміщення t_e , °С, в робочий час; $\tau_{e,k}^u$ і $\tau_{z,k}^u$ – відповідно температура на внутрішній і зовнішній поверхні k -го шару при температурі приміщення $t_{eч}$, °С, в неробочий час.

Температури на поверхнях шарів, починаючи від внутрішньої поверхні огороження, визначають за формулою

$$\tau_{e(z),k} = t_e - (t_e - t_z)/R_o (R_e + \Sigma R_{k-1}), \quad (3)$$

де t_e , t_z – відповідно внутрішня і зовнішня розрахункові температури, °С; R_o – загальний фактичний опір огороження, (м² · К)/Вт; R_e – опір тепловіддачі до внутрішньої поверхні огороження, (м² · К)/Вт; ΣR_{k-1} – сума опорів теплопередачі $k-1$ перших шарів огороження, (м² · К)/Вт.

Результати розрахунків для першого шару зовнішньої стіни з бетону ніздрюватого в основний і черговий режими наведено в табл. 2. Питома тепловіддача (або витрата теплоти на догрівання) при переході з основного на черговий (або з чергового на основний) режим визначено для частини шару бетону товщиною, на якій температура τ_{z1a} , °С, при $t_e=19$ °С знижується до рівня температури на внутрішній поверхні при $t_{eч}=15$ °С.

Таблиця 2

Температурний рівень конструктивного шару огороження

Тип ЗС	Конструктивний шар	R_o , ($m^2 \cdot K$)/Вт	δ_k , мм	δ_{1a} , мм	ρ_k , кг/м ³	Температура, °С				$\pm \varphi_m$, кВт/м ²
						t_{θ} $t_{\theta v}$	$\tau_{\theta 1}$ $\tau_{\theta v 1}$	$\tau_{\theta 1 a}$	$\tau_{\theta 1}$	
I	Бетон ніздрюватий	1,72	190	86	1200	19 15	16,2 12,5	12,5	7,9 4,9	$\pm 3,27$
	Пінополіуретан		50		60					
	Тальк складний		15		1700					
II	Бетон ніздрюватий	1,72	250	25	500	19 15	16,2 12,5	12,5	-21,5 -21,7	$\pm 0,38$
	Тальк складний		15		1700					

За результатами видно, що масивніша конструкція огороження викликає більшу нерівномірність у зміні теплового навантаження на опалення, тому в подальших розрахунках прийнято тип II конструкції зовнішньої стіни, для якої питома тепловіддача /витрата на її нагрівання на перепаді внутрішніх температур приміщення 4 °С становить $\pm 0,38$ кВт/м².

Витрати теплоти $\Sigma \Phi_{обл}$, кВт, на догрівання (або тепловіддача) матеріалу технологічного обладнання розраховані за формулою [5]

$$\Sigma \Phi_{обл} = 0,278 \cdot \Sigma G_{обл} \cdot c_{обл} (t_v - t_{вч}) \beta_t, \quad (4)$$

де $\Sigma G_{обл}$ – маса обладнання; $c_{обл}$ – середня питома теплоємність матеріалу обладнання, в розрахунках прийнято $c_{обл} = 0,46$ кДж/(кг·°С); t_{θ} , $t_{\theta v}$ – розрахункова внутрішня температура повітря відповідно в робочий і в неробочий час, °С; β_m – коефіцієнт, який враховує загальну частку кількості теплоти, що сприймається матеріалом за кожну наступну годину знаходження у приміщенні (прийнято за першу годину нагрівання рівним 0,5, за другу – 0,3 і за третю – 0,2).

За результатами теплового балансу приміщень, з урахуванням стаціонарних і нестаціонарних витрат та надходжень теплоти, побудовано добові графіки зміни теплового навантаження на опалення (теплової потужності системи опалення), див. рис. 1-3. Прийнято, що з 8 годин до 17 годин – робочий час, наступні 15 годин приміщення не використовується, внутрішня температура знижується не більше ніж на 4 °С, тобто $t_{\theta v, min} = 15^\circ\text{C}$.

Так, для приміщення збірного відділення величина теплового балансу – $\Delta \Phi_Q$, кВт, за стаціонарних умов більша в робочий час (рис. 1, 2).

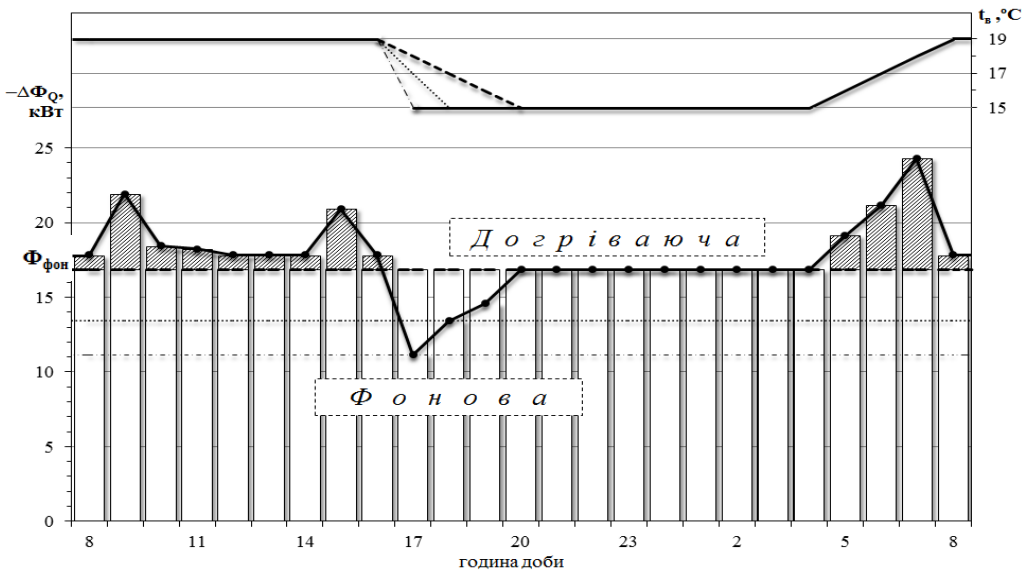


Рис.1. Зміна добового теплового режиму приміщення збірного відділення

Пікове підвищення потрібної теплової потужності о 9 та 15 годинах зумовлене заїздом зовні транспорту (тривалість знаходження у приміщенні 20 хв). Різке зниження потрібного теплового навантаження після завершення основного періоду викликане тепловіддачею у приміщення від остигаючого технологічного обладнання та конструктивних шарів огорожень приміщення. За необхідності забезпечення розрахункової внутрішньої температури на початок роботи, наприкінці періоду невикористання приміщення зростає потреба в тепловій потужності на величину витрати теплоти на догрівання матеріалу обладнання та конструкції огорожень.

Графіки зміни теплового режиму на рис.1, а також нижче на рис. 3 побудовані для постійної протягом доби розрахункової зовнішньої температури $t_z = - 23 ^\circ\text{C}$. З урахуванням коливання розрахункової зовнішньої температури на середню добову амплітуду температури $6,6 ^\circ\text{C}$ у січні (рис. 2а) побудовано графік зміни теплового режиму приміщення збірного відділення (рис. 2б). Така зміна теплового навантаження протягом доби за найнижчого значення зовнішньої температури $t_z = - 23 ^\circ\text{C}$ з 5 до 7 години та найвищого значення $t_z = - 16,4 ^\circ\text{C}$ з 12 до 15 години показана на графіку світлою лінією.

Залежно від співвідношення величин втрати і надходження теплоти в робочий і неробочий час спостерігається відмінний характер зміни теплового режиму для різних приміщень. Якщо для приміщень нікелювального як і для збірного відділень, величина теплового балансу $-\Delta\Phi_Q, \text{кВт}$, за стаціонарних умов більша в робочий час, то для інших приміщень ця величина більша в період їх невикористання (рис. 3).

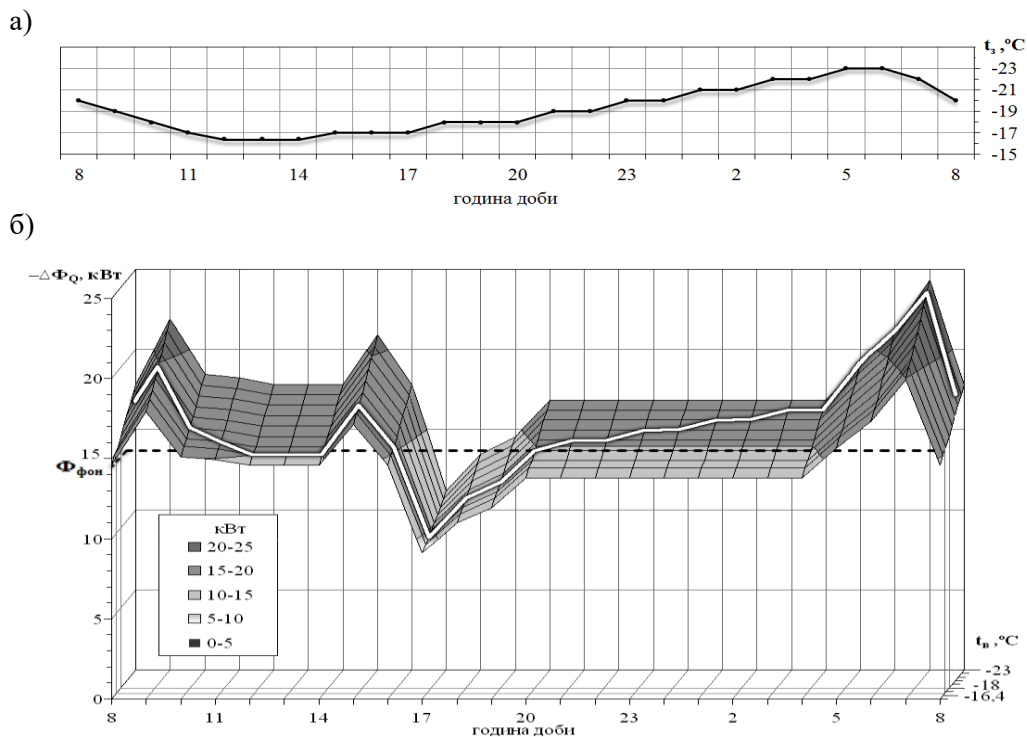


Рис.2. Зміна добового теплового режиму приміщення збірного відділення з урахуванням середньої добової амплітуди зовнішньої температури

Якщо для приміщень збірного і токарного відділень на зміну теплового режиму впливають також нестаціонарні втрати теплоти, то для решти приміщень – стаціонарні балансіві умови. Для приміщення зварювального відділення на відміну від решти в основний час переважають теплонадходження, тобто штучне опалення в цей період відсутнє. За такої відмінності теплового режиму перелічених приміщень забезпечення їх опалення за допомогою тільки основних систем є конструктивно складним і нераціональним. Для підтримання внутрішньої температури необхідно проєктувати незалежних по регулюванню теплового потоку три вітки для обслуговування приміщень 1 і 4, 2, 5 та чергової системи для приміщення 4 (див. табл. 1).

Більш ефективним є застосування комбінованої системи опалення з раціональним встановленням співвідношення між фоновією і догрівальною системами. На підставі техніко-економічного аналізу з урахуванням роботи фоновієї системи при постійному гідравлічному режимі її потужність прийнята на рівні менших величин потужностей в робочий чи неробочий час за стаціонарних умов. У розглянутому випадку можна пропонувати фоновією систему, яка обслуговує приміщення 1, 2, 4 і 5 та окрему черговією систему для приміщення зварювального відділення.

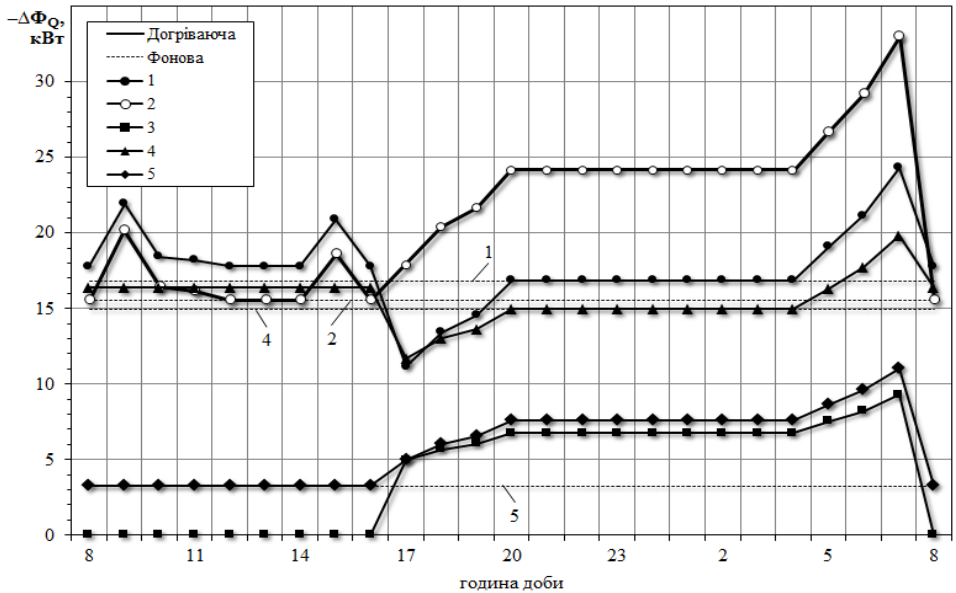


Рис. 3. Зміна добового теплового режиму приміщень

Покриття нестационарних втрат, а також стаціонарних втрат, що перевищують рівень потужності фонові системи в робочий чи неробочий час, забезпечує догрівача система. Фонові та чергова системи проектується з автоматичним регулюванням теплового потоку за погодними умовами, а догрівача системи – з автоматичним регулюванням за усередненою температурою внутрішнього повітря приміщення.

Висновки. Для приміщень зі змінним режимом їх використання доцільно, за конструктивної можливості, застосовувати менш масивні конструкції огорожень. За певних умов зміни теплового навантаження на опалення приміщення ефективно застосовувати догрівача систему протягом доби, а не тільки в робочий час. Потужність фонові і догрівача систем рекомендується встановлювати за техніко-економічними розрахунками на підставі добової зміни теплового навантаження з урахуванням стаціонарних і нестационарних втрат та надходжень теплоти.

Література

- 1 ДБН В.2.5-67:2014. Опалення, вентиляція та кондиціонування./ Мінрегіонбуд та ЖКГ України.- К.: ДП „Укрархбудінформ” Мінбуду України, 2013.- 141 с.
- 2 ДБН В.2.6-31:2006 із зм. №1 від 1.07.2013р. Теплова ізоляція будівель./ Мінбуд України.- К.: ДП „Укрархбудінформ”, 2006.- 70 с.
- 3 ДСТУ EN 12831:2008 Системи опалення будівель. Метод визначення проектного теплового навантаження.
- 4 Сканиви А.Н., Махов Л.М. Отопление. Учебник для вузов по направлению «Строительство». М.: АСВ, 2002. – 576 с.
- 5 Волков О.Д. Проектирование вентиляции промышленного здания. Учебное пособие. Х.: Вища школа, 1989. – 240 с.

Отопление производственных помещений с переменным тепловым режимом

М.П. Сенчук, К.А. Хованский

Проанализировано изменение теплового режима помещений различного функционального назначения в зависимости от стационарных и нестационарных потерь и поступлений теплоты в течение суток. Проиллюстрировано определение по суточным графикам теплового баланса соотношения мощностей фоновой и догревающей систем отопления помещений. Показана целесообразность применения при определенных условиях теплового режима догревающей системы в рабочее и нерабочее время.

Heating of industrial rooms with varying thermal conditions

М.Р. Senchuk, К.О. Khovanskyi

Was analyzed the change of thermal conditions of the premises with different functionality depending on the stationary and non-stationary heat costs and revenues during the day. It is illustrated the heat balance of power's ratio for background heating system and heating system that heats up by daily schedule. Is displayed the utility of usage of the heating system's thermal regime that heats up during working and non-working hours in certain circumstances.

Надійшла до редакції 11.05.2016 р.

УДК 697.7:697.329

Оцінка та аналіз характеристик теплових акумуляторів для повітряних геліосистем

Х.Р. Козак¹; В.М. Желих²

¹ аспірант, НУ «Львівська політехніка», Україна

² д.т.н., професор НУ «Львівська політехніка», Україна

Здійснено порівняльний аналіз характеристик відомих теплових акумуляторів для сонячних систем. Встановлено, що найбільш придатними для акумулювання теплоти в низькотемпературних сонячних системах опалення є теплоакуюлюючі матеріали на основі кристалогідратів.

Ключові слова – тепловий акумулятор; геліоколектор; сонячна система опалення; фахоперехідний матеріал.

Актуальність роботи. Необхідність акумулювання теплоти в геліосистемах обумовлена розбіжністю в часі і в кількості надходження теплової сонячної енергії та її споживання. Потік сонячної енергії змінюється протягом доби від нуля в нічний час до максимального значення в сонячний полудень.

Застосування акумулятора теплоти підвищує ефективність роботи конструкції і надійність теплопостачання.

При виборі теплового акумулятора слід співставити вартість та робочі характеристики. Значно впливають на ціну системи наступні фактори:

- тип теплоакуюлюючого матеріалу (каміння, вода, фазоперехідні матеріали, такі як лід, парафін та евтектичні солі);
- кількість теплоакуюлюючого матеріалу;
- місце розташування теплового акумулятора в приміщенні, що обігривається чи за його межами;
- тип та розмір резервуару для зберігання теплоакуюлюючої речовини;
- теплообмінник, при потребі, для передавання чи відбирання тепла від теплоносія;
- механізм для переміщення теплоакуюлюючого середовища через теплоакуюлятор чи теплообмінник.

Робочі характеристики системи також залежать від середньої робочої температури та перепадів тиску теплоносія, при русі через тепловий акумулятор, а також тепловтрат корпусу акумулятора.

Мета та задачі дослідження. Дана робота присвячена дослідженню ефективності застосування теплових акумуляторів у сонячних повітряних системах опалення.

Ємнісні теплові акумулятори. У повітряних системах теплопостачання в якості акумулюючого матеріалу найчастіше застосовують кам'яні засипки,

краще гальку. Доцільно використовувати також пустотні конструкції будівель, зокрема панелі стін і перекриттів, пропускаючи через них нагріте повітря.

Теплоакумулюючу здатність або кількість теплоти, яка може бути накопичена в акумуляторі теплоти ємнісного типу, $Q_{ем,кДж}$, визначають за формулою:

$$Q = m C_p \Delta T, \quad (1)$$

де m – маса теплоакумулюючого матеріалу (ТАМ), кг; C_p – питома теплоємність ТАМ, кДж/(кг°С); ΔT – різниця між кінцевою та початковою температурами ТАМ, °С.

На рис.1 зображено будинок з сонячною системою опалення та гравійним акумулятором. Повітря з геліоколектора направляється зверху вниз вентилятором в тепловий акумулятор, розташований в підвалі. Для обігрівання приміщень в холодний час доби тепле повітря з акумулятора рухається по каналах, прокладених під підлогою, що сприяє створенню більш комфортних умов [1].

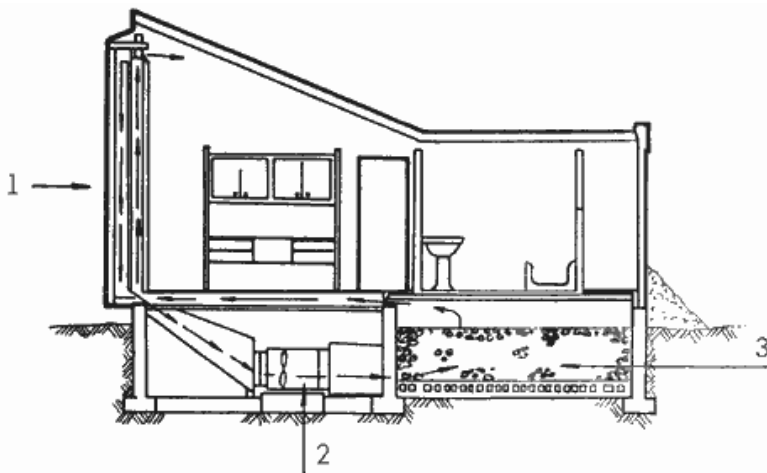


Рис. 1. Поперечний розріз будинку з сонячним повітряним опаленням
1 – сонячний колектор; 2 – вентилятор, 3 – гравійний тепловий акумулятор.

Гравійний акумулятор теплоти відрізняється великими розмірами, так при енергоємності в 1000 МДж об'єм гравійного акумулятора теплоти майже в 4 рази більший об'єму водяного акумулятора і в 17,5 рази більший за акумулятор з парафіном. Як наслідок – потреба у великих площах і будівельних об'ємах.

До недоліків використання ємнісних теплових акумуляторів можна віднести великі об'єми відсіків для їх облаштування, що призводить до чималих затрат на будівництво, крім того, через зовнішні стінки цих відсіків із значними їх площами відбуваються суттєві тепловтрати.

Слід звернути увагу на теплоємність матеріалу. Чим вище значення коефіцієнта теплоємності, тим швидше втрачається тепло. Цей фактор є одним із найважливіших недоліків водяних акумуляторів в порівнянні із гравійними. При виборі ТАМ варті уваги теплопровідність та густина матеріалу, хімічна стабільність, нетоксичність, загальнодоступність та низька собівартість.

Акумулятори теплоти на основі фазового перетворення. Основною перевагою даного типу є висока питома густина енергії, завдяки чому значно зменшується маса і об'єм акумулятора, у порівнянні з емнісними акумуляторами.

В таблиці [2] відображено характеристики найбільш поширених ТАМ. Як видно з наведених даних для отримання 1 ГДж теплоти об'єм акумулятора з фазоперехідною речовиною повинен бути у 2,5 – 5 раз менший від наповненого водою. Це суттєво спрощує проблему потреби великих площ для встановлення теплового акумулятора, а також для зміцнення конструкції будівлі додатковими опорами.

Таблиця
Теплотехнічні характеристики теплоакумуляційних матеріалів для повітряних геліосистем

Характеристика ТАМ	Граніт	Вода	Глауберова сіль	Парафін	
Питома густина, кг/м ³	1600	1000р	1450т	786т	
Теплоємність, кДж/(кг·°С)	0,84	4,2	1,92т	3,26р	2,89т
Коефіцієнт теплопровідності, Вт/(м·°С)	0,45	0,6	1,85т	1,74р	0,5т
Маса ТАМ для акумуляування 1 ГДж теплоти при $\Delta T = 20$ °С, кг	59 500	11 900	3300		3750
Відносна вага ТАМ по відношенню до ваги води, кг/кг	5	1	0,28		0,32
Об'єм ТАМ для акумуляування 1 ГДж теплоти при $\Delta T = 20$ °С, м ³	49,6	11,9	2,26		4,77
Відносний об'єм ТАМ по відношенню до об'єму води, м ³ /м ³	4,2	1	0,19		0,4
Вартість 1 кг ТАМ, грн (для води за 1 м ³)	1,5	4,7	20-25		40,0

Матриці чи невеликі ємності з фазоперехідними матеріалами (ФПМ) можна розміщувати в конструкції будівлі. Акумуляуюча речовина буде накопичувати теплову енергію не лише від геліоколектора, але й надлишкове тепло від людей, обладнання, сонячної радіації тощо.

На рис. 2 зображено повітряну сонячну систему опалення з тепловим акумулятором наповненим ФПМ.

Кількість акумуляованої теплоти фазоперемінним ТАМ, Q_{ϕ} , кДж, визначають за формулою:

$$Q_{\phi} = mH_{\phi}, \quad (2)$$

де m – маса матеріалу, кг; H_{ϕ} – теплота плавлення матеріалу, кДж/кг.

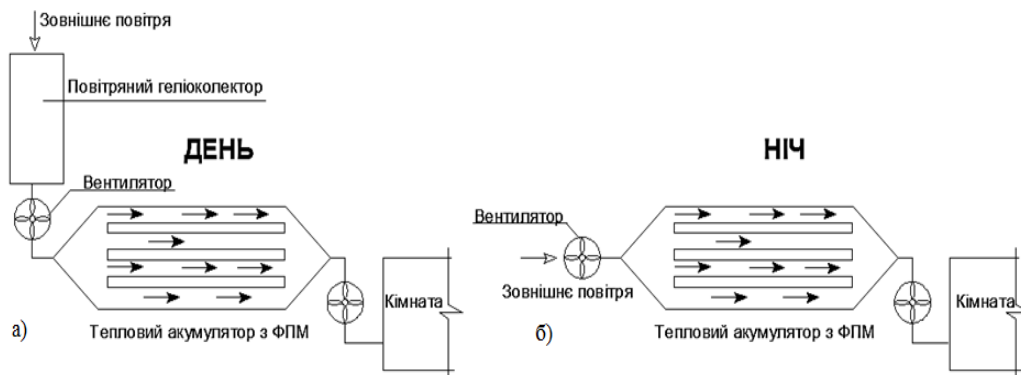


Рис.2. Схема системи повітряного сонячного опалення з акумулюванням теплоти

- а) денний цикл роботи повітряної сонячної системи опалення
 б) нічний цикл роботи повітряної сонячної системи опалення

Кількість акумульованої енергії по відношенню до об'єму ТАМ, Q_{ϕ} , кДж:

$$\frac{Q_{\phi}}{V} = \frac{mH_{\phi}}{m \cdot \rho}, \quad (3)$$

де ρ – питома густина ТАМ, $\text{кг}/\text{м}^3$; V – об'єм ТАМ, м^3 .

При виборі ТАМ слід враховувати наступні фактори:

- матеріал повинен бути загальнодоступним та відносно недорогим;
- матеріал повинен зберігати свої властивості на протязі великої кількості фазових переходів;
- фазовий перехід повинен відбуватися при виділенні-поглинанні прихованої теплоти;
- речовина повинна бути безпечною для людини, а саме нетоксичною, незаймистою, негорючою.

Для низькотемпературних сонячних систем теплопостачання в акумуляторах фазового переходу найбільш придатні органічні речовини – парафін і деякі жирні кислоти та кристалогідрати неорганічних солей, наприклад, кальцію хлорид гексагідрат або глауберова сіль, які плавляться при 29°C і 32°C відповідно.

Парафіни [3] мають найменшу теплоту фазового переходу серед застосовуваних теплоакумуючих матеріалів з фазовим переходом (ТАМФП): $144 - 189 \text{ МДж}/\text{м}^3$. Вартість технічних парафінів порівняно висока і коливається на даний час в межах від $30 - 40 \text{ грн./кг}$. Ще одним вагомим недоліком є їхня низька теплоємність ($C_p = 2,89 \text{ кДж}/(\text{кг} \cdot ^{\circ}\text{C})$) і теплопровідність в твердому стані. Цей недолік частково вирішується додаванням мідної або алюмінієвої стружки або тонкого дроту. Температура плавлення парафіну становить 44°C , що більше

підходить для рідинних геліосистем. Ці недоліки роблять неекономічним використання парафінів для акумуляторів повітряних сонячних систем опалення.

При використанні кристалогідратів можливий поділ суміші на рідку та тверду фазу, а також її переохолодження, що викликає нестабільність цих відносно недорогих речовин і знижують число робочих циклів. Для усунення цих недоліків до теплоакумулюючого матеріалу додають спеціальні речовини, які забезпечують рівномірну кристалізацію розчину і сприяють тривалому використанню матеріалу в багаторазових циклах плавлення-затвердіння. Для блокування розділення фаз застосовуються загусники, або інтенсивне перемішування в процесі теплообміну, що не завжди зручно в процесі експлуатації. До числа недоліків кристалогідратів слід віднести також їхню підвищену корозійну активність.

Перевагами є порівняно низька температура плавлення та досить велика кількість теплоти, що вивільняється при фазовому переході так для глауберової солі вона становить 251 МДж/м³. Тепловий акумулятор на основі насиченого розчину глауберової солі саме при температурі вище 32 °С може ефективно підтримувати температуру на рівні 32 °С з великим ресурсом накопичення або віддачі енергії. Звичайно, для гарячого водопостачання ця температура є низькою, але для повітряного опалення її цілком достатньо.

Жирні кислоти в якості ТАМФП характеризуються температурою і теплою плавлення приблизно такою ж, як і парафіни та в 4 рази нижчим коефіцієнтом теплопровідності. Для організації ефективного теплообміну використовуються оребрені поверхні, капсули, заповнені теплоакумулюючим матеріалом, а також теплопровідні матриці. Вартість коливається в районі від 90 до 100 грн за 1 кг. Серед переваг можна виділити хімічну та холодостійкість.

Висновки: таким чином, з розглянутих типів ТАМФП з урахуванням їх теплофізичних властивостей і вартісних показників найбільш придатними для теплових акумуляторів систем опалення з відновлюваними джерелами енергії є ТАМ, на основі кристалогідратів ($Q_{\phi}=150 - 400$ МДж/м³) враховуючи достатню теплоту фазового переходу і порівняно невисокі температури плавлення ($T_{пл}=25-80$ °С).

Література:

1. Использование солнечной энергии в северных районах. – Москва. – 1981.
2. <http://msd.com.ua/individualnye-solnechnye-ustanovki/akkumulyatory-teploty/>
3. Будлянський С.В., Редько А.Ф., Чайка Ю.И. Сравнение теплоаккумулирующих материалов с фазовым переходом для систем солнечного теплоснабжения//Энергосберегающие технологии теплогазоснабжения, строительства и муниципальной инфраструктуры. – Харьков. – 2013.
4. SteveEckhoff, Solar Energy Heat Storage for Home, Farm and Small Business: Suggestions on Selecting and Using Thermal Storage Materials and Facilities. –West Lafayette: PurdueUniversity. – 1978. – p 11.

Оценка и анализ характеристик тепловых аккумуляторов для воздушных гелиосистем

Х.Р. Козак; В.Н. Желих

Выполнен сравнительный анализ характеристик известных тепловых аккумуляторов для солнечных систем. Установлено, что наиболее приспособленными для аккумуляирования теплоты в низкотемпературных солнечных системах отопления являются теплоаккумулирующие материалы на основе кристаллогидратов.

Evaluation and Analysis of the Thermal Characteristics of the Heat Storage for Air Solar Systems

Kh.R. Kozak; V.M. Zhelikh

A comparative analysis of the characteristics of the known heat storages for solar systems has been performed. It was found that heat storage materials based on crystalline are the most adapted for the heat storage in the low-temperature solar heating systems.

Надійшла до редакції 16.04.2016

УДК 62-65:536.24

Температурний режим кімнати з теплою підлогою

М.С. Григорчук¹, І.Е. Фуртат², Ю. М. Камаєв³

¹магістрант теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний Інститут», grygorchuck@i.ua

²кандидат технічних наук, доцент, викладач національного технічного університету України «Київський політехнічний Інститут», i.e.furtat@gmail.com

³кандидат технічних наук, доцент, викладач національного технічного університету України «Київський політехнічний Інститут», unk1940@gmail.com

У даній статті розглядаються аналітичні розрахунки, необхідні для визначення температурного графіку приміщення з метою оптимізації використання електротермічних систем опалення зі сталою потужністю, а саме економії споживаної електроенергії. Робота містить опис методики розрахунків, а також коротку загальну інформацію про отримані результати. У висновках зазначено про можливі перспективи використання результатів дослідження.

Ключові слова: тепла підлога, опалювальна система, температурний графік, охолодження, нагрівання, коефіцієнт тепловіддачі, коефіцієнт теплопередачі.

Вступ. На сьогодні традиційні прилади обігріву займають у кімнатах багато місця. На відміну від них, теплі підлоги, не займаючи багато місця, здійснюють ефективне опалення приміщення. Електротермічні опалювальні системи (системи інфрачервоних теплих підлог), на відміну від традиційного центрального опалення, не потребують будівництва котельень, теплових розподільчих станцій, комунікацій для транспортування тепла. У даній роботі розглядається електротермічна опалювальна система на основі термоплівки «Чжунхей» яка являється інноваційною у сфері опалення [1]. Особливістю конкретно даної системи є те, що вона має сталу потужність, тому необхідно знати температурний графік приміщення для оптимізації використання електроенергії з метою її економії.

Основна частина. Опалювальна система на основі термоплівки «Чжунхей» має такі переваги як: стійкість до впливу вологи, високий рівень пожежної безпеки, легкість і простота монтажу, а також вона, на відміну від традиційного центрального опалення, не потребує будівництва котельень, теплових розподільчих станцій, комунікацій для транспортування тепла., що термін використання системи опалення «Чжунхей» перевищує 50 років, що виключає потребу в обслуговуванні, ремонті, догляді тощо.

Система має одну особливість: плівкові мати, які стеляться на підлогу, можуть виділяти лише певну сталу потужність. Враховуючи, що система

укладається рівномірно по всій підлозі, її потужність може перевищувати втрати тепла кімнатою. Через це використовувати теплу підлогу в стаціонарному режимі недоцільно. Тому застосовується її періодичне вимикання та вмикання. Для вибору оптимального режиму роботи і доцільного керування системою необхідно визначити особливості її роботи на прикладі однієї кімнати (офісного приміщення).

Основною задачею було розробити графік включення і відключення теплої підлоги. Ця задача є нестационарною, оскільки періоди охолодження приміщення чергуються з періодами нагрівання. Тому температура в цьому приміщенні є перемінною, таким чином перемінним є температурний напір, від якого залежать умови теплообміну з навколишнім середовищем (коефіцієнт тепловіддачі при природній конвекції залежить від перепаду температур).

Для того, щоб врахувати це при заданні граничних умов були побудовані графіки залежності коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі від температурного напору.

Для розрахунків було використано такі залежності [2]:

1) коефіцієнт теплопередачі, Вт/(м²К):

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_2}}, \quad (1)$$

де δ – товщина матеріалу стінки; λ – коефіцієнт теплопровідності; α – коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м² К);

2) коефіцієнт тепловіддачі, Вт/(м²К):

$$\alpha = Nu \cdot \lambda / l_0, \quad (2)$$

де l_0 – визначальний розмір, м; Nu – визначальний розмір, м;

2) критерій Нусельта (для вільного руху рідини):

$$Nu = c(Gr \cdot Pr)^n, \quad (3)$$

де c і n – коефіцієнти, які приймаються залежно від комплексу $Gr \cdot Pr$; Pr – критерій Прандтля; Gr – критерій Грасгофа;

3) критерій Грасгофа:

$$Gr = \frac{g \cdot l_0^3}{\nu^2} \cdot \beta \cdot \nu = A \cdot \nu, \quad (4)$$

де $g = 9,81 \text{ м/с}^2$ – прискорення вільного падіння; ν – коефіцієнт кінематичної в'язкості, $\text{м}^2/\text{с}$; β – температурний коефіцієнт об'ємного розширення теплоносія, для газів: $\beta = 1/T, \text{ К}^{-1}$; v – надлишкова температура, К ; A – безрозмірний комплекс, який дорівнює $A = (g \cdot l_0^3 / \nu^2) \beta$

Комплекс A використовується при обчисленні критерію Грасгофа для подальшого знаходження коефіцієнту тепловіддачі із зовнішньої сторони кімнати. Для обчислення коефіцієнту тепловіддачі із внутрішньої сторони використовується інший безрозмірний комплекс, який дорівнює: $B = g \cdot l_0^3$.

Криві на графіках були оброблені у вигляді аналітичних залежностей, що дало змогу знайти середньоінтегральні значення коефіцієнтів тепловіддачі за формулою:

$$\alpha_i = \frac{1}{\nu_{\max}} \int_0^{\nu_{\max}} \alpha(\nu) d\nu = \frac{1}{\nu_{\max}} \int_0^{\nu_{\max}} a \nu^{n+1} d\nu = \frac{1}{\nu_{\max}} a \frac{\nu^{n+1}}{n+1} \Big|_0^{\nu_{\max}}, \quad (5)$$

а також теплопередачі:

$$K = \frac{1}{\nu_{\max}} \int_0^{\nu_{\max}} K(\nu) d\nu = \frac{1}{\nu_{\max}} \int_0^{\nu_{\max}} b \nu^{m+1} d\nu = \frac{1}{\nu_{\max}} b \frac{\nu^{m+1}}{m+1} \Big|_0^{\nu_{\max}}, \quad (6)$$

які були використані при математичному моделюванні. Результати розрахунків наведено у табл. 1-4.

Згідно з ДБН В.2.6-31:2006 коефіцієнти тепловіддачі із зовнішнього і внутрішнього боків зовнішніх стін кімнати складають відповідно 23,2 $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ і 8,7 $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$. Враховуючи теплопровідність цих стін їх коефіцієнт теплопередачі складає 0,25 $\text{Вт}/(\text{м}^2\text{К})$ [3].

Таблиця 1

Залежність коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі внутрішніх стінок кімнати від температурного напору

$\vartheta, \text{ }^\circ\text{C}$	10^{-7}	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8
$\alpha_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,03	1,09	1,29	1,54	1,83	2,02	2,18	2,3	2,41	2,5	2,59
$\alpha_2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,028	1,09	1,29	1,54	1,84	2,03	2,19	2,32	2,44	2,54	2,63
$K, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,0145	0,52	0,61	0,73	0,86	0,94	1,01	1,06	1,11	1,15	1,18

Таблиця 2

Залежність коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі стелі кімнати від температурного напору

$\vartheta, \text{ }^\circ\text{C}$	10^{-7}	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8
$\alpha_1, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,02	0,71	0,85	1,01	1,2	1,33	1,43	2,02	2,14	2,26	2,36
$\alpha_2, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,0256	1,02	1,21	1,44	1,72	1,9	2,05	2,95	3,15	3,33	3,5
$K, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,0112	0,39	0,46	0,54	0,64	0,7	0,74	1,01	1,06	1,11	1,16

Таблиця 3

Залежність коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі підлоги кімнати від температурного напору

$\vartheta, ^\circ\text{C}$	10^{-7}	0,25	0,5	1	2	3	4	5	6	7	8
$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,02	0,72	0,86	1,02	1,22	1,35	1,45	2,09	2,22	2,34	2,44
$\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,0179	0,71	0,85	1,01	1,2	1,33	1,44	2,06	2,2	2,33	2,45
$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	0,0093	0,21	0,24	0,26	0,28	0,3	0,31	0,35	0,36	0,37	0,37

Таблиця 4

Середньоінтегральні значення коефіцієнтів тепловіддачі і теплопередачі

	$\alpha_1, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$\alpha_2, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$	$K, \text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$
Внутрішні стіни	2,06	2,08	0,96
Стеля	1,55	2,55	0,77
Підлога	1,57	1,55	0,31

З різних боків досліджуваної кімнати температура оточуючого середовища була неоднаковою, тому була визначена середньозважена температура зовнішнього середовища. Розрахунок проводився за формулою:

$$t_{\text{сеп}} = \frac{\sum K_i F_i t_i}{\sum K_i F_i}, \quad (7)$$

де K_i – коефіцієнт теплопередачі матеріалу стінки приміщення, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$, який розраховується за наведеними вище залежностями; F_i – площа стінки приміщення, м^2 ; t_i – температура стінки, $^\circ\text{C}$.

У результаті було отримано значення середньозваженої температури, яке приблизно дорівнює $9,1 ^\circ\text{C}$.

Також аналітично було розраховано час виходу системи на стаціонарний режим при повному відключенні теплої підлоги.

Час охолодження кімнати був знайдений із рівняння теплового балансу:

$$\sum_{i=1}^n K_i F_i (t - t_{\text{сеп}}) d\tau = - \sum_{i=1}^n M_i C_{pi} dt, \quad (8)$$

Після деяких перетворень отримали залежність:

$$\tau = \frac{\sum_{i=1}^n M_i C_{pi}}{\sum_{i=1}^n K_i F_i} \cdot \ln \frac{t_{\text{ноч}} - t_{\text{сеп}}}{t_{\text{кін}} - t_{\text{сеп}}}, \quad (9)$$

де M_i – маса i -го шару матеріалу стінки, кг ; C_{pi} – питома ізобарна теплоємність i -го шару матеріалу стінки, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{К})$; K_i – коефіцієнт теплопередачі i -го шару

матеріалу стінки, Вт/(м²К); F_i – площа поверхні теплообміну стінки, м²; $t_{поч}$ – початкова температура стінки, °С; $t_{кін}$ – кінцева температура стінки, °С; $t_{сер}$ – середня температура повітря у кімнаті в кінці процесу охолодження, °С.

У результаті час охолодження кімнати склав приблизно 14,5 діб.

Висновки. Для поставленої задачі знаходження температурного графіку приміщення було виконано аналітичний розрахунок, який проводився з використанням певних спрощень і припущень. У результаті було знайдено середньоінтегральні значення коефіцієнтів тепловіддачі та теплопередачі стінок кімнати, середньозважена температура зовнішнього середовища, а також час охолодження приміщення. Для перевірки правильності результатів передбачено проведення математичного моделювання у програмі SolidWorks.

Результати даного дослідження (після їх підтвердження математичним моделюванням) планується узгодити зі спеціалістами Інституту технічної теплофізики НАН України, а також запровадити у використання для проектувальних розрахунків, зокрема на фірмі «Чжунхей (Україна)».

Література

1. Сайт компанії «Чжунхей (Україна)» [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://www.zhonghui.com.ua>.
2. Исаченко В. П. Теплопередача. Учебник для вузов / В. П. Исаченко, В. А. Осипова, А. С. Сукомел. – М.: Энергия, 1975. – 488 с.
3. ДБН В.2.6-31:2006. «Теплова ізоляція будівель».

Температурный режим комнаты с теплым полом

М.С. Григорчук, И.Э. Фуртат, Ю.Н. Камаев

В данной статье рассматриваются аналитические расчеты, необходимые для определения температурного графика помещения с целью оптимизации использования электротермических систем отопления с постоянной мощностью, а именно экономии потребляемой электроэнергии. Работа содержит описание методики расчетов, а также короткую общую информацию о полученных результатах. В выводах указаны возможные перспективы использования результатов исследований.

Temperature mode of the room with warm floor

M. Hruhorchuk, I. Furtat, Y. Kamaev

This article discusses the analytical calculations which are necessary to determine the temperature mode of the room in order to optimize the usage of electrothermal heating systems with constant power, specifically to save energy consumption. The work contains the description of calculation methodology, and also a brief general information on the obtained results. The conclusions contain possible prospects for the using of research results.

Надійшла до редакції 19.05.2016

УДК 62-65:004.94

Моделювання температурного режиму кімнати з теплою підлогою у програмі SolidWorks

М.С. Григорчук¹, І.Е. Фуртат², Ю.М. Камаєв³

¹магістрант теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний Інститут», grygorchuck@i.ua

²кандидат технічних наук, доцент, викладач національного технічного університету України «Київський політехнічний Інститут», i.e.furtat@gmail.com

³кандидат технічних наук, доцент, викладач національного технічного університету України «Київський політехнічний Інститут», unk1940@gmail.com

У даній статті розглядаються дослідні математичного моделювання у програмі SolidWorks. Вони необхідні для визначення температурного графіку приміщення з метою оптимізації використання електротермічних систем опалення зі сталою потужністю, а саме економії споживаної електроенергії. Публікація містить опис досліджень, а також коротку загальну інформацію про отримані результати. У висновках зазначено про можливі перспективи використання результатів роботи.

Ключові слова: тепла підлога, опалювальна система, моделювання, дослід, режим, оптимізація, температурний графік, охолодження, нагрів.

Вступ. Для оптимізації використання електроенергії з метою її економії необхідно знати температурний графік приміщення, у якому для опалення використовуються електротермічні системи (систем інфрачервоних теплих підлог), що мають сталу потужність. Розглядається інноваційна опалювальна система на основі термоплівки «Чжунхей» [1]. Вона енергозберігаюча, нешкідлива для навколишнього середовища і забезпечує комфортні умови для людини. Особливість системи: плівкові мати, які стеляться на підлогу, виділяють лише певну сталу потужність. Оскільки система монтується рівномірно по всій підлозі, її потужність може перевищувати теплові втрати кімнати. Через це недоцільно використовувати теплу підлогу в стаціонарному режимі. Тому застосовується її періодичне вимикання та вмикання. Для оптимального режиму роботи і доцільного керування системою треба визначити особливості її роботи на прикладі однієї кімнати (офісного приміщення).

Основна частина. Для поставленої задачі був проведений аналітичний розрахунок, виконаний з використанням певних спрощень і припущень.

Для перевірки коректності його результатів у програмі SolidWorks (Flow Simulation) [2] розроблено математичну модель, яка представляє собою кімнату розмірами 3,44 м × 5,22 м і висотою 2,64 м. На зовнішніх сторонах стін кімнати

було задано граничні умови третього роду з урахуванням проведених аналітичних розрахунків, також задано фізичні властивості матеріалів, з яких зроблено стіни [3].

На моделі було проведено 3 досліді.

Перший дослід (рис. 1) – нестационарна задача охолодження повітря до температури $\approx 10^\circ\text{C}$ (зважаючи на результати, які були отримані при проведенні стаціонарної задачі).

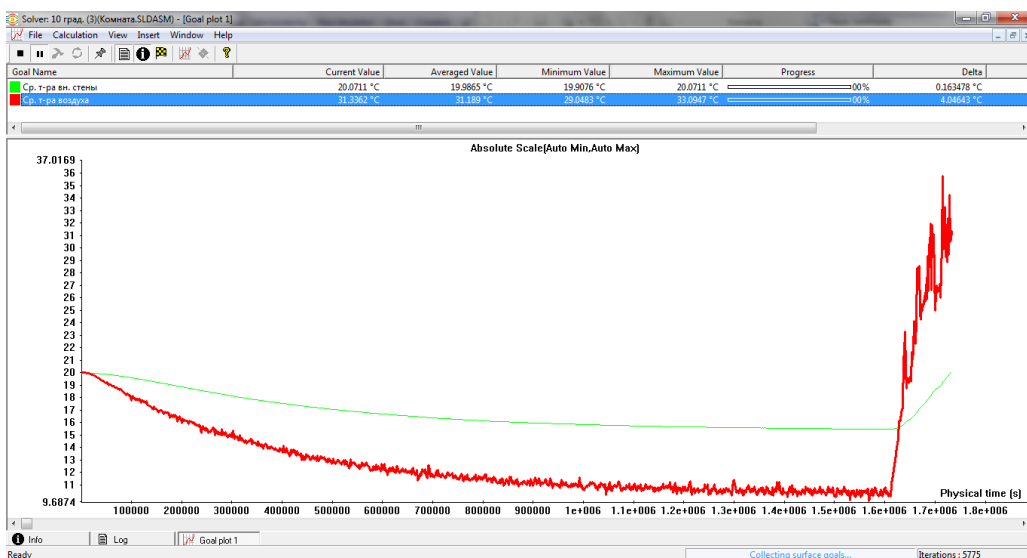


Рисунок 1 – Результати першого досліді
(нестационарна задача охолодження повітря в приміщенні до температури $\approx 10^\circ\text{C}$)

Середня температура теплої стінки досягла значення $\approx 15,5^\circ\text{C}$, а час охолодження становив близько 2 тижнів. Після досягнення цієї температури було проведено нагрів спочатку лише повітря, а потім і теплої стінки до температури 20°C . Повітря прогрілося за 11 год, а стінка – за 33,5 год (при цьому температура повітря досягла значення 31°C).

Проведений дослід є лише експериментальною перевіркою поведінки температури у кімнаті. Такий режим роботи теплої підлоги звичайно недопустимий.

Другий дослід (рис. 2) – нестационарна задача охолодження повітря до температури $\approx 15^\circ\text{C}$ при періодичному вмиканні теплої підлоги. Час охолодження повітря до 15°C склав 76 год (трохи більше ніж 3 доби).

Під час цього досліді також було проведено нагрів повітря до 20°C , який відбувся за 4 год, після чого час повторного охолодження повітря склав приблизно 1 добу. Потім було проведено ще один повторний цикл нагрів-охолодження, етапи якого відповідно тривали 3,3 і 20 год, тобто час зміни температури зменшився. Це пояснюється тим, що внутрішня стіна, температура якої також впливає на процес, охолола (приблизно до 18°C).

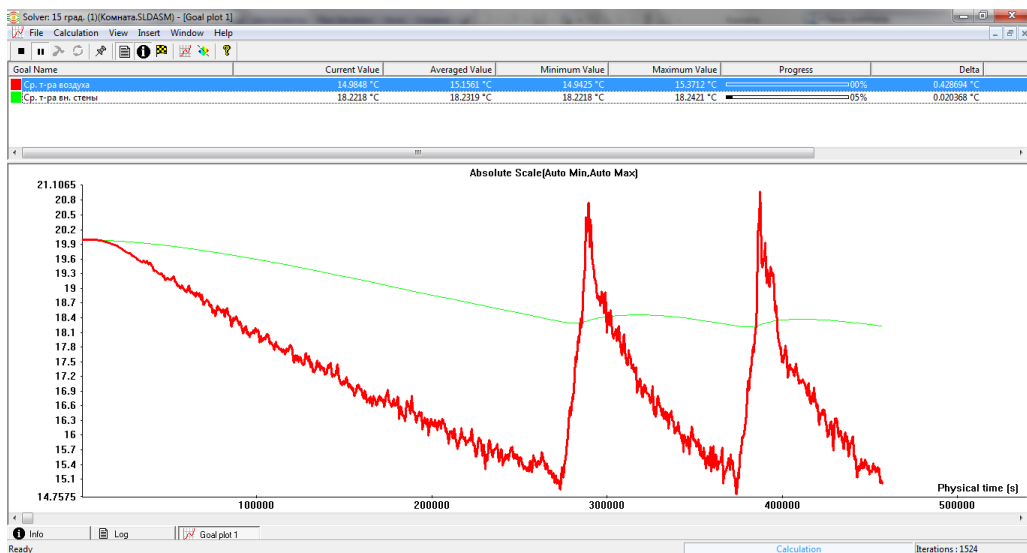


Рис. 2. Результати другого дослід (нестационарна задача охолодження повітря в приміщенні до температури $\approx 15^{\circ}\text{C}$ при періодичному вмиканні теплої підлоги)

Третій дослід (рис. 3) – нестационарна задача зміни температури протягом тижня (5 робочих днів і 2 вихідних) при періодичному вмиканні теплої підлоги. Перша ділянка (охолодження-нагрів) не входить в даний проміжок.

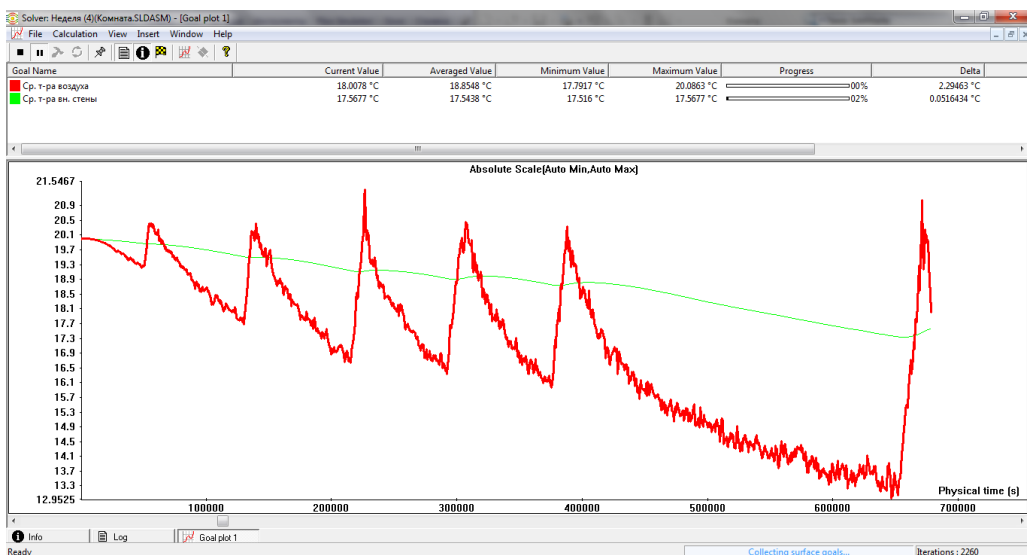


Рис.3. Результати третього дослід (нестационарна задача зміни температури протягом тижня при періодичному вмиканні теплої підлоги)

Режим роботи підлоги виглядав наступним чином: вважається, що з початком першого робочого дня підлога вимикається, а з початком другого знову вмикається поки температура в кімнаті не досягне 20 °С і потім знову вимикається, наступного також працює до досягнення температури повітря 20 °С і знову вимикається. Так триває до кінця робочого тижня. На вихідних підлога не працює. З початком наступного тижня підлога вмикається для прогріву повітря до 20 °С.

Під час такого режиму тепла стінка поступово охолола до температури приблизно 17,5 °С, а тому час на нагрів повітря поступово збільшився і в кінці склав близько 5,6 год, що досить довго. Тому можливий варіант охолодження повітря до більш оптимального значення температури, наприклад, 17 °С, а потім його нагрів до 20 °С і т.д.

Враховуючи попередній висновок, була проведена оптимізація температурного режиму кімнати за допомогою моделювання (рис. 4). Вона полягала в тому, щоб обмежити охолодження повітря до температури 17 °С, таким чином зменшуючи періоди охолодження і нагріву повітря, а також забезпечуючи сталість температури теплих стінок.

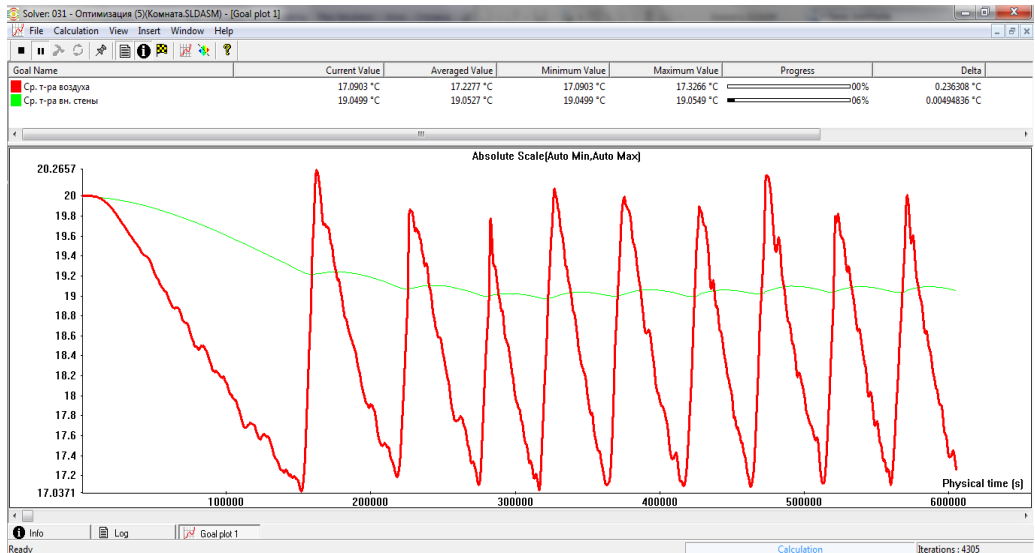


Рис.4. Графік оптимізованого режиму роботи теплої підлоги

Отже, режим роботи теплої підлоги такий: спочатку, вважаючи, що початкова температура усієї кімнати (як повітря, так стін) становить 20 °С, підлога вимикається, потім, при досягненні температури повітря 17 °С, вона знову вмикається і працює поки повітря у кімнаті не нагріється до 20 °С. Дослід проводиться періодично. Сумарний час дослідження становить 1 тиждень реального часу (час проведення дослідження на моделі значно менший). Цей термін було вибрано з огляду на те, що попередній дослід (без оптимізації) також тривав

1 тиждень.

В середньому тривалість періоду охолодження становить 11,3 год, вона дещо більша на початку, а потім приблизно однакова. Тривалість періоду нагріву, окрім останнього (про нього мова йтиме дещо далі), становить в середньому 2,7 год.

Під час даного досліджу температура теплої стінки не опустилася нижче 19 °С, що і дозволяло підтримувати майже сталий режим підлоги – як уже згадувалося вище, періоди охолодження і нагріву майже однакові. З цього можна зробити висновок про те, що оптимізація виконана вдало.

Також було виконано нагрів теплої стінки, яка охолола, знову до 20 °С – останній період нагріву, про який не говорилося вище. Час нагріву склав приблизно 14 год, при цьому температура повітря зросла приблизно до 30 °С.

Висновки. Після проведення трьох дослідів на математичній моделі було зроблено висновок, що режими, які досліджувались, не являються оптимальними, тобто їх не можна застосовувати при експлуатації теплої підлоги. Тому було вирішено виконати оптимізацію температурного режиму кімнати, яка полягала у тому, щоб обмежити охолодження повітря у кімнаті до температури 17 °С. Аналізуючи результати оптимізації можна сказати, що вона була виконана вдало і такий режим можна використовувати на практиці.

Результати даного дослідження планується узгодити зі спеціалістами Інституту технічної теплофізики НАН України, а також запровадити у використання для проектувальних розрахунків, зокрема на фірмі «Чжунхей (Україна)».

Література

1. Сайт компанії «Чжунхей (Україна)» [Електронний ресурс] – Режим доступу до ресурсу: <http://www.zhonghui.com.ua>.
2. Алямовский А. А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи / А. А. Алямовский. – СПб.: БХВ-Петербург, 2012. – 448 с.
3. ДБН В.2.6-31:2006. «Теплова ізоляція будівель».

Моделирование температурного режима комнаты с теплым полом в программе SolidWorks

М.С. Григорчук, И.Э. Фуртат, Ю.Н. Камаев

В данной статье рассматриваются исследования математического моделирования в программе SolidWorks. Они необходимы для определения температурного графика помещения целью оптимизации использования электротермических систем отопления с постоянной мощностью, а именно экономии потребляемой электроэнергии. Публикация содержит описание исследований, а также короткую общую информацию о полученных результатах. В выводах указаны возможные перспективы использования результатов исследований.

Modeling of the temperature mode of the room with warm floor in SolidWorks

M. Hruhorchuk, I. Furtat, Y. Kamaev

This article discusses the mathematical modeling researches in SolidWorks. They are necessary to determine the temperature mode of the room in order to optimize the usage of electrothermal heating systems with constant power, specifically to save energy consumption. The publication contains the description of researches, and also a brief general information on the obtained results. The conclusions contain possible prospects for the using of research results.

Надійшла до редакції 16.05.2016

УДК 533.6:681.121.8:696.2

Удосконалення обліку природного газу абонентами житлових будинків

К.М.Предун¹ О.М.Шевчук²

¹к.т.н. доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, 31172@ukr.net

²ст.наук.співробітник, Київський національний університет будівництва і архітектури, 2304elena@ukr.net

Проаналізовано існуючий стан з обліку природного газу мешканцями житлових будинків. Дано оцінку факторам, які впливають на достовірність показів побутових лічильників газу.

Ключові слова: природний газ, абонент житлового будинку, облік, побутовий лічильник газу, похибка вимірювань

Вступ. З підписанням Угоди про асоціацію з Європейським союзом Україна прийняла на себе ряд зобов'язань, у т.ч. і стосовно удосконалення обліку природного газу. Так, наприклад, відповідно до п.1 статті 9 Директиви 2012/27/ЄС «Про енергоефективність»: «Держави... повинні забезпечити, наскільки це можливо, фінансово доцільно й пропорційно у відношенні до потенційної економії енергій, усіх кінцевих споживачів електроенергії, природного газу... індивідуальними лічильниками за конкурентними цінами, які точно відображають дійсне споживання енергії кінцевими споживачами і надають інформацію про дійсний час використання». В загальному випадку використання лічильників природного газу дозволяє упорядкувати його облік, а без цього неможлива економія паливно-енергетичних ресурсів.

Актуальність дослідження. В Україні у 1995 р. була розроблена Багатгалузева програма виробництва приладів обліку природного газу і поетапного оснащення ними житлового фонду [1]. Пріоритет у встановленні лічильників надавався житлу з газовим опаленням і місцевим гарячим водопостачанням. Сьогодні можна відмітити, що фактично встановлено приблизно 10 млн. побутових лічильників газу (близько 75 % від потреби). Це прилади, як правило, об'ємного типу, тобто вони призначені для виміру об'ємних витрат природного газу при фактичних значеннях температур і тисків. Їх конструкцією не передбачено наявність сторонніх джерел живлення, що унеможлиблює застосування в інформаційних системах.

Населення, яке мешкає у багатоквартирних будинках міських населених пунктів, продовжує за спожитий природний газ оплату здійснювати залежно від кількості мешканців у квартирі і номенклатури встановлених побутових газових приладів. Відповідно, достовірність такої інформації щодо кількості спожитого газу викликає певні сумніви. Окрім того, чинна державна політика надання

субсидій певним категоріям мешканців аж ніяк не стимулює до встановлення лічильників газу.

Постановка проблеми. За останній період в державі відбулись значні зміни в структурі споживання природного газу. Сьогодні до 40 % від усієї кількості палива витрачається на потреби населення (в колишн. Радянському Союзі ця частка не перевищувала 10 %). Водночас вартість природного газу для абонентів житлових будинків зросла з 10 крб. (у 1991 р.) до 6879 грн. (у 2016 р.) за 1 тис. м³. І якщо раніше можливі збитки газопостачальних підприємств внаслідок відсутності або недостовірності обліку у житлово-комунальному господарстві компенсувались промисловістю (у 1991 р. для цієї категорії споживачів вартість складала 28 крб./1000 м³), то сьогодні – це вже неможливо. По-перше, споживання палива промисловістю різко скоротилось, а, по-друге, підприємства, як правило, оснащені засобами комерційного обліку природного газу і сплачують лише за реально спожите паливо.

Метою роботи є оцінка сучасного стану з метрологічного забезпечення обліку природного газу абонентами житлових будинків та розробка пропозицій щодо приведення у відповідність з вимогами нормативних документів засобів для комерційного обліку для цієї категорії споживачів.

Виклад основного матеріалу. Загалом для взаємних розрахунків при продажі і купівлі природного газу існують т.зв. «стандартні умови» – температура 20 °С, тиск 101,325 кПа (760 мм рт. ст.) і вологість, що дорівнює 0. Проте в реальних умовах у населення, в квартирах (будинках) яких встановлені лічильники, вимірювання кількості газу виконується при реальних тисках, температурах тощо. Таким чином, об'єми газу, що визначені у вузлах обліку у постачальників і споживачів, одного і того ж газового потоку можуть різнитись на значу (до 20 %) величину. Причому, залежно від пори року розбіжності можуть мають різний знак.

Природний газ, як і будь-яке газоподібна речовина, при зміні температури змінює свій об'єм і, відповідно, густину. З достатньою точністю в діапазоні температур від мінус 50 до плюс 50 °С цю залежність можна апроксимувати формулою

$$\rho = \frac{A}{273+t}, \text{ кг/м}^3, \quad (1)$$

де t – температура газу, °С; ρ – густина газу, кг/м³; A – чисельний коефіцієнт, значення якого залежить від виду середовища, для метану СН₄ – основного компоненту природного газу – $A = 196$.

Після нескладних перетворень значення відносної похибки виміру кількості природного газу за допомогою приладів об'ємного типу залежно від температури вимірюваного середовища можна представити як

$$\delta = -8 + 0,338 \cdot t, \% \quad (2)$$

Таким чином, при температурах природного газу, нижчих за 23,6 °С, при реалізації палива населенню газопостачальні організації отримують збитки (сягають до 15 % при температурі мінус 20 °С), а при вищих – мають деякі прибутки (до 10 % при температурі 50 °С).

Для абонентів, які мешкають в багатоквартирних будинках, розрахункова витрата природного газу не перевищує 1,2 (у кухні встановлена лише плита типу ПГ-4) і 3,5 м³/год. (плита ПГ-4 і водонагрівач проточний газовий типу ВПГ-23). У кухнях зазвичай обмежений простір і при встановленні побутових лічильників газу не завжди вдається дотримуватись відстаней, вказаних в нормативних документах [2, 3].

Кухня – це завжди опалюване приміщення. Окрім того, конструктивно прокладання газових стояків внутрішньобудинкової системи газопостачання дозволено безпосередньо у приміщеннях, в яких встановлені побутові газові прилади – кухнях. В холодний період року температура повітря у приміщенні повинна бути не менше 18, а у теплий – встановлюється в межах 25...30 °С. З урахуванням надлишкової теплоти під час приготування їжі фактична температура сягає 40 °С і більше. Таким чином, додаткова похибка складає не менше 5 % і, відповідно, населення додатково сплачує за неспожитий газ до 3 млрд. грн./рік.

Загалом у вимірювальній техніці розрізняють основну і додаткові похибки засобів вимірювання. Стосовно обліку природного газу основна похибка визначається при «стандартних умовах» і вимірюваному середовищі – повітрі, а додаткові – при відхиленні умов вимірювання від них.

Вимогами ДСТУ 3336-96 [2] регламентуються граничні значення цих похибок. Наприклад, для побутових лічильників, які експлуатуються, допустима основна похибка в діапазоні вимірювань $Q_{min} \leq Q < 0,1Q_{max}$ може сягати 6 %. На підставі аналізу ринку побутових лічильників газу в Україні за інформацією заводів-виробників основна похибка вимірювань в діапазоні витрат $Q_{min} \leq Q < Q_{max}$, як правило, не перевищує ± 1 %. Тобто, у цьому питанні досягнута виробниками точність перевищує вимоги державних стандартів.

Про додаткові похибки згадується лише стосовно відхилень температур газу від стандартних умов.

Проаналізуємо вплив інших чинників на покази приладів обліку.

Побутові газові прилади оснащують атмосферними інжекційними пальниками низького тиску з неповним попереднім змішуванням газу з повітрям. Номінальний тиск природного газу перед приладом становить $P_{ном.} = 1.3$ кПа. Конструкція пальника забезпечує його роботоздатність при зміні тиску в межах $P = (0,5...1,25) P_{ном.}$ В діапазоні робочих тисків 0,75...2,0 кПа додаткова похибка не перевищує 2 % з тенденцією зросту при збільшенні тиску і, відповідно, збільшенням втрат газопостачальних організацій. Проте, за абсолютною величиною дана додаткова похибка практично не виходить за межі похибок вимірювань, регламентованих стандартом [2].

Значно суттєвішою є похибка, викликана змінами барометричного тиску. В діапазоні тисків 93,326...101,325 кПа (700...760 мм рт.ст.) похибка вимірювань апроксимується з достатньою точністю залежністю

$$\delta_1 = -104,7 + 1,046 \cdot B, \% \quad (3)$$

де B – барометричний тиск, кПа.

Зі зменшенням барометричного тиску населення переплачує за спожитий газ. Наприклад, в діапазоні барометричних тисків 730...745 мм рт. ст. додаткова похибка знаходиться в межах, відповідно, 3...1 %. З точки зору теорії похибок вона носить системний характер: на основі багаторічних спостережень для кожної місцевості встановлені лише їм властиві значення барометричних тисків. І, відповідно, величина кореляційного коефіцієнта може бути зафіксована, наприклад, в квитанціях до сплати за спожите паливо окремо для кожної газопостачальної організації у тому чи іншому населеному пункті. До речі, економія коштів для населення після врахування фактичного значення барометричного тиску шляхом введення кореляційного коефіцієнта на кожному млрд.м³ спожитого газу може сягати 0,05...0,15 млрд. грн. На нашу думку, це цілком прийнятна ціна, щоб у найкоротший час внести відповідні зміни до чинного законодавства.

Таким чином, найбільш суттєвий вплив на покази об'ємних лічильників газу має додаткова похибка, викликана відмінністю реальних значень температур як природного газу, так і навколишнього середовища від «стандартних умов». Комплектування лічильника власним температурним коректором допоможе вирішити вказану проблему. До речі, в країнах ЄС чинним законодавством заборонено встановлення будь-яких лічильників газу без коректорів об'єму.

Частковим вирішенням проблеми обліку природного газу мешканцями багатоквартирних будинків є встановлення будинкових комерційних вузлів обліку. В таблиці показано результати розрахунку витрат природного газу і підібраних лічильників для таких вузлів.

Розрахункові витрати в житловому будинку пораховані на підставі номінальних і коефіцієнтів одночасності [3].

В таблиці вказана технічна характеристика лічильників СП «Самгаз Україна», модель RS.

У подальшому на їх основі можуть бути створені так звані інтелектуальні системи обліку природного газу, які, окрім вказаних вище, будуть враховувати і характеристики палива. Відповідно, витрати газу вказуватимуться у теплових одиницях – кВт-год.

Висновки. Завдяки реалізації запропонованих рішень населення сплачуватиме кошти за реально спожите паливо, а точніше – спожиту енергію, а у державі буде упорядковано облік природного газу, що дозволить скласти реальні баланси палива.

Таблиця

Характеристика будинкових комерційних вузлів обліку

Кількість квартир	Витрата, м ³ /год.		Типорозмір лічильника	Витрата, м ³ /год.			Втрата тиску, кПа	Похибка, %	Примітка
	номін.	розр.		мін.	номін.	макс.			
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
У кухнях встановлені плити типу ПГ-4									
50	56,4	12,6	G16	0,16	16	25	0,25	±1,0	
100	112,8	23,7	G25	0,25	25	40			
150	169,1	34,7	G40	0,4	40	65			
200	225,5	45,1	G40	0,4	40	65			
У кухнях встановлені плити типу ПГ-4 і водонагрівачі типу ВПГ-23									
50	200	44,6	G40	0,4	40	65	0,25	±1,0	
100	400	74,0	G65	0,65	65	100			
150	600	107,4	G100	1,0	100	160			
200	800	138,4	G100	1,0	100	160			

Примітки. 1. Номінальні витрати газу побутовими газовими приладами визначені залежно від їх теплової потужності: ПГ-4 – Q = 10.65 кВт; ВПГ-23 – Q = 23.2 кВт.

Література

- Багатогалузева програма виробництва приладів обліку природного газу і поетапного оснащення ними житлового фонду: Затв. Держкомнафтогазом України 23.08.95 р. – К., 1995. – 28 с.
- ДСТУ 3336-96. Лічильники газу побутові. Загальні технічні вимоги. – К.: Держстандарт України, 1996. – 11 с. – Чинний з 01.07.96.
- ДБН В.2.5-20-2001. Газопостачання / Держбуд України. – К.: Держбуд України, 2001. – 286 с. – Чинні 01.08.2001.

Усовершенствование учета природного газа абонентами жилых зданий

К.М.Предун, Е.М.Шевчук

Проанализировано существующее состояние учета природного газа жителями жилых зданий. Дана оценка факторам, влияющим на достоверность показаний бытовых счетчиков газа.

Improving the metering of natural gas of home subscribers

K. Predun, E. Shevchuk

Assess the current state of natural gas accounting by residents houses. Assess the factors that affect the credibility of domestic gas meters.

Надійшла до редакції 24.05.2016

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 697.34:697.4:620.9

Енергоефективна система теплопостачання з підвищеними екологічними властивостями

Е.С. Малкін¹, Н.Є. Журавська²

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

²ст.викл., Київський національний університет будівництва та архітектури, nzhur@ua.fm

Проаналізовано існуючі системи теплопостачання, особливості омагніченої води, які можливо використати в багатьох сферах життєдіяльності, в енергетиці та інші. Застосування технологій безреагентної обробки води з використанням омагніченої води сприяє економії та подовженню використання земних ресурсів.

Ключові слова: енергоефективні системи теплопостачання, безреагентна обробка води, структури води та її кінетика; енергозбереження.

Вступ. У зв'язку з енергетичною кризою в Україні особливого значення набуває проблема суттєвого підвищення ефективності систем виробництва, транспортування та використання енергії. Зважаючи на значну роль в енергозабезпеченні країни систем водяного та парового теплопостачання, набувають питання ефективного використання теплової енергії на усіх ділянках цих систем: генерації для нагріву води або для утворення пари; транспортування до споживача, а також при використанні її споживачем. Усі ці стадії в системах водяного теплопостачання вода проходить в різних галузях господарства: житлово-комунальному секторі, промисловості та агропромисловому комплексі, де можуть проходити зміни складу, структури та властивості води і теплообмінних поверхонь систем, утворення на них накипу, що призводить до погіршення тепломасообмінних процесів та теплоенергетичних показників, впливає на загальні показники ефективності процесу, а також, у значній мірі, ускладнює його теоретичний розгляд і обґрунтування режимних параметрів. В усіх цих галузях досягнуті позитивні результати обробки води в магнітних полях. Але слід відзначити, що ці існуючі результати в основному, базуються на емпіричних даних. Це обумовлено недостатнім розвитком фізики води, особливо при наявності у ній домішок, що призводить до недостатньої їх стабільності.

Аналізуючи стан проблеми з використанням більш ніж 150-ти джерел, можна зробити невтішні висновки. Незважаючи на те, що процесами безреагентної обробки води шляхом контакту її з магнітним полем в різних галузях займаються вже більше 60-ти років, питання фізики води до теперішнього часу залишається на недостатньо високому рівні зі значним використанням емпіричних залежностей. Виняток складають роботи по кінетичній теорії рідини, зокрема чистої води.

Існуючі проблеми значно спрощуються при попередньому очищенні води. Застосування попереднього очищення води дозволило підійти до вирішення питання по визначенню параметрів електромагнітного поля в процесі обробки чистої води.

При розгляді структури води та її кінетики ми зробили висновки, що на даний час найбільш поширеною є кластерна теорія води [1, та інші], згідно з якою молекули води у кластері, залежно від складу води.

Параметри електромагнітного поля в чистій воді. Згідно з кінетичною теорією рідин Я.І. Френкеля та теорією вірогідності А. Больцмана, для переходу води в інше структурне положення необхідно, щоб її мікрочастинки (атоми, молекули) зробили не менш 1000 коливань. Для досягнення мінімальної довжини шляху води в апараті необхідно враховувати швидкість руху води та частоту електромагнітного поля. Приймаємо швидкість руху води $\omega = 0,3 \dots 1,5$ м/с, підраховуємо частоту коливань електромагнітного поля $\nu_{e.m.} = 1,0 \dots 30,0$ кГц, за формулою число коливань молекул води:

$$\nu_{e.m.} = \frac{\nu \cdot \omega}{\ell_{np}} \quad (1)$$

де ν – число коливань молекули води, кГц, ℓ_{np} – довжина ділянки води в електромагнітному полі, м.

При частоті коливань електромагнітного поля $\nu \geq 1,0 \dots 30$ кГц отримуємо зміну структури води до мономолекулярної, індукцію магнітного поля для атомів кисню. За результатами експериментальних досліджень магнітної обробки чистої води індукція магнітного поля $\mathbf{B} = 200 \dots 600$ мТл.

Одним із способів підвищення кінетичної активності води, тобто її активації, є підвищення температури, що призводить до підвищення швидкості руху кластерів та частоти коливань молекул води. Це призводить до поступового збільшення темпу руйнування кластерів на поверхні води та випаровування її дипольних молекул. Таким чином, при тепловому способі уся енергія, необхідна для руйнування кластерів води, підводиться зовні без використання внутрішньої енергії молекул та атомів води, а характер мономолекул води залишається дипольним. Кількість теплової енергії, яка подається для нагріву всього об'єму, тобто час досягання ефекту є тривалий, а сам процес енергоємний (рис. 1, а).

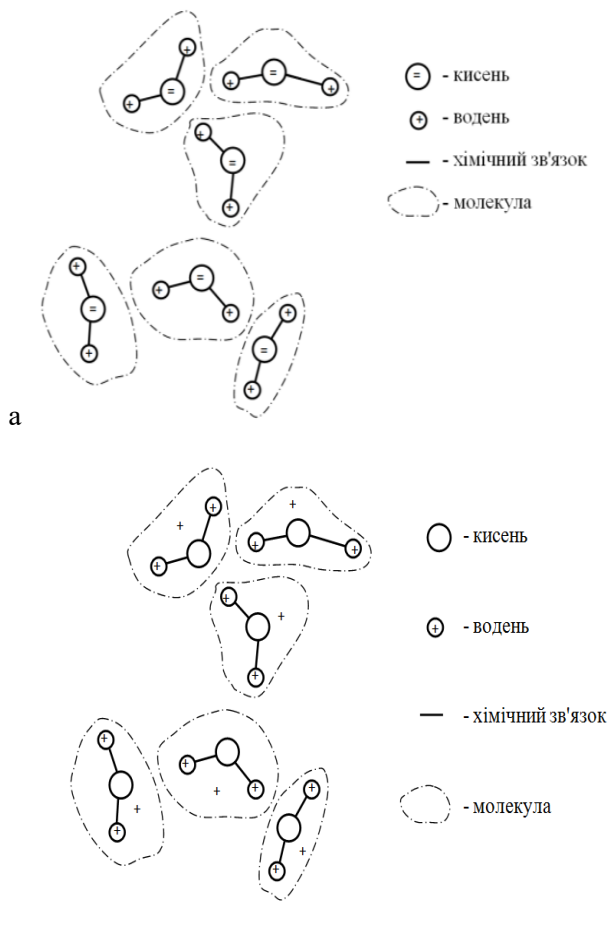


Рис. 1. Принципова схема структури:
 а - дистилату неомагніченої води, б - чистої омагніченої води

При дії електромагнітного поля на структуру та характеристики води необхідно відмітити, що створення більш ефективної активації природної води шляхом обробки її в полях природних і електромагнітів та застосування її в різних процесах почалось з середини ХХ століття. У результаті критичного аналізу літературних джерел з даної проблеми, можна зробити висновок, що дослідження з магнітної активації води проводились, в основному, шляхом експериментальних досліджень, що не давало можливості узагальнити моделі впливу магнітних полів на структуру води.

Виняток становлять роботи Я.Г.Дорфмана, в яких показано, що в слабوماгнітних речовинах, до яких можна віднести природну воду, на загальні коливання атомів та молекул води впливає як частота коливань хвиль магнітного поля, так і напруженість (індукція) магнітного поля на заряджені мікрочастинки з можливістю відриву їх від ядер до простору магнітних хвиль. Як показано,

атоми водню є діаманетиками (нейтральними до магнітного поля), а атоми кисню мають типові парамагнітні властивості, які залежать від частоти та напруженості (індукції) магнітного поля.

Створена фізична модель обробленої в електромагнітному полі технологічних параметрів чистої води. Оскільки вода, особливо її розчини та суміші з неї, є дуже складною системою, яка важко піддається теоретичному дослідженню та знаходженню її технічних параметрів поля, то на першому етапі здійснюється обробка в полі чистої води, а потім, у випадку технологічної необхідності, на базі цієї води складаються розчини або суміші, необхідні для обробки. Крім того, в роботі запропонована вдосконалена фізична модель процесу обробки в магнітних полях попередньо очищеної і пом'якшеної води з наступним отриманням, у випадку технологічної необхідності, потрібних розчинів та сумішей на її основі.

Фізична модель кінетики зміни структури чистої води досліджувалась після обробки її в електромагнітному полі (з індукцією 200...600 мТл та частотою 1...30кГц). Коливання електромагнітного поля призводить до руйнування водневих зв'язків між молекулами. За рахунок дії магнітного поля на атоми кисню частина електронів виходить за межі атома кисню, що призводить до зменшення його від'ємного заряду. В той час, як атоми водню, які є діаманетиками, залишаються позитивно зарядженими (не змінюють знак та величину своїх зарядів), молекула води тимчасово перестає бути диполем, а стає позитивно зарядженою на термін релаксації, тобто є слабим електролітом, що призводить до більш активної взаємодії з зовнішніми та внутрішніми поверхнями капілярно-пористих та колоїдних капілярно-пористих тіл (рис. 1, Б).

В основі отримання чистої води розроблена методика обробки її в електромагнітному полі перед її споживанням, для цього поставлена задача удосконалення технологічного процесу шляхом:

- переходу на теоретично обґрунтовані частоти електричного струму в електромагнітах 1,0...30 кГц, що співпадає з достатньою точністю до значень необхідних частот та напруженість (індукцію) магнітного поля 200...600мТл, що співпадає з результатами теоретичних досліджень процесів у слабомагнітних тілах, до яких відноситься вода, атоми кисню якої мають парамагнітні властивості [58] та з результатами експериментальних і промислових досліджень;

- обробки води в полі постійного електричного струму при різниці потенціалів між електродами $U \leq 3$ В для досягнення рН $\leq 6,0$ до процесу її омагнічування.

Суть запропонованої методики пояснюється схемою обробки води з використанням електромагнітних полів [9].

До недоліків вказаного слід віднести:

- 1) обмеженість його технологічними процесами, пов'язаними з використанням тільки омагніченої чистої води;
- 2) невирішеність питання очищення електродів в пристрої попередньої підготовки води.

Вказані недоліки вирішуються наступним чином:

1) після омагнічення вода надходить у змішувач-диспергатор, в які подається з ємності необхідний компонент, після якого отримана суміш, або розчин необхідної речовини, біоцидної домішки, надходить до технологічного процесу, капілярно-пористих тіл, наприклад, для виробництва бетонних виробів, завдяки чому підвищуються екологічні властивості та практично не спостерігається розвинення у матеріалі біопшкодження.

2) для очищення електродів в пристрої попередньої підготовки води, він виготовляється двокамерним з циклічною автоматичною зміною знаків електродів та напрямку руху води, завдяки чому здійснюється процес відриву заряджених частинок, або молекул від поверхонь електродів. Таким чином створена енергоефективна система теплопостачання з підвищеними екологічними властивостями з магнітної обробки води та розчинів і сумішей на її основі.

Енергоефективна система теплопостачання з використанням електромагнітних полів [8], з підвищеними екологічними властивостями показана на рис. 2, працює таким чином: водопровідна вода подається по трубопроводах 1 до пристрою попередньої підготовки 2, який складається з 2-х камер з паралельними електродами 3 постійного струму, які живляться від джерела постійного струму 4 та зі зміною в автоматичному циклічному режимі знаків електродів в камерах та напрямку руху води у них, що забезпечує очищення електродів. При протіканні води між зарядженими електродами 3 з різницею потенціалів електричного струму між ними 2,5...3,0 В, де відбувається, шляхом електролізу, пом'якшення води та часткова коагуляція частинок деяких елементів в ній.

Висновки. Система обробки води з використанням електромагнітних полів використовувалась в більш ніж 400 серіях дослідів [7]. Завдяки застосування енергоефективних систем теплопостачання з використанням електромагнітних полів [8], з підвищеними екологічними властивостями для енергоресурсозберігаючих технологій в різних галузях промисловості: енергетики (в водяних та парових системах теплопостачання, для попередження та руйнування накипу та відкладень на теплообмінних поверхнях і попередження корозії металевих поверхонь та пошкодження полімерних та інших матеріалів); різноманітні технології виробництва та обробки капілярно-пористих і колоїдних капілярно-пористих тіл: будівельних матеріалів (бетонних виробів, цементного каменю, гіпсових виробів тощо), текстильних матеріалів (з натуральних та штучних волокон); сільському господарстві (при обробці посівного матеріалу та при зволоженні ґрунту в процесі визрівання врожаю); медицині та екології людини тощо досягається економія енергетичних витрат до 40 %, забезпечується економія матеріалів і води до 25 % та підвищується якість показників процесу: підвищення міцності та довготривалості продукції, її гігієнічних показників і підвищення його захисту від біопшкодження.

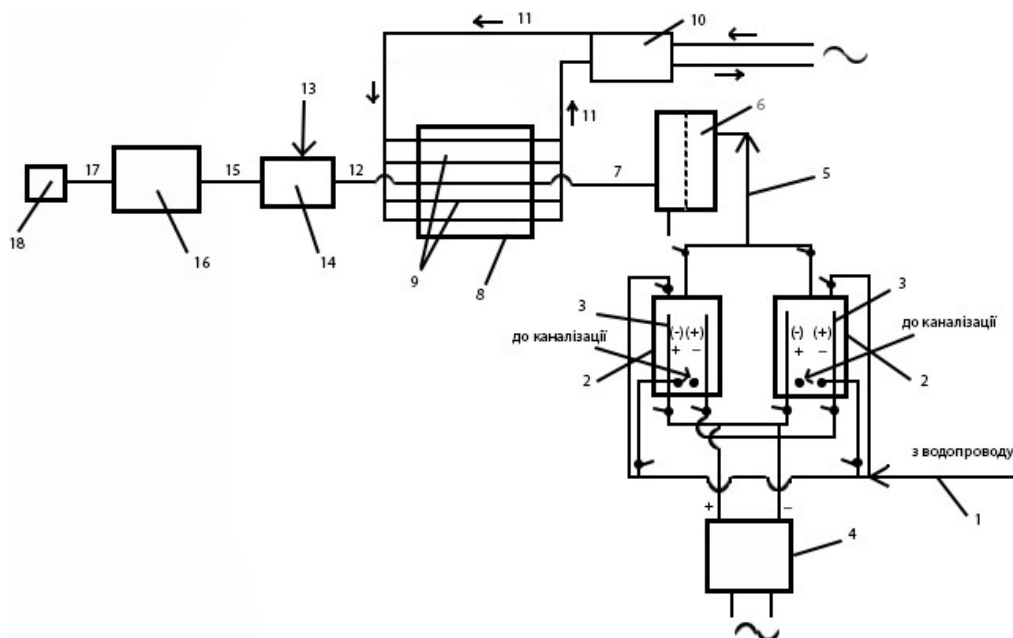


Рис. 2. Система обробки води з використанням електромагнітних полів: 1, 5, 7, 12, 15, 17 - трубопроводи; 2 - пристрій попередньої підготовки води; 3 - електроди; 4 - джерело постійного струму; 6 - смітєввіддник; 8 - апарат «Ліос-М»; 9 - електроди; 10 - генератор високочастотного електричного струму; 11 – електричні проводи; 13 - технологічний компонент; 14 - ємність; 16 - диспергатор-змішувач обертово-вібраційного типу; 18 - система їх використання

Література

1. Классен В.И. Вода и магнит / В.И.Классен.-М. : Наука, 1973 — 112 с
2. Френкель Я.И. Кинетическая теория жидкостей. / Я.И.Френкель. – М.-Л. : изд. АН СССР, 1966. – 409 с.
3. Больцман Л.Б. Избранные труды / Л.Б.Больцман // М. : Наука. 1984. - 592 с.
4. Стукалов П.С. Магнитная обработка воды / П.С.Стукалов, Е.В.Васильев, Н.А.Глебов. – Л. : Судостроение, 1969. – 192 с.
5. Дорфман Я.Г. Магнитные свойства и строение вещества / Я.Г.Дорфман. – М. : Государственное издательство технико-технической литературы, 1955. – 377 с.
6. Debye P. Phys.Z. / P.Debye, E.Hüchel.-24, 1923. – 185 с.
7. Журавська Н.Є. Енергоресурсозберігаючі технології обробки води в електричних та магнітних полях для виробництва бетону / Н.Є. Журавська // Ресурсоекономні матеріали, конструкції, будівлі та споруди. Зб. наук. праць. В.30.-Рівне.: НУВГП, 2015. – С.19-28.
8. Патент на корисну модель: №102494 / Система приготування омагніченої в електромагнітних полях води та розчинів і сполук на її основі// Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Журавська Н.Є.- Бюл. 26.10.2015.
9. Патент на корисну модель: №100236 / Система обробки води в електромагнітних полях // Малкін Е.С., Фуртат І.Е., Журавська Н.Є., Коваленко Н.О. - Бюл. 10.07.2015.

Энергоэффективная система теплоснабжения с повышенными экологическими свойствами

Э.С. Малкин, Н.Е. Журавская

Проанализированы существующие системы теплоснабжения, особенности омагниченной воды, которые можно использовать во многих сферах жизнедеятельности, в энергетике и др. Применение технологий безреагентной обработки воды с использованием омагниченная воды способствует экономии и продлению использования земельных ресурсов.

Energy efficient system of heating with enhanceable ecological properties

E. Malkin, N. Zhuravska

The existent scientific hypotheses of influence of magnetic-field are analysed on the molecules of water, features magnetic water that can be used in many spheres of vital functions, power engineering specialists etc. Application of technologies with the use of magnetic water assist an economy and maintenance of resources of Earth.

Надійшла до редакції 16.05.2016 р.

УДК 631.2:658.261/.262

Вплив теплофізичних властивостей біомаси на метаноутворення у побутових біореакторах

В.М. Желих¹, Е.С. Малкін², Ю.В. Фурдас³, О.І. Дзерин⁴, І.Є. Сухолова⁵, Г.А. Нестерович⁶

¹д.т.н., проф. Національний університет «Львівська політехніка», Україна,

²д.т.н., проф. Київський національний університет будівництва та архітектури,

³к.т.н. Національний університет «Львівська політехніка», Україна,

⁴к.т.н. Національний університет «Львівська політехніка», Україна,

⁵к.т.н. Національний університет «Львівська політехніка», Україна,

⁶студент Національний університет «Львівська політехніка», Україна.

Запропоновано конструкцію побутового біореактора безперервної дії. Розроблено метод інженерного розрахунку для оцінки продуктивності біогазових установок, зокрема визначення максимальної кількості біогазу та ефективного об'єму добового завантаження сировини. Отримано графічні та аналітичні залежності, які можна застосувати під час проектування побутових біогазових установок для утилізації органічних відходів.

Ключові слова: біореактор, біогаз, метанова ферментація, органічні відходи, анаеробне бродіння.

Актуальність роботи. Сьогодні в Україні пріоритетним напрямком економії паливно-енергетичних ресурсів є використання альтернативних джерел енергії. Одним із шляхів задоволення енергетичних потреб є використання біогазу як продукту анаеробного бродіння органічних відходів сільськогосподарського виробництва.

Біореактор є основною складовою біогазової установки. Найбільшого розповсюдження набули резервуари овальної і циліндричної форми. У таких ємностях забезпечуються найменші витрати на перемішування сировини, видалення відпрацьованого субстрату, відбір утвореного біогазу та руйнування кірки яка утворюється в процесі бродіння є найменшими. Використовуючи реактори циліндричної форми в похило-горизонтальному положенні, можна ефективніше розмістити обладнання для перемішування і створити потрібні умови для видалення шламу.

Основні вимоги до зброджувальної сировини є придатність для розвитку метаноутворюючих бактерій, а саме наявність органічної речовини, що біологічно розкладається, достатня кількість води (90 – 94 %), відсутність речовин, які перешкоджають розвитку мікроорганізмів та наявність нейтрального середовища. Найчастіше в якості органічної маси використовують гній сільськогосподарських тварин.

Важливою умовою виробництва біогазу є підтримання постійного температурного режиму зброджувального субстрату. Метанова ферментація починається за температури 6 °С. При нижчій температурі виділення метану припиняється. Одночасно із зростанням температури швидко збільшується кількість газу, що виділяється.

Час гідравлічного відстоювання залежить також від виду сировини, що завантажується. Органічні речовини розкладаються з різною швидкістю. Найдовший час гідравлічного відстоювання буде за підвищеного вмісту целюлози та геміцелюлози, короткий – у разі наявності у сировині білків та жирів, а найкоротший – для цукрів.

Мета та завдання дослідження. Встановити залежність кількості біогазу, що утворюється при різних температурах зброджувальної сировини та часу гідравлічного відстоювання.

Експериментальні дослідження та їх аналіз. Конструкція біореактора відіграє важливу роль для ефективного процесу метаноутворення, при цьому необхідно забезпечити достатньо розвинуту поверхню біомаси для виходу біогазу. Врахувавши попередньо висвітлені рекомендації щодо конструювання біореакторів запропоновано резервуар у вигляді горизонтального циліндра рис.1 [6].

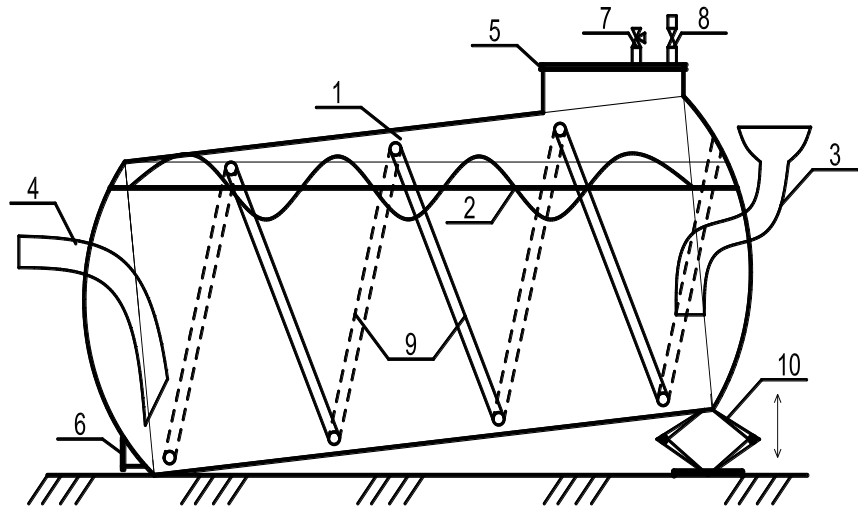


Рис.1 Схема побутового біореактора

1 – резервуар; 2 – система перемішування; 3, 4 – відповідно патрубок завантаження та розвантаження сировини; 5,6 – відповідно верхній та нижній люки обслуговування; 7 – скидний клапан; 8 – патрубок виходу біогазу; 9 – підігрівач; 10 – рухома опора

Розташування завантажувального 3 та розвантажувального 4 патрубків забезпечує поступове подавання сировини та безперервний цикл бродіння, що підвищує ефективність біогазової установки.

Одним із чинників, які впливають на кількість виробленого біогазу, є вид органічної сировини, яка переброджує. Це пояснюється деякими відмінностями в хімічному складі гнойової біомаси від різних видів сільськогосподарських тварин. Тому визначення об'єму резервуара біореактора починають із збору даних про вид тварин, поголів'я та об'єм біомаси, яка потребує утилізації.

Прогнозування об'єму виходу біогазу проводилось шляхом визначення необхідної кількості сировини для забезпечення процесу анаеробного бродіння. Для розрахунку біореактора запропонованої конструкції використано існуючу методику представлену Л. И. Гюнтером [3].

Потрібно прийняти вихідні дані: t_B – температура біомаси, °C; W , % – вологість субстрату; A , % – зольність сухої органічної сировини.

Необхідний об'єм біореактора визначався за формулою

$$V = 100 \cdot \frac{D_D}{D} \quad (1)$$

де V – робочий об'єм реактора, м³; D_D – добова кількість маси завантажуваної сировини, кг/(м³·доба); D – доза завантаження за об'ємом, %;

Визначаємо добове завантаження біореактора D_D , кг/(м³·доба):

$$D_D = S/\tau, \quad (2)$$

де S – концентрація органічних речовин у завантажувальній сировині, кг/м³; τ – час бродіння, доба.

Концентрація органічних речовин визначалась із залежності, кг/м³:

$$S = \rho_{об} \cdot (100 - W) \cdot (100 - A) \cdot 10^{-4}, \quad (3)$$

де W – вологість субстрату, %; A – зольність сухої органічної сировини, %; $\rho_{об}$ – густина біомаси, кг/м³.

Розраховувалась густина біомаси, кг/м³:

$$\rho_{об} = \frac{\rho_{вих}}{100 + W \cdot (\rho_{вих} \cdot 10^{-3} - 1)} \cdot 100, \quad (4)$$

де $\rho_{вих}$ – густина твердої фракції біомаси, кг/м³.

Вираховувався кінематичний коефіцієнт K за формулою

$$K = K_r (\mu_m \cdot S - d) / (B \cdot S - K_r \cdot d), \quad (5)$$

де K_r – коефіцієнт пропорційності.

Визначався коефіцієнт пропорційності:

$$K_r = \frac{(38 \cdot S - 205) \cdot P}{100 \cdot (t_g - 17,8)}, \quad (6)$$

де t_g – температура процесу бродіння, °C; P – поправковий коефіцієнт, ($P=1$ за $t_g=33-53$ °C).

Виравовувалась максимальна швидкість росту мікроорганізмів μ_m в біомасі, доба⁻¹:

$$\mu_m = 0,013 \cdot t_B - 0,129, \quad (7)$$

Визначалась добова кількість біогазу V_B , м³/(м³×доба) :

$$V_B = \frac{B \cdot S}{\tau} \left(1 - \frac{K}{\tau \cdot \mu_m - 1 + K} \right), \quad (8)$$

де B – максимальний вихід біогазу, м³/кг; S – концентрація органічних речовин у завантажувальній сировині, кг/м³; τ – час бродіння, доба.

Дослідження проводились для анаеробного біореактора, при цьому температура зброджувальної біомаси t_b змінювалась у діапазоні від 35 до 50 °C. В якості органічної сировини використано:

- гній великої рогатої худоби з вологістю $W = 88$ % та зольністю сухої речовини – $A = 16$ % з густиною твердої фракції $\rho_{вих} = 1250$ кг/м³.

- гній свиней з вологістю $W = 88$ % та зольністю сухої речовини – $A = 15$ % з густиною твердої фракції $\rho_{вих} = 1400$ кг/м³.

Результати дослідження показано на рис.2 та рис.3.

З рис. 2 та рис. 3 видно, що при певному часі бродіння спостерігаються піки виходу біогазу, це зумовлено добовим завантаженням необхідної кількості органічної сировини.

Також спостерігаємо, що тип зброджувальної біомаси впливає на продуктивність біореактора. Так, використовуючи гній від свиней з температурою анаеробного бродіння $t_g = 50$ °C та терміном гідравлічного відстоювання $\tau = 6$ діб досягається максимум виходу біогазу $V_B = 3,4$ м³/(м³×добу).

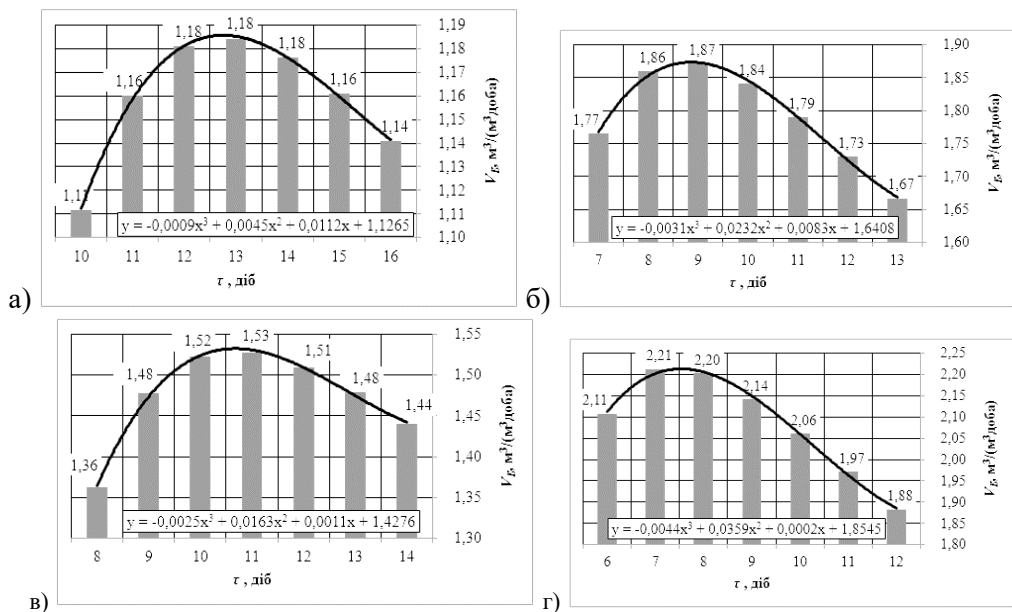


Рис. 2. Добова кількість біогазу з гною ВРХ залежно від часу τ бродіння та температури процесу t_b :
 а – $t_b=35^\circ\text{C}$; б – $t_b=40^\circ\text{C}$; в – $t_b=45^\circ\text{C}$; г – $t_b=50^\circ\text{C}$

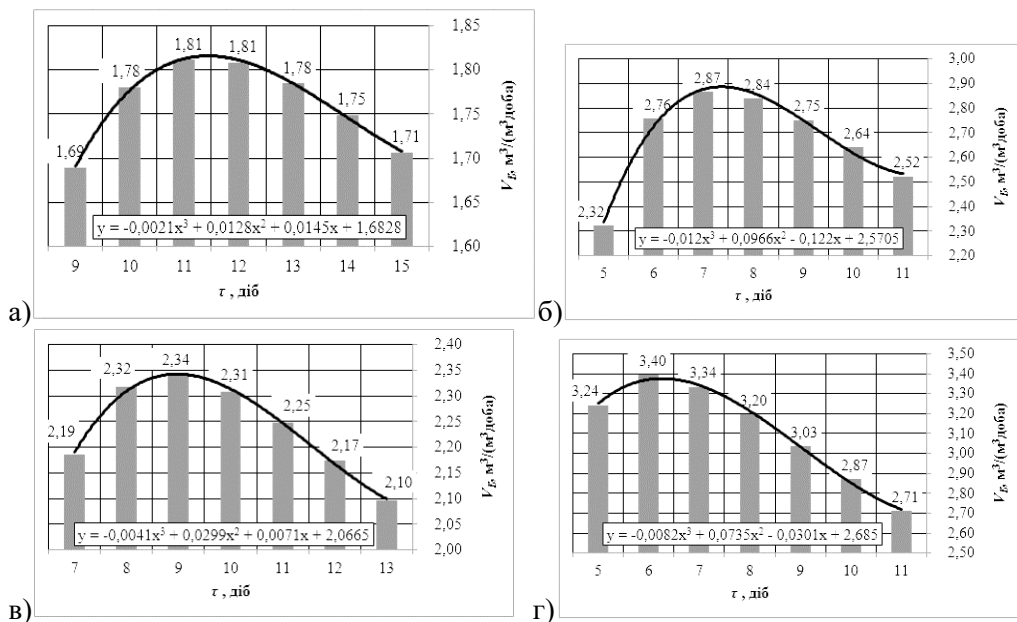


Рис. 3. Добова кількість біогазу з гною свиней залежно від часу τ бродіння та температури процесу t_b :
 а – $t_b=35^\circ\text{C}$; б – $t_b=40^\circ\text{C}$; в – $t_b=45^\circ\text{C}$; г – $t_b=50^\circ\text{C}$

Висновки: на основі проведеного аналізу було підтверджено ефективність запропонованої конструкції побутового біореактора безперервної дії, який працює в інтервалі температур від 35 °С до 50 °С. Для даного температурного діапазону анаеробного процесу метаногенезу встановлено час утворення максимальної кількості біогазу. Отримано графічні та аналітичні залежності для визначення прогнозованого добового виходу біогазу при використанні відходів великої рогатої худоби та гною свиней.

Література:

1. Баадер Б. Биогаз: Теория и практика. / Б. Баадер, М. Доне Брендерфер; пер. с нем. М. И. Серебрянного. – М. : Колос, 1982. – 148с.
2. Даффи Дж.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии / Дж.А. Даффи, У.А. Бекман. — М.: Мир, 1977. — 410с.
3. Гюнтер Л. И. Метантенки [Текст] : монография / Л. И. Гюнтер, Л. Л. Гольдфа. – М.: Стройиздат, 1991. – 129с.
4. Соуфер С. Биомасса как источник энергии / С. Соуфер, О. Заборски; пер. с англ. – М. : Мир, 1985. – 368с.
5. Ратушняк Г.С.: Інтенсифікація біоконверсії коливальним перемішуванням субстрату / Г.С. Ратушняк, В.В. Джеджула. – Вінниця: УНІВЕРСАМ - Вінниця, 2008. – 117с.
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.

Влияние теплофизических свойств биомассы на метанообразование в бытовых биореакторах

В.М. Желих, Е.С. Малкін, Ю.В. Фурдас, О.І. Дзерин, І.Є. Сухолова, Г.А. Нестерович

Предложена конструкция бытового биореактора непрерывного действия. Разработан метод инженерного расчета для оценки производительности биогазовых установок, в частности определения максимального количества биогаза и эффективного объема суточной загрузки сырья. Получены графические и аналитические зависимости, которые можно применить при проектировании бытовых биогазовых установок для утилизации органических отходов.

Influence of thermo-physical properties of biomass on methane formation in the household bioreactors

V.M. Zhelikh, E.S. Malkin, Yu.V. Furdas, O.I. Dzerin, I.Ye. Sukholova,
G.A. Nesterovich

The construction of domestic continuous action bioreactor has been proposed. The method of engineering calculation was offered to evaluate the performance of biogas plants, including the determination of the maximum number of biogas and effective daily load volume of raw materials. A graphical and analytical dependencies that can be applied in the design of domestic biogas plants for recycling of organic waste was obtained.

Надійшла до редакції 14.04.2016

УДК 697.329

Порівняння конструкцій теплових акумуляторів з твердим теплоакумулюючим матеріалом та комбінованим теплоакумулюючим матеріалом

О.П. Любарець¹, А.С. Москвітіна²

¹к.т.н., доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, apl_knuba@ukr.net

²аспірант, Київський національний університет будівництва і архітектури, anisiyaa@ukr.net

Однією з технологій накопичення теплової енергії в теплий період року, її зберігання та подальшого використання в опалювальний період, є створення сезонних акумуляторів теплоти. В якості джерела теплоти в теплий період року для зарядки сезонного теплоаккумулятора найчастіше використовують систему сонячних колекторів. Для таких систем (геліоколектори + сезонний теплоаккумулятор) доцільно використовувати організовані сезонні теплоаккумулятори, які розраховані на визначену кількість теплоти. В статті проводиться порівняння конструкцій бетонних теплових акумуляторів та комбінованих теплових акумуляторів з рідким та твердим теплоакумулюючим матеріалом. Використовується фізико-математична модель процесу накопичення теплової енергії від геліоколекторів, на підставі якої в програмному комплексі Solidworks виконана якісна оцінка досліджуємих процесів для різних конструкцій теплових акумуляторів, з урахуванням того, що тепловий акумулятор розташований під будинком.

Ключові слова: бетонний тепловий акумулятор; комбінований тепловий акумулятор; сезонна акумуляція тепла; сезонний акумулятор теплоти; конструкція сезонного акумулятора теплоти.

Вступ. Вичерпаність традиційних паливних ресурсів та погіршення екології довкілля надає актуальності дослідженням по відновлюваній та нетрадиційній енергетиці і необхідності залучення в енергетичний баланс України екологічно чистих джерел енергії. Перспективним напрямком є використання теплоти сонячної енергії для комунального теплопостачання, яке може забезпечити чималі потреби в теплоті навіть в умовах територій помірного клімату. Здебільшого методи використання теплової енергії сонця загалом економічно ефективні, однак частка застосування теплової сонячної енергії доволі мала [1]. Значно підвищити ефективність використання сонячної енергії можливо при наявності сезонного акумулятора великої теплової ємності. Проблема надлишку теплоти в літній період, коли потреби в ній зменшуються, актуальна для діючих теплогенеруючих підприємств (ТЕЦ). Вона також може бути вирішена шляхом акумулювання цих надлишків з їх використанням в опалювальний період.

Аналізуючи літературні джерела, можна зробити висновок, що теплоємкісні сезонні акумулятори теплової енергії мають найбільше поширення у світовій практиці (Швейцарія, Швеція, Данія та Ізраїль) [2,3], які

використовуються як для житлових будинків, так і коттеджних містечок. Існує декілька конструктивних варіантів виконання таких сезонних акумуляторів теплоти [4,5].

Проаналізувавши переваги та недоліки існуючих конструкцій теплоакумуляторів [6,7], та врахувавши особливості коттеджного будівництва, можна зробити висновок про те, що сезонні теплові акумулятори (ТА) повинні відповідати наступним основним вимогам:

- приймати та віддавати теплоту з максимальною інтенсивністю;
- мати як найменший об'єм;
- акумулювати теплоносій з температурою більше 100°C;
- витримувати велику кількість циклів без суттєвого зменшення потужностей акумулятора;
- мати недорогі капітальні та експлуатаційні затрати, бути простим в подальшій експлуатації.

Комплексний розгляд цих вимог дозволив запропонувати конструкцію акумулятора теплоти (рис.1) з комбінованим двокомпонентним рідинно-твердим теплоакумуляційним матеріалом (ТАМом).

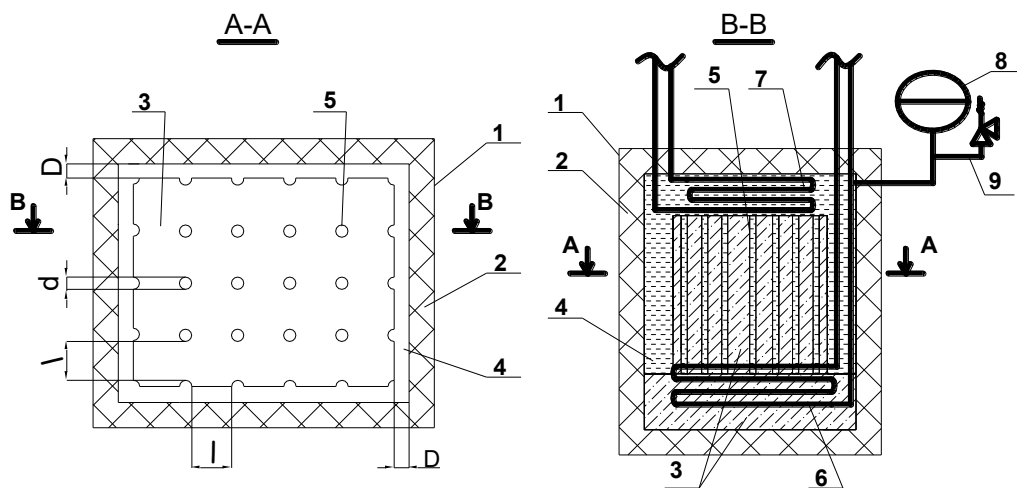


Рис.1. Конструкція комбінованого теплоакумулятора з комбінованим ТАМом.

Він складається з корпусу 1 з теплоізоляцією 2, в якому розташований твердий теплоакумуляційний матеріал 3, наприклад бетон, у формі куба (або інш. правильної геометричної форми) з вертикальними каналами 5 діаметром d для циркуляції рідкого ТАМу. Між корпусом 1 та твердим теплоакумуляційним матеріалом 3, по периметру розташований канал 4, шириною D , також заповнений рідким теплоакумуляційним матеріалом. В нижній частині корпусу 1 розташований замоноличений в бетон теплообмінник 6 для зарядки теплоакумулятора від масиву геліоколекторів. У верхній частині - теплообмінник 7 для розрядки теплоакумулятора, омивається рідким ТАМом. Для компенсації

об'ємних температурних розширень рідкого теплоакумулюючого матеріалу встановлено мембранний розширювальний бак 8 з підливним клапаном 9. Наведена конструкція сезонного теплоакумулятора захищена авторськими правами на винахід.

Для порівняння та якісної оцінки процесів зарядки теплоакумулятора з комбінованим двокомпонентним рідинно-твердим ТАМом та акумулятора з твердим ТАМом (рис.2) було застосовано програмний комплекс SolidWorks [8,9].

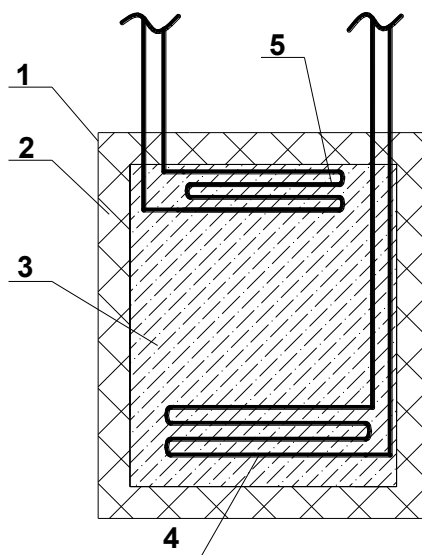


Рис.2. Конструкція ТА з бетонним ТАМом. 1 – корпус; 2 – теплоізоляція; 3 – твердий теплоакумулюючий матеріал (бетон); 4 – теплообмінник зарядки ТА; 5 – теплообмінник розрядки.

Геометричні розміри теплового акумулятора ($a \times b \times h$) за аналітичними розрахунками склали $8,1 \times 8,1 \times 3,65$ м при його теплоакумулюючій здатності $51,2$ ГДж достатній для тепlopостачання коттеджного будинку площею 250 м^2 в холодний період року. Місце найкращого розташування сезонного акумулятора – в підвалі будинку, що збільшує теплову ефективність комплексу «будинок-акумулятор» на величину тепловтрат через підлогу першого поверху та частину непродуктивних трансмісійних тепловтрат від акумулятора до ґрунту при зберіганні теплоти.

На рис.3 проілюстровано головну проблему теплового акумулятора з бетонним теплоакумулюючим матеріалом [10], а саме нерівномірний розподіл температур в масиві об'єму бетону, що зменшує питому теплонакопичувальну здатність акумулятора, w , кВт/м^3 . Так при зарядці теплоакумулятора теплоносієм з температурою $160 \text{ }^\circ\text{C}$ мінімальна температура в об'ємі твердотілого ТАМу (бетону) складає всього $65,4 \text{ }^\circ\text{C}$.

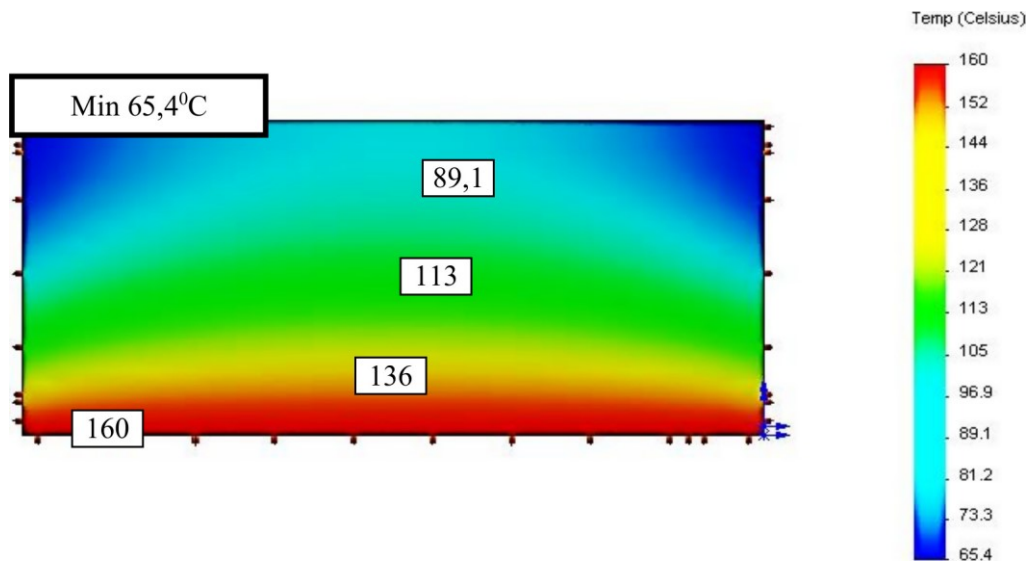


Рис.3. Конструкція ТА з бетонним ТАМом, варіант 1, результати дослідження.

Задачу більш рівномірного розподілу температур вирішуємо за рахунок системи каналів, заповнених рідким ТАМом (гліцерином), що знаходяться в каналах масиву твердого ТАМу – бетону. Діаметр каналів та відстань між ними приймається з розрахунку значної вартості рідкого ТАМу. На рис. 4 наведені результати моделювання температурного поля акумулятора при діаметрі каналів $d = 50$ мм і відстанях між ними $l = 500$ мм, товщина прошарку $D = 50$ мм. По результатам видно, що мінімальна температура $67,4$ °С та об'єм охолодженої зони зменшився але прошарок з рідким ТАМом по периметру остигає швидше, ніж твердий ТАМ. Тому розглянемо варіант 2 конструкції комбінованого ТА з рідким та твердим ТАМом. ТА складається з корпусу з тепловою ізоляцією, заповнений твердим ТАМом, в об'ємі якого виконано канали, заповнені рідким ТАМом та зверху виконаний прошарок з рідкого ТАМу (рис. 5). Результати дослідження наведені на рис. 6. Мінімальна температура в об'ємі теплового акумулятора збільшилася до $68,1$ °С. Але це все одно незадовільний результат, тому спробуємо розташувати канали, які знаходяться в масиві твердого ТАМу і заповнені рідким ТАМом, розташувати в шаховому порядку. На рис. 7 наведені результати моделювання температурного поля акумулятора при діаметрі каналів $d = 50$ мм і відстанях між ними $l = 500$ мм, канали розташовані в шаховому порядку. Можна зробити висновок, що шаховий порядок розташування каналів погіршив ефективність роботи конструкції сезонного теплоакумулятора з комбінованим двокомпонентним рідинно-твердим ТАМом.

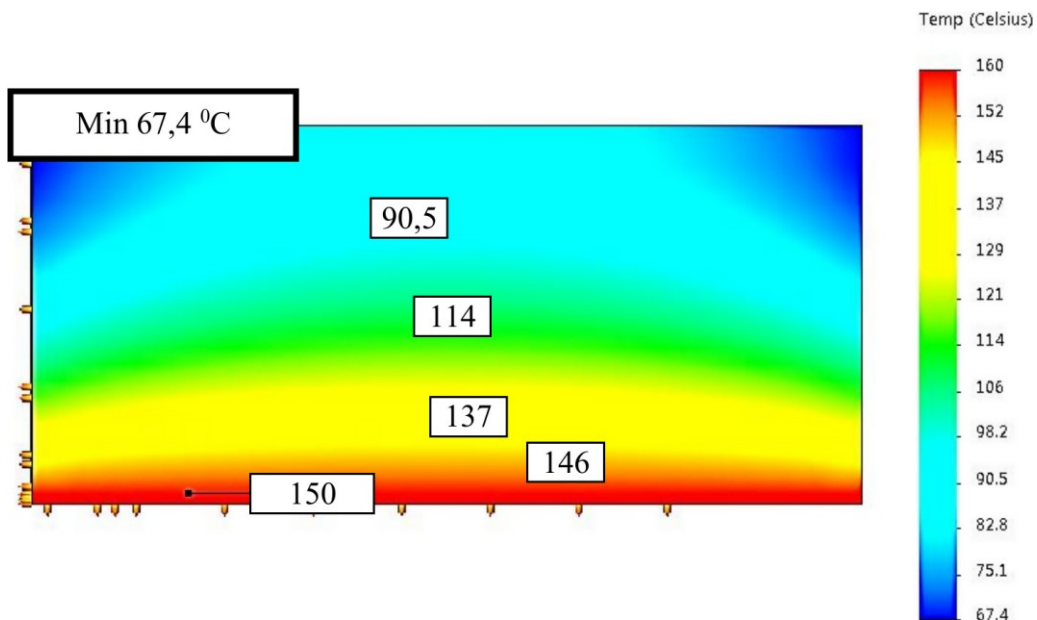


Рис.4. Конструкція комбінованого ТА з твердим (бетон) та рідким (гліцерин) ТАМом, діаметр каналів 50 мм, відстань 500 мм, 15 каналів в ряду, результати дослідження.

Для покращення ефективності теплообміну при зарядці теплового акумулятора збільшимо розмір діаметра каналів та їх кількість в ряду. Як видно на рис. 8 при діаметрі каналу 100 мм, відстань між каналами 500 мм, розташуванні 16 каналів в одному ряду мінімальна температура в об'ємі теплового акумулятора становить $69,6^{\circ}\text{C}$. Але при такій конструкції ми все одно маємо вихолоджену верхню зону ТА, тому прийнято рішення розмістити теплообмінник зарядки по середині конструкції. Для порівняння ефективності зробимо дослідження варіанту 2 конструкції ТА з бетоном в якості ТАМа. (рис. 9, 10). Комбінований ТА з рідким та твердим ТАМом (варіант конструкції 3) складається з корпусу з тепловою ізоляцією, заповнений твердим ТАМом, в об'ємі якого виконано канали, заповнені рідким ТАМом та зверху виконаний прошарок з рідкого ТАМу, змієвик зарядки розташований посередині (рис. 11).

Як видно на рис. 12 комбінований ТА з рідким та твердим ТАМом, змієвик зарядки розташований по середині конструкції має кращі показники мінімальної температури та більш рівномірний розподіл температур в об'ємі ТА аніж ТА з бетонним ТАМом. Це пояснюється рухом рідкого теплоакумуючого матеріалу в каналах, які розташовані в об'ємі твердого теплоакумуючого матеріалу, при нагріванні (зарядці) ТА.

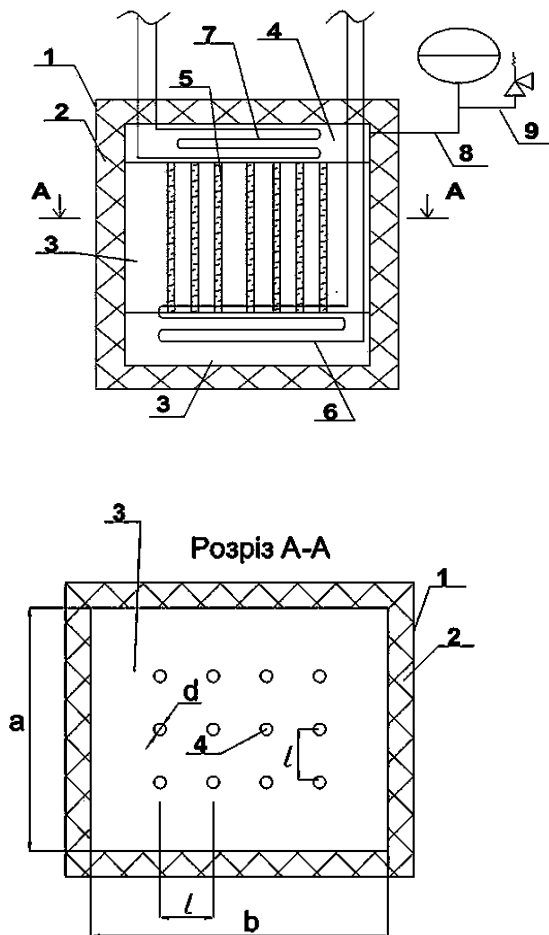


Рис.5. Конструкція комбінованого ТА з твердим та рідким ТАМом, варіант 2.

1 – корпус; 2 – теплоізоляція; 3 – твердий теплоакумуючий матеріал (бетон);
 4 – рідкий теплоакумуючий матеріал (гліцерин); 5 – канали з рідким теплоакумуючим
 матеріалом в об'ємі твердого; 6 – теплообмінник зарядки ТА; 7 – теплообмінник розрядки;
 8 – мембранний розширювальний бак; 9 – запобіжний клапан; d – діаметр каналу, заповненого
 рідким ТАМом; l – відстань між каналами.

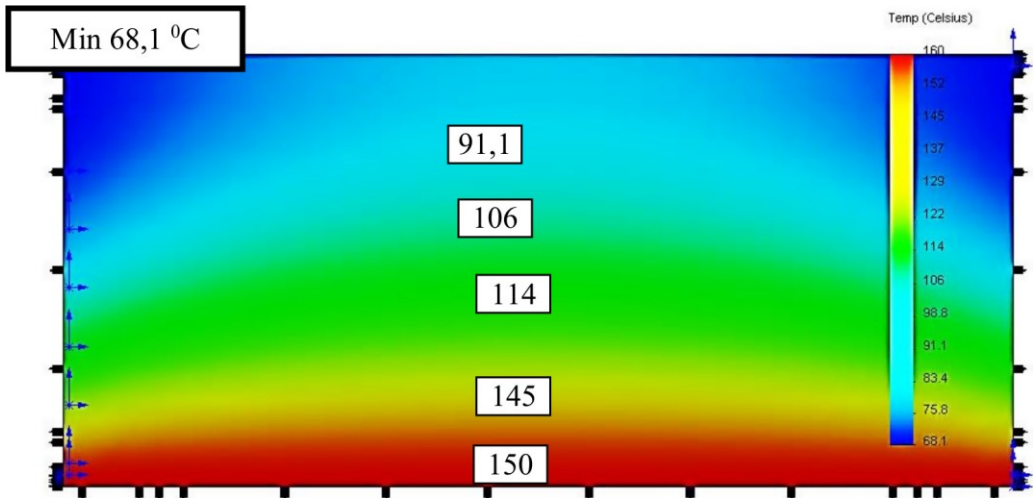


Рис. 6. Конструкція комбінованого ТА з твердим та рідким теплоакumuлюючим матеріалом (варіант 2), діаметр каналів 50 мм, відстань 500 мм, 15 каналів в ряду, результати дослідження.

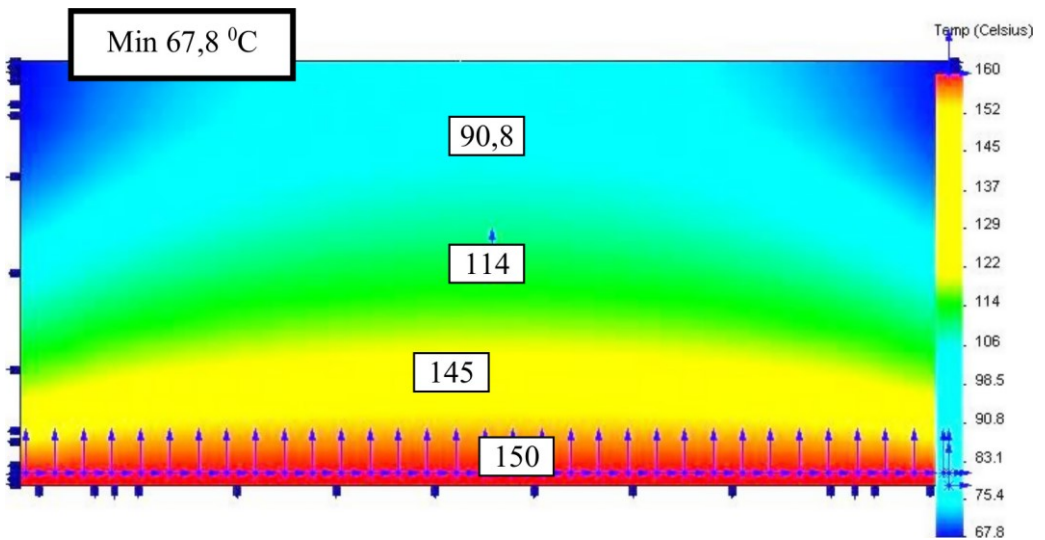


Рис. 7. Конструкція комбінованого ТА з твердим та рідким теплоакumuлюючим матеріалом (варіант 2), діаметр каналів 50 мм, відстань 500 мм, канали розташовані в шаховому порядку, результати дослідження.

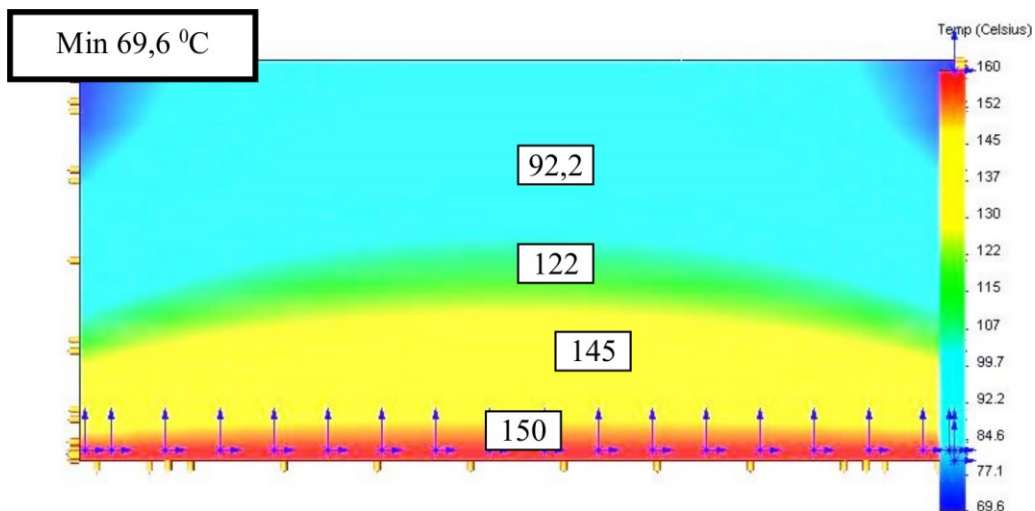


Рис. 8. Конструкція комбінованого ТА з твердим та рідким теплоакумлюючим матеріалом (варіант 2), діаметр каналів 100 мм, відстань 500 мм 16 каналів в ряду, результати розрахунку.

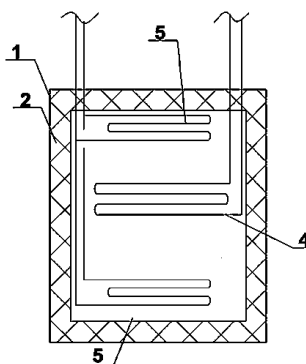


Рис. 9. Конструкція ТА з бетонним ТАМом, варіант 2. 1 – корпус; 2 – теплоізоляція; 3 – твердий теплоакумлюючий матеріал (бетон); 4 – теплообмінник зарядки ТА; 5 – теплообмінник розрядки.

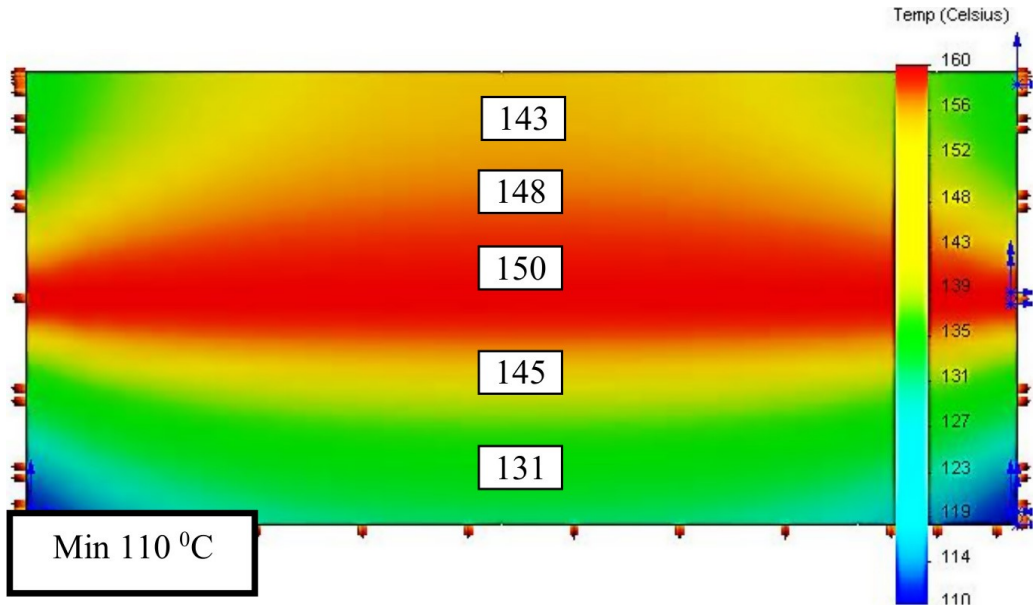


Рис. 10. Конструкція ТА з бетонним ТАМом, варіант 2, результати розрахунку.

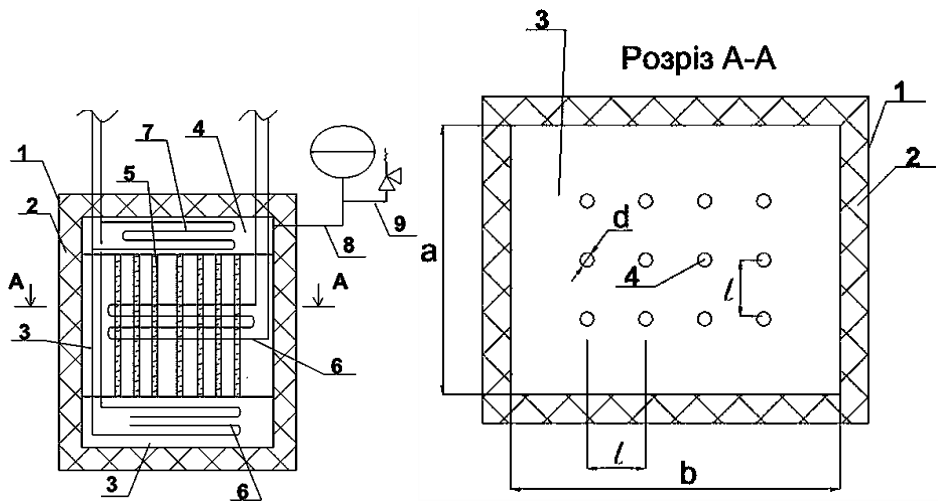


Рис.11. Конструкція комбінованого ТА з твердим та рідким ТАМом, варіант 3.
 1 – корпус; 2 – теплоізоляція; 3 – твердий теплоакмулюючий матеріал (бетон);
 4 – рідкий теплоакмулюючий матеріал (гудрон); 5 – канали з рідким теплоакмулюючим матеріалом в об'ємі твердого; 6 – теплообмінник зарядки ТА; 7 – теплообмінник розрядки;
 8 – мембранний розширювальний бак; 9 – запобіжний клапан; d – діаметр каналу, заповненого рідким ТАМом; l – відстань між каналами.

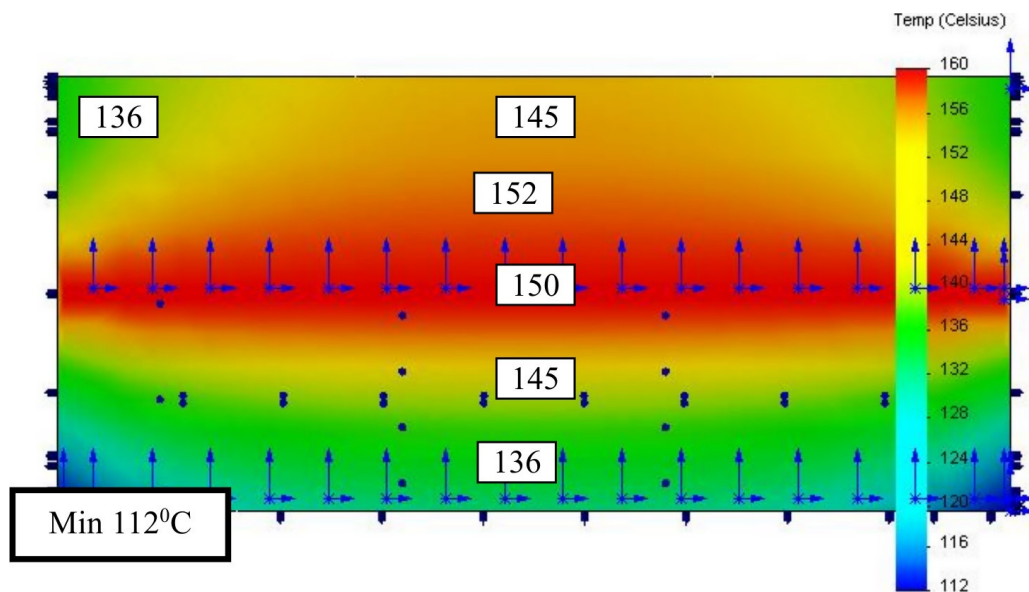


Рис. 12. Конструкція комбінованого ТА з твердим та рідким теплоакumuлюючим матеріалом (варіант 3), діаметр каналів 100мм, відстань 500мм 16 каналів в ряду, результати розрахунку.

Висновки: Тепловий акумулятор з твердим теплоакumuлюючим матеріалом має основний недолік – нерівномірність розподілу температур в об’ємі теплового акумулятора. Покращити розподіл температур в об’ємі теплового акумулятора з твердим ТАМом можливо за рахунок каналів з рідким ТАМом, які знаходяться в об’ємі твердого ТАМу. Найкращий результат розподілу температур в об’ємі теплового акумулятора досягається при використанні конструкції комбінованого теплового акумулятора з рідким та твердим ТАМом, при чому змієвик нагріву розташований по середині конструкції.

Література

1. Украина: эффективность малой энергетики. ЕС EnergyCentreinKiev. 1997. -280с.
2. ДаффиДж.А., Бекман У.А. Тепловые процессы с использованием солнечной энергии: пер. с англ.. – М.: Мир, 1977 – 420с.
3. Б. Андерсон. Солнечная энергия (основы строительного проектирования)/ Пер. с англ. А.Р. Анисимова; Под ред. Ю.Н. Милевского – М.: Стройиздат, 1982. – 375с.
4. Бекман Н.Г., Гилли П. Тепловое аккумулирование энергии./ Пер. с англ. В.Я. Сидорова, Е.В. Сидорова; Под ред. В.М. Бродянского. – М.: Мир, 1987. – 272с.
5. Левенберг В.Д., Ткач М.Р, Гольстром В.А. Аккумулирование тепла. - К.: «Тэхника», 1991. – 112 с.
6. Ішук, НаталіяФедорівна. Енергозберігаючатехнологіяакumuлювання в системітеплопостачання [Текст] : автореф. дис. ... канд. техн. наук : 05.14.06 / ІшукНаталіяФедорівна ; Одес.нац. політехн. ун-т. - О., 2012. - 19 с.
7. Любарець О.П., Москвітіна А.С. Аналіз конструкцій сезонних теплоакumuляторів для забезпечення систем гарячого водопостачання та опалення в

котеджному будівництві/Любарець О.П., Москвітіна А.С.//Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Наук.-техн. збірник. Відпов. ред.Е.С.Малкін. – К., КНУБА, 2015. – Вип. 18. – с.61-69.

8. Алямовский А.А. Инженерные расчёты в Solidworks Simulation. – М.:ДМК-Пресс,2010. – 466с.

9. Алямовский А.А. SolidWorks Simulation. Как решать практические задачи. – С.-П.:БХВ-Петербург,2012. – 448с.

10. Любарець О.П., Москвітіна А.С. Техніко-економічне обґрунтування використання теплоакumuлюючих матеріалів для систем міжсезонного сонячного теплопостачання/Любарець О.П., Москвітіна А.С.//Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання: Наук.-техн. збірник. Відпов. ред.Е.С.Малкін. – К., КНУБА, 2014. – Вип. 17. – с.115-119.

Сравнение конструкций тепловых аккумуляторов с твердым теплоакumuлирующим материалом и комбинированным теплоакumuлирующим материалом

А.П. Любарец, А.С. Москвитина

Одной из технологий накопления тепловой энергии в теплый период года, ее сохранение и дальнейшего использования является создание сезонных аккумуляторов теплоты. В качестве источника теплоты в теплый период года для зарядки сезонного теплоакumuлятора чаще всего используют систему солнечных коллекторов. Для таких систем (солнечные коллекторы + сезонный теплоакumuлятор) целесообразно использовать организованные сезонные теплоакumuляторы, которые рассчитаны на определенное количество теплоты. В статье проводится сравнение конструкций бетонных тепловых аккумуляторов и комбинированных тепловых аккумуляторов с жидким и твердым теплоакumuлирующим материалом. Используется физико-математическая модель процесса накопления тепловой энергии от гелиоколлекторов, на основании которой в программном комплексе Solidworks выполнена качественная оценка исследуемых процессов для разных конструкций тепловых аккумуляторов, с учетом того, что тепловой акumuлятор находится под домом.

Comparison of constructions of heat accumulators with a solid heat storage material and combined heat storage material

O. Liubarets, A. Moskvitina

One of the thermal energy storage technologies during the warm season, its preservation and future use is to create seasonal heat accumulators. As a source of heat during the warm period of the year for charging seasonal heat storage often use system of solar collectors. For such systems (solar collectors + seasonal heat accumulator) should be used organized seasonal heat accumulators, which are designed for a certain amount of heat. The article compares the constructions of concrete thermal storage and combined heat accumulators with liquid and solid heat accumulating material. Use of physical and mathematical model of the accumulation of heat energy from solar collectors, under which in Solidworks software package made a qualitative assessment of the processes for the different constructions of heat accumulators, taking into account the fact that heat accumulator is under the house.

Надішла до редакції 12.04.2016

УДК 697.7

Дослідження сонячного опалювального приладу для пасивних систем використання сонячної енергії

В.О. Мілейковський¹, О.Ю. Шуваєва²

¹канд. техн. наук, доцент. Київський національний університет будівництва і архітектури, mileikovskiy@gmail.com

²аспірант. Київський національний університет будівництва і архітектури, shuvaeva_@ukr.net

Виконано експериментальні дослідження пасивного сонячного опалювального приладу підвищеного термічного опору, що складається з повітряного простору між прозорою стінкою та тепло-світловим абсорбером, поділеного нахиленими прозорими антиконвективними перегородками. Отримані результати дозволяють оцінити вплив геометричних параметрів опалювального приладу на його термічний опір.

Ключові слова: пасивне сонячне опалення, сонячний опалювальний прилад, антиконвективні поверхні.

Постановка проблеми. Проблема ресурсозбереження пов'язана із екологічним аспектом, економічними проблемами, обмеженістю енергоресурсів і є на сьогоднішній день однією із найзагостреніших для України, як і для усього світу. Її можливо вирішити шляхом раціонального використання вторинних та поновлюваних джерел, при цьому суттєво зменшується споживання енергії та заощаджуються кошти і природні ресурси. Розповсюджений потужний поновлюваний енергоресурс на сьогоднішній день – це сонячна енергія.

Сонячна енергетика є недостатньо розвиненою на сьогодні в умовах України через високу вартість відповідного устаткування та тривалі хмарні періоди під час опалювального сезону. Ці аспекти обмежують використання сонячних систем і суттєво подовжують термін їхньої окупності. Доцільним рішенням цих проблем є комбінація активних систем використання сонячної енергії з пасивними сонячними системами та з опаленням на вичерпних енергоресурсах. При цьому основною умовою для ефективного впровадження пасивних систем використання сонячної енергії у більшості регіонів нашої країни з нестабільним надходженням сонячної радіації є непогіршення теплотехнічних властивостей огороджувальних конструкцій. Застосування пасивних систем використання сонячної енергії зменшує розмір теплоакумуляторів, покриває всю потребу в теплоті в періоди із достатнім надходженням сонячної енергії, дозволяє економити вичерпні енергоресурси, але

тепловтрати до зовнішнього середовища не повинні підвищуватися у хмарні періоди, які можуть тривати місяцями.

Аналіз основних досліджень і публікацій. На сьогоднішній день достатньо велика кількість високоєфективних систем сонячного теплопостачання, в тому числі й пасивного, розроблені та впроваджені для будівель і споруд різного призначення [1-5]. Але сонячні опалювальні прилади для пасивних систем використання погіршують теплозахисні властивості огорожувальних конструкцій і мають кілька суттєвих недоліків. Одним із основних їхніх недоліків є подовжений термін окупності за тривалих хмарних періодів в Україні, що можуть тривати місяцями, через високу собівартість.

Сезонна акумуляція теплоти використовується при тривалій кількості хмарних днів у холодний період року. Основною проблемою навіть твердотільних акумуляторів є їхні значні розміри, що займають об'єм, який можна прирівняти до кількох кімнат – це входить у вартість їхньої корисної площі.

Формулювання цілей і завдання статті. Метою даної роботи є аналіз результатів завершеної серії експериментальних досліджень пасивного сонячного опалювального приладу.

Основна частина. Нами розроблено та запропоновано сонячні пасивні опалювальні прилади, що мають високі теплозахисні властивості та підвищений термічний опір (рис. 1). Глибокий повітряний прошарок сонячного пасивного опалювального приладу обмежений прозорою стінкою та тепло-світловим абсорбером та поділений нахиленими або вертикальними прозорими антиконвективними перегородками. Нахилені перегородки можуть бути розташовані вгору до зовнішнього повітря – це зменшує поглинання світла. Але при цьому холодна стінка опиняється вище гарячої, що знижує термічний опір конструкції.

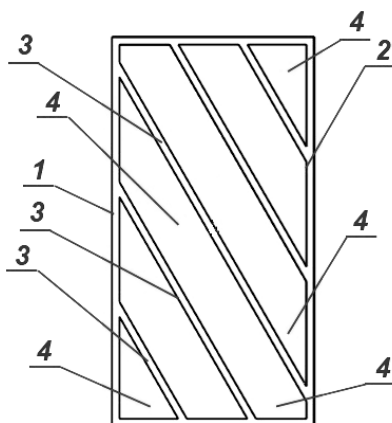


Рис.1. Сонячний пасивний опалювальний прилад, де: 1-стінка зовнішня; 2-тепло-світловий абсорбер темного кольору; 3-прозорі або частково прозорі піддатливі перегородки; 4-повітряні прошарки

Було проведено серію фізичних експериментальних досліджень пасивного сонячного опалювального приладу для пасивних систем опалення. Основною метою серії є знаходження коефіцієнта теплопередачі.

За методикою [8] була створена установка для дослідження моделей пасивних сонячних опалювальних приладів - кліматична камера з приставним калориметром. Визначення опору теплопередачі моделей полягає у вимірюванні температури поверхонь ділянок моделей і повітря, створенні сталого за часом перепаду температури на обох сторонах моделі, а також теплового потоку, який проходить через модель при стаціонарних умовах досліду, та з подальшими розрахунками значень термічного опору та опору теплопередачі [9].

Завершено серію експериментальних досліджень для оптимізації форми та геометричних розмірів даних сонячних опалювальних приладів для пасивних систем опалення. Результати фізичних експериментів наведено на рис. 2.

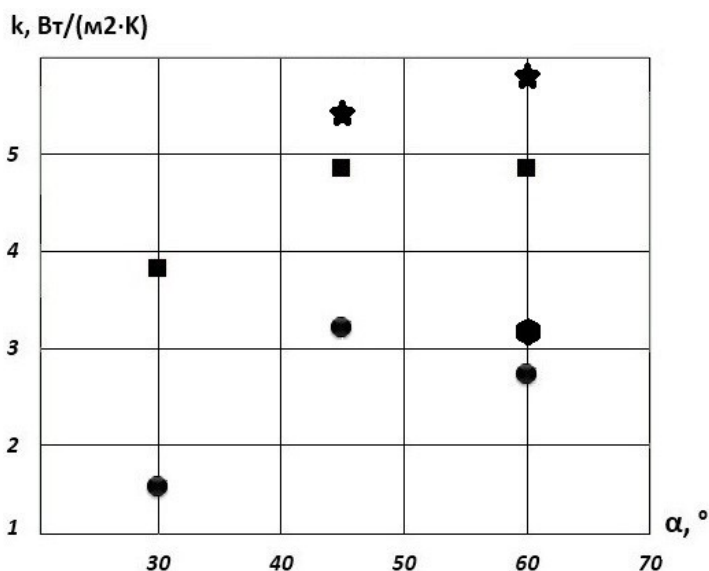


Рис.2. Результати фізичних експериментів:

- круг* – антиконвективні поверхні розташовані вниз до холодної поверхні, вертикальна відстань між перегородками дорівнює 1/6 висоти моделі;
- квадрат* – антиконвективні поверхні розташовані вниз до гарячої поверхні, вертикальна відстань між перегородками дорівнює 1/6 висоти моделі;
- п'ятикутна зірка* – антиконвективні поверхні розташовані вниз до гарячої поверхні, вертикальна відстань між перегородками дорівнює 1/3 висоти моделі;
- шестикутник* – антиконвективні поверхні розташовані вниз до холодного відділення камери, вертикальна відстань між перегородками дорівнює 1/3 висоти моделі.

Результати експериментального визначення коефіцієнта теплопередачі показали, що більш ефективними серед випробуваних моделей з точки зору теплозахисту є моделі з вертикальною відстанню між перегородками 1/6 висоти.

Зменшення кута нахилу та відстані між перегородками знижує коефіцієнт теплопередачі, але при цьому збільшується кількість перегородок. Це робить

конструкцію пасивного сонячного опалювального приладу важчою та значно її здорожчує.

Коефіцієнт теплопередачі зростає на 10...16 % при переході від вертикальної відстані між антиконвективними поверхнями 1/6 висоти простору між ними до 1/3. При зміні кута нахилу від 60° до 30° коефіцієнт теплопередачі зменшується на 22...46 %, від 45 до 30 градусів коефіцієнт теплопередачі зменшується на 22...53 %.

Коефіцієнт теплопередачі моделей, в яких перегородки розташовані вниз до гарячої поверхні, більший у 1,5...2,6 рази за коефіцієнт теплопередачі при протилежному розташуванні перегородок.

У ході подальшої роботи планується широке впровадження отриманих систем пасивного використання сонячної енергії на більшості території нашої країни та за її межами для будівель і споруд різного призначення.

Висновки. Запропоновано пасивний сонячний опалювальний прилад для комбінації пасивного сонячного опалення та опалення на вичерпних енергоресурсах. Це є доцільним для регіонів України з тривалими хмарними періодами та недостатньою кількістю сонячних днів для повноцінного пасивного опалення будівель і споруд різного призначення. В основу покладено принцип ділення простору між прозорою стінкою та тепло-світловим абсорбером нахиленими антиконвективними поверхнями. Коефіцієнт теплопередачі зростає на 10...16 % при переході від вертикальної відстані між антиконвективними поверхнями 1/6 до 1/3 висоти простору між ними, при зміні кута від 60° до 30° коефіцієнт теплопередачі зменшується на 22...46 %, від 45 до 30 градусів коефіцієнт теплопередачі зменшується на 22...53 %. Коефіцієнт теплопередачі моделей, в яких перегородки розташовані вниз до гарячої поверхні, більший у 1,5...2,6 рази за коефіцієнт теплопередачі при протилежному розташуванні перегородок. Зменшення кута нахилу та відстані між перегородками знижує коефіцієнт теплопередачі, але при цьому збільшується кількість перегородок. Це робить конструкцію пасивного сонячного опалювального приладу важчою та значно її здорожчує.

Література

1. *Афанасьєва О. К.* Архитектура малоэтажных жилых домов с возобновляемыми источниками энергии. Автореферат диссертации на соискание ученой степени кандидата архитектуры / О. К. Афанасьєва. – М.: МАРХИ, 2009 г. – 20 с.
2. *Гужулев Э. П.* Основы современной малой энергетики. Том 3. Учеб. пособие: в 3 т. / Э. П. Гужулев, В. В. Шалай, А. Н. Лямин, А. Б. Калистратов. – Омск: Изд-во ОмГТУ, 2006. – Т.3. – 528 с.
3. *Габриель И., Ладенер Х.* Реконструкция зданий по стандартам энергоэффективного дома / И. Габриель, Х. Ладенер. – СПб.: БХВ-Петербург, 2011. – 480 с.: ил.
4. *Виссарионов В. И.* Солнечная энергетика / В. И. Виссарионов, Г. В. Дерюгина. – Москва, Издательский дом МЭИ, 2008, 276 с.

5. Казаченко С. В. Солнечная энергетика в Крыму. Методическое пособие для специалистов и всех интересующихся проблемами использования солнечной энергии / С. В. Казаченко, С. А. Кибовский и др. – Киев-Симферополь, 2008. – 201 с.

6. Патент № 100523 UA МПК (2013.01) F 24 J 2/04 (2006.01) F 04 B 23/00. Сонячний колектор (Варіанти). / Любарець О. П., Мілейковський В. О., Шуваєва О. Ю.

7. Патент № 98800 UA МПК (2013.01) F 24 J 2/24 (2006.01). Сонячний колектор. / Любарець О. П., Мілейковський В. О., Шуваєва О. Ю.

8. ГОСТ 26602.1-99. Межгосударственный стандарт. Блоки оконные и дверные. Методы определения сопротивления теплопередаче. / НИИ строительной физики Российской академии архитектуры и строительных наук. – взамен ГОСТ 26602-85, СТ СЭВ 4183-83. – Введ. 01.01.2000. – М.: Госстрой России, ГУП ЦПП, 2000. – 29 с.

Исследования солнечного отопительного прибора для пассивных систем использования солнечной энергии

В.А. Милейковский, О.Ю. Шуваева

Выполнены экспериментальные исследования пассивного солнечного отопительного прибора повышенного термического сопротивления, который состоит из воздушного пространства между прозрачной стенкой и тепло-световым абсорбером, разделённого наклонными прозрачными антиконвективными перегородками. Полученные результаты позволяют оценить влияние геометрических параметров отопительного прибора на его термическое сопротивление.

Researches of solar heater for the passive solar energy systems

V. Mileikovskiy, O. Shuvaieva

Experimental researches of passive solar heater of high thermal resistance, which consists of an air space between the transparent wall and the heat-light absorber, where the space is divided by inclined anti-convection transparent surfaces. These results allow us to estimate the influence of the geometric parameters of the heater on its thermal resistance.

Надійшла до редакції 25.05.2016

УДК 620:628.16

Можливості зниження аварійності мереж централізованого гарячого водопостачання шляхом деаерації води

О.М. Тарадай¹, С.В. Фоміч², П.М. Гламаздін³

¹д.т.н., проф., Міжгалузева регіональна корпорація «Теплоенергія», e-mail: svyaz_mrk.net

²генеральний директор Концерну «Міські теплові мережі» м. Запоріжжя, e-mail: fomich_sv@i.ua

³доцент, Київський національний університет будівництва і архітектури, e-mail: sib.kiev@gmail.com

Виконано аналіз найбільш характерних причин відмов в роботі систем централізованого гарячого водопостачання. Розглянуто найбільш поширені методи, що сприяють зниженню аварійності систем централізованого гарячого водопостачання. Може бути використано при проектуванні, будівництві чи реконструкції централізованої системи гарячого водопостачання мікрорайона, селища, міста.

Ключові слова: гаряче водопостачання, корозія, вакуумна деаерація, силікатування, відмова роботи, пошкоджуваність трубопроводів

Сучасна житлова забудова або промислове підприємство є великим споживачем гарячої води для побутових потреб. При цьому, гаряча вода споживається цілодобово на протязі всього року. Потреба в гарячій воді обумовлюється як гігієнічними вимогами, так і прагненням до комфортних умов проживання та роботи людей. Такий попит суспільства обумовлює наявність функції приготування та транспортування до споживача гарячої води певної якості як одну з задач теплопостачаючих організацій.

Світовій практиці відомі три способи приготування гарячої води. Найперший спосіб – це місцеве приготування гарячої води, який і сьогодні широко використовується, передбачає приготування гарячої води у місці її споживання – у приватному житловому будинку, в квартирі багатоповерхової будівлі або в побутовому приміщенні виробничого підприємства. Енергоносієм в цьому випадку можуть бути електроенергія чи органічне паливо в будь-якому вигляді (газ, рідке паливо, біомаса, вугілля).

Інший варіант – це приготування гарячої води у спеціальній водопідігрівальній установці в багатоквартирному житловому будинку, офісній будівлі або торгівельному закладі і в окремому цеху виробничого підприємства. Така водопідігрівальна установка влаштовується в спеціальному приміщенні – індивідуальному тепловому пункті (ІТП). Енергоносієм в такому випадку слугує теплофікаційна вода, що подається з систем опалення та вентиляції.

Третій спосіб – приготування гарячої води на джерелі теплоти систем централізованого теплопостачання (опалювальних котельнях або ТЕЦ) або на

центральных теплових пунктах (ЦТП) з подальшим транспортуванням її до споживача по чотирьохтрубній системі трубопроводів, два з яких використовуються виключно для подачі гарячої води [1]. Іноді ще зустрічаються трьохтрубні системи теплопостачання (відкриті), коли гаряча вода подається до споживача не по циркуляційній схемі, а по тупиковій, хоча сучасні нормативні документи таку схему не рекомендують [2]. Необхідність використання спеціальних водопідготовчих установок для приготування гарячої води викликається жорсткими санітарно-епідеміологічними вимогами до неї, що виключають використання для гарячого водопостачання теплофікаційної води, яка готується для систем опалення та вентиляції [3].

Водопровідна вода, яка виключно підігрівається в водопідігрівальних установках систем гарячого водопостачання, містить в собі розчинений кисень O_2 та двоокис вуглецю CO_2 , що є корозійноактивними газами. Швидкість кисневої корозії нелегованої сталі фактично лінійно залежить від концентрації кисню у воді [4]. Залежність швидкості корозії нелегованої сталі від концентрації кисню у воді показує, що при зростанні концентрації кисню від 4 мг/кг до 8 мг/кг маса окисленого заліза зростає від 0,6 г до 1,2 г на 1 м² поверхні, тобто з підвищенням концентрації кисню в два рази швидкість корозії також збільшується вдвічі (рис. 1).

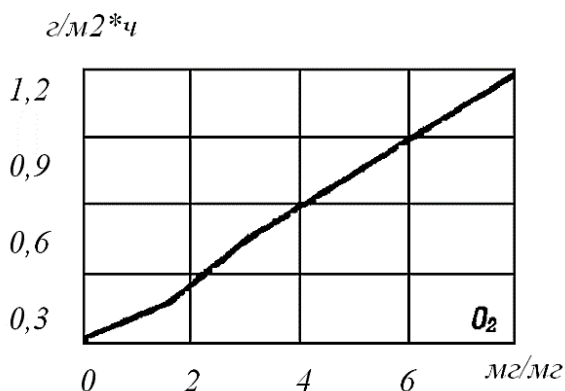


Рис. 1. Вплив концентрації розчиненого у воді кисню на швидкість корозії сталі

При нагріванні корозійна активність розчинених газів збільшується, як і швидкість будь-якої іншої хімічної корозії [4]. Але швидкість корозії змінюється в різній мірі в закритій і в відкритій системах: в закритій вона постійно зростає, а у відкритій при температурі води більше 75-80 °С вона починає падати (рис. 2), що пояснюється зменшенням розчиненості газів при підвищенні температури в воді у відкритій системі, тоді як в закритій системі можливості вивільнення газів з системи при зменшенні їх розчиненості відсутня. Названі фактори сильно впливають на надійність експлуатації трубопроводів в системах гарячого водопостачання.

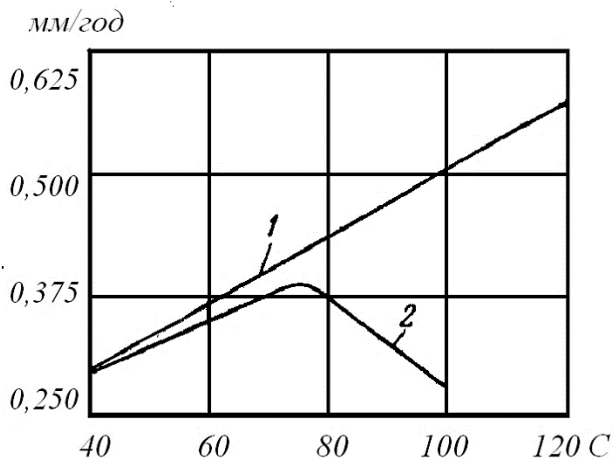


Рис. 2. Залежність швидкості корозії сталі від температури
1 – замкнута система 2 – відкрита система

Як частина загальних систем централізованого теплопостачання, в містах України вони були побудовані в 70-80х роках минулого століття. Діючий на той час нормативний документ з проектування теплових мереж [6] вимагав застосування оцинкованих труб або емальованих з середини для прокладання мереж централізованого гарячого водопостачання. Однак в силу різних факторів використовувались в основному труби звичайні з нелегованої сталі і без захисного покриття. В результаті термін експлуатації таких труб значно менший за термін експлуатації труб для опалення і аварійність їх обумовлюється саме внутрішньою корозією на відміну від труб, що забезпечують системи опалення і вентиляції [7].

Проблему захисту трубопроводів систем гарячого водопостачання від корозії можна вирішувати загалом трьома способами:

- використання трубопроводів з корозійностійких матеріалів;
- покриття внутрішньої поверхні труб захисним шаром з корозійностійких матеріалів;
- видаленням з води агресивних газів (деаерація).

В західних країнах йдуть переважно першим шляхом. Там використовують труби з різних видів пластика або з міді або з легованої сталі [8].

В СРСР і зокрема в Україні проводилися дослідження з покриття внутрішньої поверхні труб захисним шаром. Крім вже згаданих оцинкування та емальовання проводилися досліди з використання інших матеріалів для нанесення захисного шару на внутрішню поверхню труби. В науково-дослідному інституті «Укрінжпроект» були розроблені рекомендації з протикорозійної обробки води за допомогою магнієвих фільтрів [9], електромагнітної обробки [10] та силікатної обробки [11].

Однак, реального розповсюдження досягла тільки остання розробка. Найбільших успіхів в силікуванні досягли в «Харківтеплоенерго», де

практично всі теплорозподільчі станції були оснащені установками дозування силіката натрію. Крім того, функціонував цех, в якому вироблявся реактив на спеціальній установці. Застосування методу дозволяло значно знизити пошкоджуваність трубопроводів. Однак зміни економічних умов і значне зростання цін на вхідні хімікати змусили підприємство відмовитись від цього достатньо надійного метода захисту трубопроводів систем централізованого гарячого водопостачання.

На сьогодні в містах України дуже повільно йде процес заміни сталевих труб аварійних ділянок на пластикові. Навіть в Києві, де ще з 2010 року діє програма відновлення централізованого гарячого водопостачання, за три роки з 2010 р. до 2013 р. було замінено з 460 км мереж гарячого водопостачання лише 16,3 км на труби з попередньоізолюваних полімерних матеріалів [12].

Деаерацію води для систем централізованого теплопостачання в класичному вигляді сьогодні не завжди можна організувати. В такому випадку рекомендується проводити хоча б часткове видалення розчиненого у воді повітря [7].

Деаерацію води для систем централізованого гарячого водопостачання реалізує єдине в Україні теплопостачаюче підприємство – концерн «Міські теплові мережі» в м. Запоріжжя. В місті централізоване гаряче водопостачання здійснюється чотирьохтрубними мережами від котельні, де розташовані установки приготування води, чотирьохтрубними системами після ЦТП, в яких розташовані установки, і двотрубними системами з ІТП в будинках.

В водогрійних опалювальних котельнях, де готується вода для гарячого водопостачання, температура води на виході з котлів підтримується на рівні 140-150 °С, що дозволяє організувати надійну вакуумну деаерацію сирі води. Вакуумні деаератори встановлені у всіх котельнях міста, де готується гаряча вода для систем централізованого гарячого водопостачання. Схема деаераційної установки, що використовується в котельнях концерна, наведена на рис. 3. Особливістю схеми є використання двох ежекторів для підтримання вакуума в деаераційній колонці, з яких один працює в одному діапазоні роботи деаератора, а другий в іншому, що дозволяє підтримувати стабільну роботу деаератора в широкому діапазоні навантажень.

Статистика пошкоджень трубопроводів в мережах гарячого водопостачання м. Запоріжжя наведена для систем з вакуумною деаерацією гарячеводних систем та для подібних систем без вакуумної деаерації наведена в табл. 1.

Дані, наведені в таблиці 1, наочно показують, що кількість пошкоджень в системах з деаерацією приблизно вдвічі менша, ніж в системах без деаерації. Оскільки довжина порівнюваних мереж і їх діаметр різний, була розрахована їх матеріальна характеристика, що наведена в табл. 2, на базі якої визначена питома пошкоджуваність порівняльних мереж.

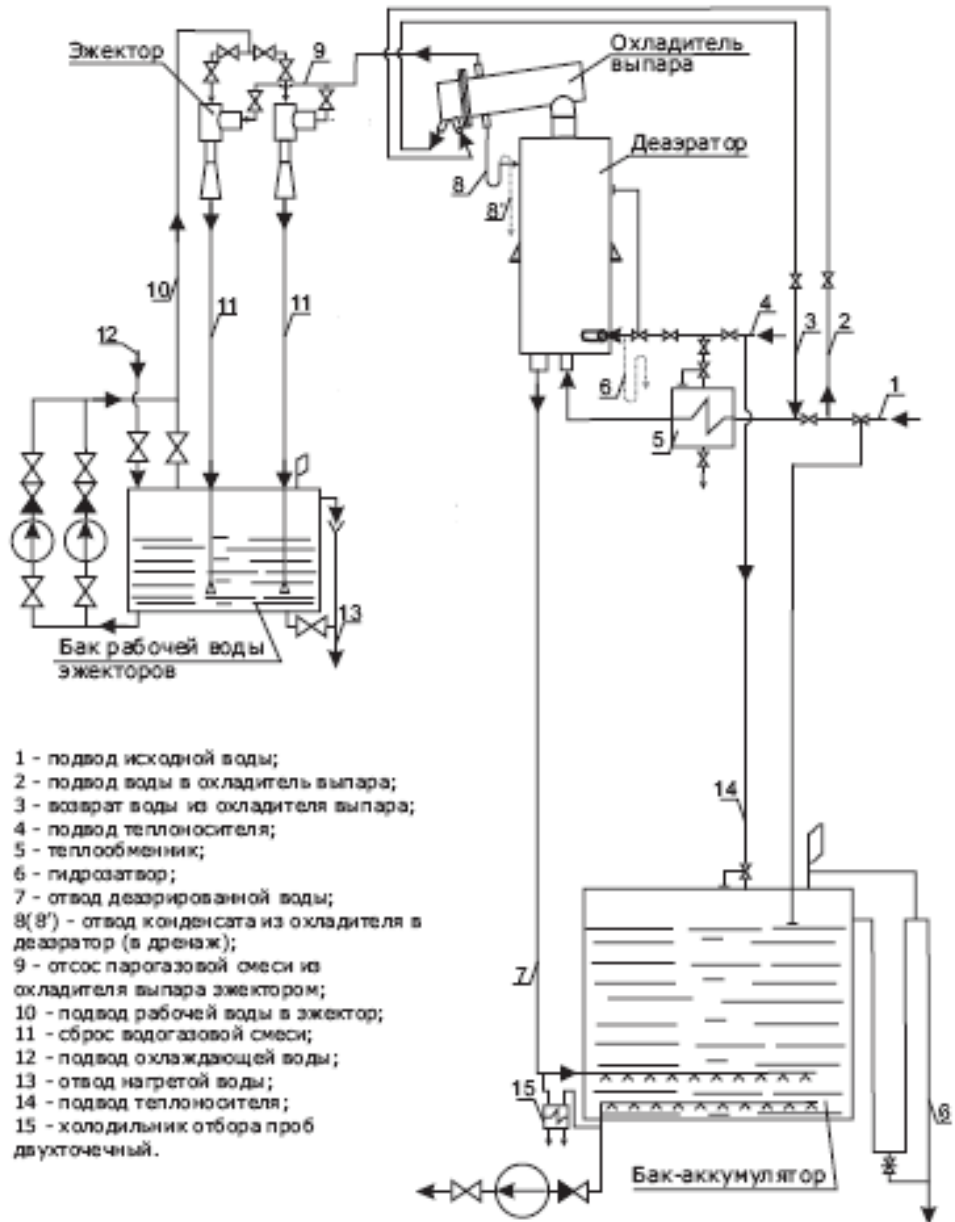


Рис. 3. Схема вакуумной деаэрационной установки

Таблиця 1

Кількість пошкоджень на мережах гарячого водопостачання декількох котельних м. Запоріжжя

Котельня (м. Запоріжжя)		2013 р.	2014 р.	2015 р.	За три роки
дво- трубна	по вул. Святого Миколая, 79А	100	83	75	258
	по вул. Нахімова, 4	143	149	200	492
	по вул. Пармонова 15в	89	52	46	187
	По котельням без деаерації	332	284	321	937
чотири- трубна	по вул. Задніпровська, 7	53	41	65	159
	по вул. Товарищеська, 47	28	30	29	150
	по вул. Metallургів, 32	34	32	29	95
	По котельням з деаерацією	137	128	139	404

Таблиця 2

Матеріальна характеристика трубопроводів системи централізованого гарячого водопостачання ряду котельних м. Запоріжжя

Котельня (м. Запоріжжя)		Протяжність мереж ГВП, м	Середній діаметр мережі ГВП, м	Матеріальна характеристика, тис.м ²
дво- трубна	по вул. Святого Миколая, 79А	26470	83	2,195
	по вул. Нахімова, 4	33820	70	2,377
	по вул. Пармонова 15в	32384	77	2,487
чотири- трубна	по вул. Задніпровська, 7	75691	129	9,745
	по вул. Товарищеська, 47	35703	122	4,360
	по вул. Metallургів, 32	67188	90	6,079

Результати такого оброблення статистичних даних наведені в таблиці 3, де також наведена середня за три роки питома пошкоджуваність. Аналіз цих результатів показує, що середня за три роки пошкоджуваність мереж без деаерації від 5 до 10 років більша, ніж для мереж з деаерацією.

Таблиця 3

Питома пошкоджуваність мереж централізованого гарячого водопостачання від ряду котельних міста Запоріжжя

Котельня (м. Запоріжжя)		2013 р.	2014 р.	2015 р.	Середня питома пошкоджуваність за три роки
по котельням без деаерації					
дво- трубна	по вул. Святого Миколая, 79А	45,56	37,81	34,17	39,18
	по вул. Нахімова, 4	60,16	62,68	84,14	68,99
	по вул. Пармонова 15в	35,79	20,91	18,5	25,06
по котельням з деаерацією					
чотири- трубна	по вул. Задніпровська, 7	5,44	4,21	6,67	5,44
	по вул. Товарищеская, 47	6,42	6,88	6,65	6,65
	по вул. Metallургов, 32	5,59	5,26	4,77	5,21

Висновки. З усього викладеного вище можна зробити наступні висновки. При прокладанні нових мереж для централізованих систем гарячого водопостачання та при ремонтних роботах необхідно використовувати пластикові труби. При цьому по можливості надавати перевагу попередньо ізольованим пластиковим трубам. Для зменшення пошкоджуваності від корозії експлуатуємих гарячеводних систем необхідно влаштовувати вакуумну деаерацію сирі води. За відсутності такої можливості необхідно організувати деаерацію за допомогою кавітаційних пристроїв.

Література

1. Соколов Е.Я. Теплофикация и тепловые сети: Учебник для вузов. –М.: Энергия, 1982, 360 с. (с. 45-47)
2. ДБН В.2.5-39:2008 «Теплові мережі»
3. ДБН В.2.5-64:2012 «Внутрішній водопровід та каналізація»
4. Труб И.А., Литвин О.П. Вакуумные деаэратеры. –М.: Энергия, 1967. -100 с.
5. Клинов И.Я. Коррозия химической аппаратуры и коррозионностойкие материалы. –М.: Машгиз, 1960. -511 с.
6. СНиП П-36-73. Тепловые сети
7. Балабан-Ирменин Ю.В. и др. Защита от внутренней коррозии трубопроводов водяных тепловых сетей. –М.: Энергоатомиздат, 1999. -248 с.
8. Шафлик В. Современные системы горячего водоснабжения. –К.: ДП ИПЦ «Такі справи», 2010. -316 с.
9. Р 204 України 001-96. Рекомендації з протикорозійної обробки води систем підживлення теплових мереж за допомогою магнієвих фільтрів // Збірник керівних документів по захисту від корозії систем теплопостачання та гарячого водопостачання. – К.: Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України, 1999. –С. 87-98.
10. Р 204 України 243-93. Рекомендації з протикорозійної електролітичної обробки води в системах гарячого водопостачання// Збірник керівних документів по захисту від корозії систем теплопостачання та гарячого водопостачання. –К.: Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України, 1999. –С. 99-114.
11. Р 204 УРСР157-84. Рекомендації по проектуванню та експлуатації силікатної обробки води для захисту від корозії внутрішніх поверхонь трубопроводів гарячого водопостачання// Збірник керівних документів по захисту від корозії систем теплопостачання та гарячого водопостачання. –К.: Державний комітет будівництва, архітектури та житлової політики України, 1999. –С. 136-190.
12. Гаряча вода. Програма відновлення циркуляції гарячого водопостачання у м. Києві. –К.: КМДА, 2010.

Возможности снижения аварийности сетей централизованного горячего водоснабжения путем деаэрации воды

А.М. Тарадай, С.В. Фомич, П.М. Гламаздин

Выполнен анализ наиболее характерных причин отказов в работе систем централизованного горячего водоснабжения. Рассмотрены наиболее распространенные методы, способствующие снижению аварийности систем централизованного горячего водоснабжения. Может быть использовано при проектировании, строительстве либо реконструкции централизованной системы горячего водоснабжения микрорайона, поселка, города.

Possibilities for reducing the accident rate of centralized hot water supply networks by water deaeration

A. Taraday, S. Fomich, P. Glamazdin

The analysis of the most typical causes of failures in the work of the central hot water supply systems. The most widespread methods that reduce accidents centralized domestic hot water systems. It can be used for design, construction or reconstruction of a centralized system of hot water supply district, village, town.

Надійшла до редакції 27.05.2016

УДК 697.34:536.24

Руйнування відкладень під впливом поверхнево-активних речовин та магнітного поля

Е.С. Малкін¹, К.О. Габа²

¹докт. тех. наук, професор. Київський національний університет будівництва і архітектури

²асистент. Київський національний університет будівництва і архітектури, chibra@bigmir.net

Приводиться методика та результати експериментального дослідження кінетики відшарування відкладень і процесу просочування водних розчинів триетаноламінових ефірів жирних кислот у капілярно-порове тіло. Визначено оптимальну температуру теплоносія та концентрацію модифікатора для руйнування відкладень. Встановлено вплив поля природних магнітів.

Ключові слова: відкладення, магнітне поле, поверхнево-активні речовини.

Постановка проблеми. Відкладення, які накопичуються на теплообмінних поверхнях у процесі експлуатації, є причиною зниження ефективності систем теплопостачання (СТ), яке обумовлене перевитратою палива, збільшенням витрат на транспортування теплоносія, зниженням надійності роботи обладнання, погіршенням екологічної ситуації. Методи ведення водно-хімічного режиму СТ багатостадійні, в основному, направлені на приведення показників якості теплоносія до нормованого рівня і характеризуються з одного боку низькою ефективністю, а з іншого – високою експлуатаційною вартістю. Для комплексної технології ведення водно-хімічного режиму систем теплопостачання доцільним є модифікування теплоносія плівкоутворюючими поверхнево-активними речовинами (ПАР) [1]. На кафедрі теплотехніки Київського національного університету будівництва і архітектури проводяться дослідження триетаноламінового ефіру жирних кислот, який відноситься до класу низькомолекулярних неіоногенних плівкоутворюючих ПАР.

Аналіз основних досліджень і публікацій. Руйнівна дія модифікатора пояснюється фізичним явищем – ефектом Ребіндера - пониженням міцності твердих матеріалів під дією адсорбційно активного середовища [2]. При абсорбції із модифікованого теплоносія рідина проникає в устя мікротріщини під впливом капілярного тиску. При цьому з меніска краплі виділяються молекули найбільш поверхнево-активного компонента, що мігрують вперед і покривають поверхні щілини. У частині мікротріщин, заповненій рідиною, тонка плівка рідини спричиняє розклинюючий тиск. Крім полегшення розвитку кожної

окремої мікрощілини в результаті проникнення в неї адсорбційних шарів ПАР, ефект Ребіндера обумовлений також і збільшенням кількості мікрощілин, які розвиваються в одиниці об'єму деформованого тіла (відкладень) [3]. В умовах постійної зміни температури теплоносія та температурного розширення відкладень, що характерно для ЦСТ, виникають періодичні напруження на розтяг, які прискорюють появу нових мікрощілин і процес руйнування [4].

Формулювання цілей і завдання статті. Метою даної роботи є дослідження кінетики руйнування відкладень на гріючих поверхнях у присутності водних розчинів триетаноламінового ефіру жирних кислот та із застосуванням поля природних магнітів.

Основна частина. Для дослідження кінетики відшарування відкладень на гріючих поверхнях було розроблено експериментальний стенд, який у лабораторних умовах моделював роботу системи теплопостачання. Зовнішній вигляд експериментального стенду представлений на рис. 1

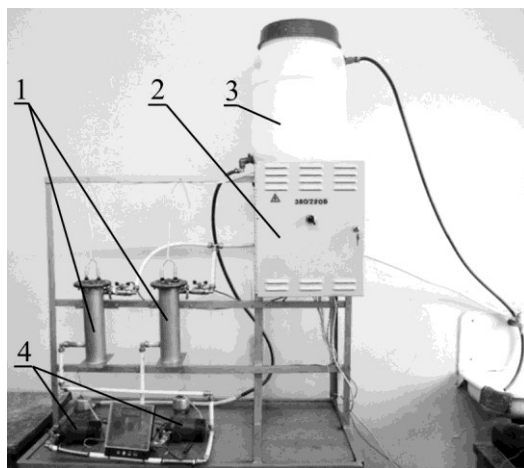


Рис.1. Експериментальний стенд

1- котли-ємності з нагрівачами; 2 - блок автоматичного керування стендом; 3 - бак з теплоносієм; 4 – циркуляційні насоси

Стенд представляє собою контур циркуляції, до складу якого входять: бак запасу робочою ємністю 60 л, два циркуляційні насоси Grundfos Alpha 2 продуктивністю 0,4 – 1,5 м³/год, два котли-ємності з трубчастими електронагрівачами потужністю 1,25 кВт, запірні арматури, прилади контролю температури, щит з блоком автоматичного керування стендом.

Схемою передбачено автоматичне підтримання температури 70 і 90 °С за допомогою регуляторів потужності ТЕНів з використанням контролера Waterheat S1 з точністю підтримання до 1 °С. Циркуляційні насоси запрограмовані на три режими подачі теплоносія. Витрата рідини регулюється також запірною арматурою і вимірюються об'ємним способом.

Методика проведення вимірювань. У бак заливалася дослідна рідина. Заздалегідь підготовані ТЕНи з шаром відкладень з водопровідної води

поміщались у котли і вмикались. Циркуляція відбувалась зі швидкістю 1,6 м/с. Досліджувались модифікований теплоносії з концентрацією 5,20 мг/л, в тому числі після перебування у полі природних магнітів. Після відпрацювання одного етапу вимірювань відбувалась зупинка стенду, електронагрівач вимикався, виймався, висушувався і зважувався на аналітичних вагах ВЛА-200. За результатами зважування визначалась інтенсивність очищення. Кількість відкладень, які відшарувували за час експерименту, розраховувалась за формулою

$$G = \frac{m_{62} - m_{61}}{S_m} \quad (1)$$

де m_{61} і m_{62} - початкова та кінцева маса ТЕНу, г; S_m - площа поверхні ТЕНу, cm^2 .

Далі бак, котел та ТЕН очищався, заливалася інша рідина. Було випробувано такі рідини: водопровідна вода, розчини модифікатора у водопровідній воді концентрацією 5 та 20 мг/л, а також водопровідна вода, яка перебувала у полі сталих магнітів. При проведенні порівняльних випробувань з обробкою рідин у полі сталих магнітів напруженістю поля 0,1 - 0,25 мТл циркуляція рідини відбувалась через два котли паралельно. Результати дослідження наведені на рис. 2.

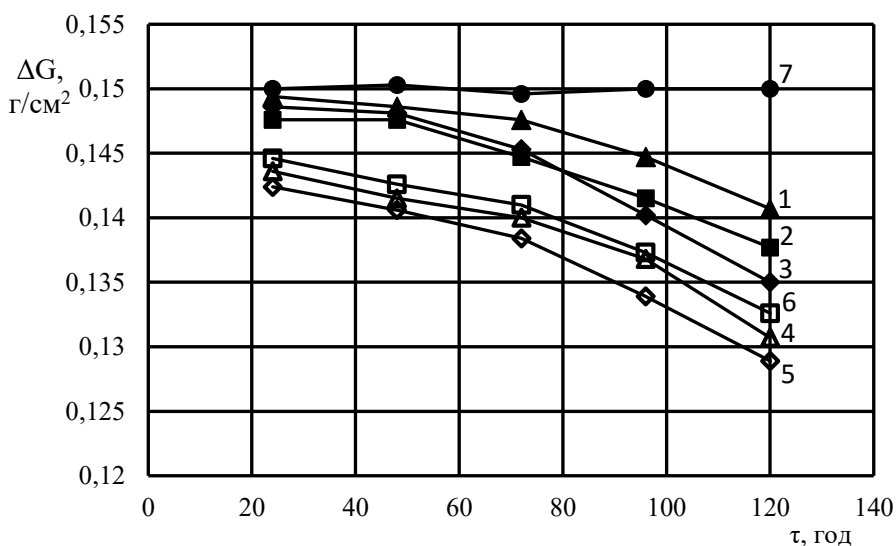


Рис. 2. Відшарування відкладень з теплообмінних поверхонь: 1-3 – $c=5, 20$ мг/л, температура теплоносія 70 °C; 4-6 – те ж температура 90 °C; 7 – вода.

В результаті дослідження кінетики очищення відкладень встановлено, що інтенсивність процесу при використанні модифікатора концентрацією 20 мг/л і при температурі 90 °C є найвищою. Перебування водних розчинів у полі

природних магнітів $H=0,1$ Тл зменшує час очищення як для температури $70\text{ }^{\circ}\text{C}$, так і для $90\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Для експериментального дослідження просочення рідини у котельний камінь було взято вирізку труби конвективної частини котла ПТВМ-30 $du\ 64$ мм, який працював на теплогенеруючому підприємстві м. Києва. В результаті експлуатації внаслідок утворення накипних відкладень прохідний діаметр труби складав лише 17 мм. З вирізки було виготовлено п'ять дослідних зразків висотою 10 мм. Зовнішній вигляд зразків представлений на рис. 3.



Рис. 3. Зразки для дослідження просочування

Для просочування було підготовлено робочі рідини: розчин модифікатора триетаноламінового ефіру жирних кислот у водопровідній воді масовою концентрацією $c = 20$ мг/л, розчин модифікатора $c = 20$ мг/л, який перебував у полі природних магнітів напруженістю $H = 0,1$ Тл; водний розчин модифікатора $c = 20$ мг/л, який був приготований на водопровідній воді, яка перебувала у полі природних магнітів напруженістю $H = 0,1$ Тл; розчин модифікатора $c = 5$ мг/л та водопровідна вода.

Методика дослідження полягала у наступному: зразки заповнювались експериментальним розчином і ізолювались так, щоб витікання рідини або її випаровування було неможливе. Для попередження витікання рідини зразки

були оброблені силіконовим герметиком. Зміна глибини просочування зразку фіксувався за допомогою шкали з ціною поділки 1 мм. Рідини просочувалася при постійному тиску, що рівний атмосферному, лише за рахунок капілярних сил. Рідини витримувалися у зразках на протязі 21 дня при температурі оточуючого середовища у лабораторії. Кожні чотири- п'ять днів перевірявся рівень у зразках. Результати досліджень кінетики очищення відкладень та просочування у котельний камінь наведені на рис. 4.

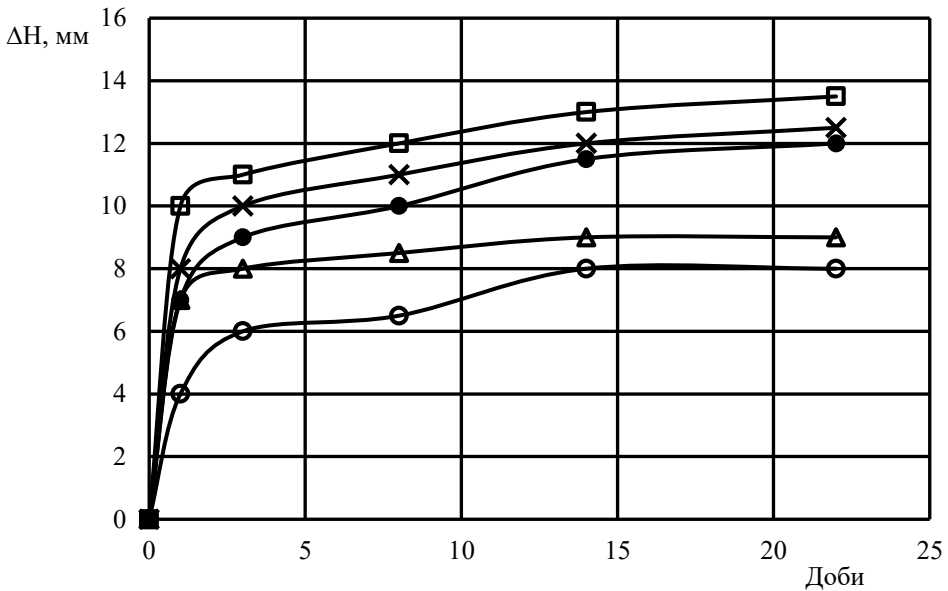


Рис.4. Проникна здатність: (x) $c = 20$ мг/л, після перебування у полі природних магнітів; (□) $c = 20$ мг/л, що готувалася на воді, що попередньо оброблена у полі природних магнітів; (●) $c = 20$ мг/л; (Δ) $c = 5$ мг/л; (o) вода.

В результаті дослідження просочування встановлено, що стрімке зростання темпу відбувається у першу добу перебування рідин у дослідних зразках. Впродовж 3-8 доби настає період стабілізації і темп просочування зменшується. Після 12 діб експерименту проникнення вологи зупиняється. Після перебування у полі природних магнітів проникної здатність водного розчину триетаноламінового ефіру жирних кислот з концентрацією 20 мг/л у котельний камінь підвищується на 5-6%. При зміні послідовності приготування розчину та обробки у полі проникна здатність збільшується до 8-9%.

Висновки. Використання водних розчинів триетанолаімнового ефіру жирних кислот концентрацією 20 мг/л для руйнування відкладень показує позитивні результати. Для систем теплопостачання з метою очищення теплообмінних поверхонь від відкладень доцільним є застосування модифікованого теплоносія концентрацією 20 мг/л. Для підвищення інтенсивності руйнування краще використовувати водних розчинів

модифікатора, приготовлених на воді, яка попередньо перебувала у полі сталих магнітів.

Література

1. Рыженков В.А. Результаты работ по повышению эффективности систем централизованного теплоснабжения на основе ПАВ-технологии за 2003-2013 гг. / В. А. Рыженков, М. В. Лукин, С. И. Погорелов, А. В. Куршаков. // Надежность и безопасность энергетики. – 2014. – №25. – С. 28–40.
2. Фролов Ю.Г. Курс коллоидной химии. Поверхностные явления и дисперсные системы / Ю. Г. Фролов. – Москва: Химия, 1988. – 464 с.
3. Малкин А. И. Закономерности и механизм эффекта Ребиндера / А. И. Малкин. // Коллоидный журнал. – 2012. – №2. – С. 239–256
4. Гламаздин П. М. Фізичний механізм очищення накипних відкладень на поверхнях елементів централізованих систем теплопостачання / П. М. Гламаздин, К. О. Цикал. // Науково-технічний збірник «Проблеми водопостачання, водовідведення та гідраліки». – 2014. – №24. – С. 56–62.

Разрушение отложений под воздействием поверхностно-активных веществ и магнитного поля

Э.С. Малкин, К.А. Габа

Приводится методика и результаты экспериментального исследования кинетики разрушения отложений и процесса проникновения водных растворов триэтаноламиновых эфиров жирных кислот в капиллярно-пористое тело. Определено оптимальную температуру теплоносителя и концентрацию модификатора для разрушения отложений. Установлено влияние поля природных магнитов.

Salt deposits destruction under the influence of surfactants and the magnetic field

E. Malkin, K. Gaba

The technique and results of experimental studies of the kinetics of destruction of fat and water solutions of penetration process triethanolamine fatty acid esters in capillary-porous body. It determines the optimal flow temperature and the concentration of the modifier for the destruction of deposits. The effect of natural field of magnets.

Надійшла до редакції 17.05.2016

ОЧИСТКА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИКИДІВ

УДК 628.511

Ймовірнісна блок-схема моделювання процесу пилоочищення газів в скруберах Вентурі

В.Б. Довгалюк¹, І.О. Качан²,

¹к.т.н., професор, Київський національний університет будівництва і архітектури, tgsiv@ukr.net

²інженер, Київський національний університет будівництва і архітектури, ir.kachan14@gmail.com

Процес знепилення газів в скруберах Вентурі представлений у вигляді сукупності шести елементарних умовно залежних подій. Останні на основі ймовірнісного методу моделювання гідродинамічних та масообмінних процесів використані для розроблення ймовірнісної блок-схеми пиловловлення, за допомогою якої отримана формула для визначення загальної ефективності очищення

Ключові слова: очищення газів, труба Вентурі, крапля, пилинка, газорідкісний потік, ймовірність події, ефективність пиловловлення.

Вступ. Очищення відхідних газів від пилу залишається актуальною проблемою у різноманітних галузях промисловості (металургії, будівництва, хімії, теплоенергетики та ін.) та потребує постійного удосконалення та модернізації газоочищувального обладнання, а також нових підходів до розрахунків оптимальних режимів їх роботи та оцінки ефективності.

Труби Вентурі, що широко використовуються для мокрого очищення газів від пилу, є одночасно швидкісними, високоефективними та простими у конструкції (рис.1) та експлуатації пристроями. Процес пилоочищення в них засновано на контакті пилинок та крапель розпиленої рідини із наступним збільшенням та уловленням конгломератів «крапля-пилинка». Але за таким, на перший погляд, простим поясненням стоять багатостадійні та багаторазово повторювані фізичні процеси взаємодії крапель та пилинок під час їх руху через елементи труби Вентурі.

Постановка проблеми. Відомі емпіричні методи розрахунку ефективності роботи труб Вентурі не дозволяють в повній мірі та комплексно урахувати багатофакторність процесу уловлення пилинок у єдиній формулі ефективності очищення [1,2].

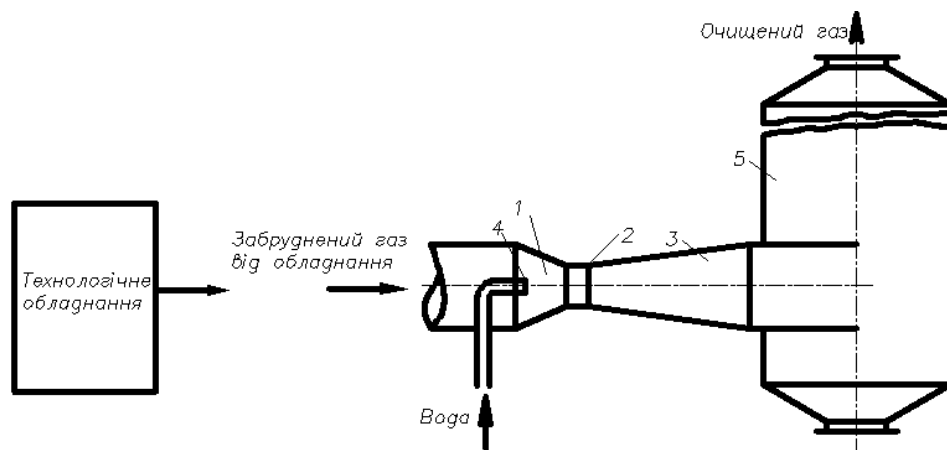


Рис. 1. Конструкція скрубера Вентурі
1- конфузор; 2- горловина; 3- дифузор, 4 - форсунка, 5- скрубер

Складність та трудомісткість математичних розрахунків, що описують параметри фракційної ефективності пиловловлювачів, зазвичай пов'язані із необхідністю виконання розрахунків у декілька етапів, що призводить до неточностей та помилок. Можливості фізичного моделювання робочого процесу в трубах Вентурі та скруберами, що стоять за ними, вельми обмежені, так як при дослідженні у широкому діапазоні зміни параметрів одночасне виконання рівності основних критеріїв подібності не є можливим.

У зв'язку з вищевикладеними недоліками пропонується використати ймовірнісний підхід до опису процесу пиловловлення в скруберах Вентурі. Цей метод дозволить обрати та врахувати найбільш впливові параметри та розробити математичну модель визначення ефективності та оптимізації параметрів пилоочищення в трубах Вентурі.

Викладення основного матеріалу. Для аналізу та опису пиловловлення, що проходить в скруберах Вентурі, пропонується за основу використати ймовірнісний метод моделювання масообмінних процесів, сформульований в роботах [3,4].

Пилоловлення в обмеженому просторі труби Вентурі, поряд із високою швидкістю та короткочасними перебуванням очищувального газу в апараті, складається з безлічі послідовних та паралельних, залежних, умовно-залежних та незалежних елементарних фізичних процесів взаємодії очищувального газу, уловлюваних пилинок та зрошуючої рідини. Процес ефективного уловлення рухомих пилинок краплями диспергованої рідини можливо представити у вигляді шести сумісних послідовних умовно-залежних подій, а саме: геометрична зустріч пилинки на шляху свого руху із краплею, зіткнення пилинки з краплею, утримання пилинки краплею, захоплення пилинки із поглинанням її краплями, урахування випарення рідини з конгломератів «крапля-пилинка» та осадження конгломератів у краплевловлювачах.

Виповнення цих шести подій залежить від багатьох технологічних, конструктивних та експлуатаційних параметрів процесу пиловловлення. Кожна з цих подій відбувається із певною ймовірністю, а отже, й впливає на здійснення наступних та у підсумку на кінцеву ефективність.

Кожна подія описується теоретичними формулами, що об'єднують усі значимі параметри процесу, які можна встановити, регулювати та змінювати на стадії проектування, використання та експлуатації газоочищувальної установки.

У зв'язку з тим, що виповнення вказаних подій у трубі Вентурі відбувається з певною ймовірністю за залежить одне від одного, то для їх фізико-математичного описання та об'єднання в математичну модель буде цілком раціональним використати основні положення ймовірнісного методу моделювання гідродинамічних та масообмінних процесів.

Ймовірнісний метод передбачає розділення досліджуваного процесу на окремі елементарні події, що протікають як паралельно, так і послідовно. Кожна подія відображає властивості якого-небудь одного класу явищ (гідродинаміки, кінетики, масообміну). Потім окремі події перемножуються або складаються за законами ймовірностей, залежно від характеру проявлення тих чи інших явищ, у результаті чого отримується ймовірнісна блок-схема та формула представлення процесу в цілому. Далі подію описуються математичними формулами з параметрами, що впливають на ефективність процесу. Математичні вирази кожної події з урахуванням обмежень підставляються у загальну ймовірнісну формулу, що й є шуканою математичною моделлю. Ймовірнісний метод спрощує математичну інтерпретацію складних процесів, дозволяє одночасно врахувати паралельний й послідовний вплив різноманітних факторів на ефективність пиловловлення в скруберах Вентурі (рис. 2) та полегшує оптимізацію процесу [3].

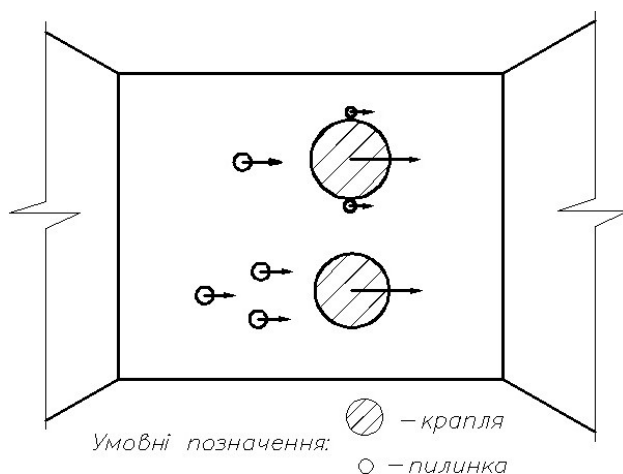


Рис.2. Схема взаємодії пилинок з краплями в горловині труби Вентурі

Для побудови ймовірнісної блок-схеми процесу пилоочищення газів у скруберах Вентурі приймаємо буквені позначки для кожної події.

Перша подія – геометрична зустріч пилинки на шляху свого руху з краплею r_3 – передбачає зближення та зустріч краплі з пилинкою. При цьому враховується одночасне виповнення сумісних незалежних, але паралельних подій за рахунок інерційних $r_{3,i}$, електричних та сил турбулентного переносу $r_{3,m.e}$.

Друга подія – зіткнення пилинки з краплею $r_{зйткн}$, що передбачає доторкання її з краплею до виникнення міцного контакту між ними. В іншому випадку пилінка за рахунок аеродинамічного та молекулярного обтікання відривається від краплі та зустріч виявиться неефективною. Ефект зіткнення визначається в основному інерційними силами. Слід відмітити, що зіткнення пилинок із краплями можливі при інерційній зустрічі за рахунок сил інерції $r_{зйткн,i}$, а при дії турбулентності та електростатичних сил за рахунок цих сил $r_{зйткн,m.e}$. Причому для тої частинки пилу, зустріч якої із краплями могла б бути здійснена турбулентним переносом та електростатичними силами, зіткнення можливе паралельно як за рахунок сил інерції, так і за рахунок згаданих вище сил $\Delta r_{зйткн,m.e}$.

Третя подія – утримання пилинки краплею r_{yo} передбачає утримання або неутримання пилинки на краплі при впливі на них аеродинамічних сил (лобового опору потоку). Ймовірність цієї події залежить від співвідношення адгезійних та аеродинамічних сил. Тут також розглядається два варіанти утримання пилинок: перший при зустрічі пилинок завдяки силам інерції $r_{ym,i}$, другий для пилинок, що зіткнулися завдяки турбулентному та електростатичному впливу $r_{ym,m.e}$.

Четверта подія – захоплення пилинки із поглинанням пилинки краплею $r_{зах}$ забезпечує змочування пилинок за рахунок сил інерції та адгезії, у тому числі з урахуванням маси пилинки. Після повного захоплення вивільнюється поверхня краплі від пилу для уловлення інших пилинок, що сприяє зростанню загальної ефективності зрощення. Тут відбувається повне змочування частинок пилу завдяки силам адгезії та інерції, в тому числі і ваги пилинки. За виглядом захоплення можна розрізнити на інерційний $r_{зах,i}$ та захоплення за рахунок турбулентних та електростатичних сил $r_{зах,m.e}$.

П'ята подія – це можливе випаровування рідкої фази конгломератів «крапля-пилінка» $r_{вип}$, після чого пилінка виявляється не уловленою з газового потоку. Через короткочасне (частки секунди) перебування у трубі Вентурі встигають випаритися найдрібніші краплини (діаметром менше 10 мкм), але вони несуть на собі й найдрібніші пилинки, які важко вловлювати у кінцевому вловлювачі. Внаслідок цієї події, ефективність очищення може опинитися менше потрібної. Для зменшення випарення необхідно збільшувати витрату води або, що краще, встановлювати теплоутилізатори перед трубами Вентурі.

Шоста подія – осадження краплі з уловленими пилинками r_o визначає ефективність уловлення збільшених та зкоагульованих утворень «крапля-пилінка» за рахунок різноманітних сил (гравітації, доцентрових). Тут враховується осадження не тільки крапель більших за розміром ніж пилінка, але й великих пилинок, які зіткнулись з краплями менших розмірів. Процес

осадження конгломератів «крапля-пилінка» здійснюється в окремому апараті, встановленому за трубою Вентурі. Залежно від виду виробництва, технологічної схеми та інших факторів можуть бути використані різноманітні краплевловлюючі пристрої (циклони, скрубери, жалюзійні решітки).

На рис. 3 зображено узагальнену ймовірнісну блок-схему процесу пиловловлення в трубі Вентурі та кінцевого осадження в скрубері. Згідно з цією схемою ефективність пиловловлення в трубі Вентурі визначається за формулою

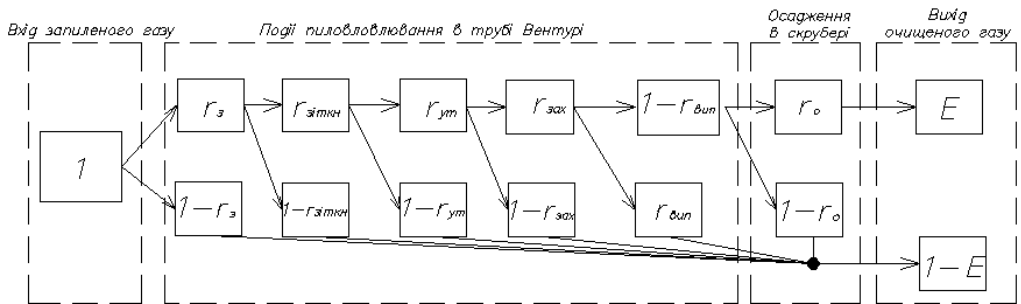


Рис.3. Ймовірнісна блок-схема опису процесу пиловловлення в скрубері Вентурі

$$E_{Т.В.} = r_3 \cdot r_{зйткн} \cdot r_{ут} \cdot r_{зах} \cdot (1 - r_{вип}), \quad (1)$$

а загальна ефективність установки в комплексі «труба Вентурі - скрубер» визначається за формулою:

$$E_o = E_{Т.В.} \cdot r_o. \quad (2)$$

Розширити опис кожної з подій, що входять у формулу (1), можна з урахуванням одночасного виповнення сумісних незалежних, але паралельних подій. Зустріч краплі і пилінки може відбуватися як за рахунок інерційних $r_{з.и.}$, так і сил турбулентного переносу та електростатичних сил $r_{з.м.е.}$. Тоді ефективність (ймовірність) зустрічі запишеться у вигляді:

$$r_3 = 1 - (1 - r_{з.і.}) \cdot (1 - r_{з.м.е.}). \quad (3)$$

Зіткнення пилінки з краплею можливо як за рахунок сил інерції $r_{зйткн.и.}$, так і під дією турбулентності та електростатичних сил $r_{зйткн.м.е.}$. Ефективність зіткнення запишеться формулою:

$$r_{зйткн} = 1 - (1 - r_{зйткн.і.}) \cdot (1 - r_{зйткн.м.е.}). \quad (4)$$

Усі ймовірності отриманого рівняння будуть описані в математичній формі через фізичні закономірності основних технологічних процесів у пиловловлюючих апаратах та об'єднані у рівнянні загальної E і математичну модель пиловловлення для конкретних апаратів (труба Вентурі + краплєвловлювач).

Висновки. Використовуючи основні положення ймовірнісного методу моделювання гідродинамічних та масообмінних процесів, розроблена блок-схема пило очищення газів в скруберах Вентурі. Вона наочно об'єднала та впорядкувала елементарні фізичні процеси, що забезпечують уловлення пилинок з газового потоку краплями рідини. Формула загальної ефективності, що отримана на основі блок-схеми, дає можливість розроблення математичної моделі пило очищення газів в скруберах Вентурі.

Література

1. Дубинская Ф. Е., Лебедюк Г.К. Скрубберы Вентури. Выбор, расчёт, применение. - ЦИНТИхимнефтемаш.- М.-1977. -61 с.
2. Темеровский Б.З. Очистка газов в чёрной металлургии. – Днепропетровск.-Проминь. -1971.-91 с.
3. Качан В.Н. Оптимизация параметров обеспыливания воздуха и предупреждения взрывов пыли в угольных шахтах: автореф. дис. на соиск. учен. степ. д-ра техн. наук / Качан Владимир Николаевич.-Донецк.- МЧП«ЛИК» - 1996.-45с.
4. Качан В.Н., Акинина А.Г. Теоретические основы очистки воздуха. - Макеевка: ДонГАСА, 2001.-130 с.

Вероятностная блок-схема моделирования процесса пылеочистки газов в скруберах Вентури

В.Б. Довгалюк, И.А. Качан

Процесс обеспыливания газов в скруберах Вентури представлен в виде совокупности шести элементарных условнозависимых событий. Последние на основе вероятностного метода моделирования гидродинамических и массообменных процессов использованы для разработки вероятностной блок-схемы пылеулавливания, с помощью которой получена формула для определения общей эффективности очистки.

Probabilistic blockdiagram of process modeling dust cleaning gas in the Venturi scrubber

V. Dovgalyk, I. Kachan

The gas dedusting process in the Venturi scrubber is presented as a set of six elementary conditionally dependent events. Based on a probabilistic modeling method of hydrodynamic and mass transfer processes, the events were used to develop a probabilistic dedusting flow chart by means of which was obtained a formula for determining the over all effectiveness of purification.

Надійшла до редакції 27.04.2016р.

УДК 628.511

Аналіз дії кулонівської та відцентрової сил на частинку пилу в циклоні з прямоточними елементами

Е.І. Дмитроченкова

К.т.н, доцент, Київський національний університет будівництва та архітектури, ella.dmitrochenkova@mail.ru

У статті представлена конструкція комбінованого прямоточного циклону, де поєднуються відцентровий і електронний механізми сепарації пилу. Наведені рівняння для розрахунку кулонівської та відцентрової сил, а також сили опору газового середовища. Проаналізована зміна величини сумарної сили в порівнянні з силою опору газового середовища в залежності від зміни швидкості порошинки. Зазначена залежність величин відцентрової на електричної сил залежно від відстані частинки від осі потоку.

Ключові слова: комбінований циклон, відцентрова сила, кулонівська сила, сила опору потоку

Вступ. Повітряні викиди промислових підприємств завдають значної шкоди навколишньому природному середовищу: забруднюють атмосферу промайданчиків і житлових районів, що негативно впливає на здоров'я людей.

Більшість промислових викидів містять цінні напівпродукти (метали, хімічні речовини), які безповоротно втрачаються. Тому очищення і знешкодження промислових викидів має санітарне та економічне значення.

Техніка знепилювання характеризується великою різноманітністю конструкцій і форм виконання обладнання. Циклони є найбільш характерними і поширеними представниками сухих інерційних пиловловлювачів, які, як правило, мають просту конструкцію, характеризуються великий пропускнуою спроможністю і нескладні в експлуатації. На сьогоднішній день актуальна проблема підвищення ефективності пиловловлюючого обладнання.

1. Основний матеріал досліджень.

Принцип роботи циклону такий, що для підвищення його ефективності необхідно, щоб весь пил, що знаходиться в газі, концентрувалася в зоні біля стінок апарату. Тривале знаходженні пилу в криволінійному потоці надає можливість сепарувати пил будь-якого фракційного складу, але це призведе до невиправданого збільшення габаритів циклону і підвищення його гідравлічного опору. Тому доцільно для більш швидкої сепарації пилу використовувати електричне поле, в результаті чого на пил будуть діяти кулонівська і відцентрова сили узгоджено.

На рис. 1 представлений комбінований прямоточний циклон. Через центр гвинта через ізолятор 2 розміщується електрод 1, на який подається висока напруга негативної полярності.

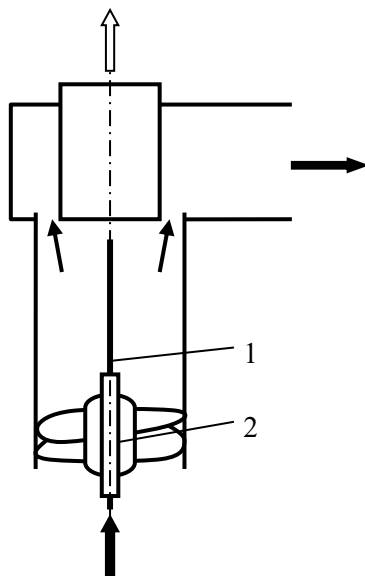


Рис.1 – Комбинированный прямоточный циклон

У комбінованому прямоточному циклоні послідовно поєднуються відцентровий і електричний механізми сепарації пилю. У роботі [1] виконані теоретичні та експериментальні дослідження руху заряджених аерозолів, а також фізичних процесів, що протікають в електрофільтрах.

Розподіл тангенціальної швидкості по радіусу корпусу прямоточного циклону за даними експериментальних досліджень носить складний характер. У центральній частині потоку, в так званому ядрі вихору, тангенціальна швидкість зростає зі збільшенням радіуса R за законом $V_t = \omega R$ (зона твердого тіла), а потім по мірі наближення до корпусу прямоточного циклону зменшується. Можливість детального аналізу закону затухання тангенціальної швидкості в зоні біля стіни ускладнена через нестачу експериментальних даних, однак все повітря, що знаходиться в цій області, видаляється разом з сепарованою пилом. Тому розподіл тангенціальної швидкості по радіусу в корпусі прямоточного циклону приймається таким же, як і в ядрі вихору, тобто вважається, що повітря обертається як тверде тіло і відрізняється постійною кутовою швидкістю [2].

Цікавим є розгляд окремо дії кулонівської і відцентрової сил.

Потік газу, що транспортується, спрямований вертикально вгору, поздовжній рух частинок вважається сталим, тобто рівномірним зі швидкістю

$$U = W - U_в, \quad (1)$$

де W – усереднена по перетину швидкість газу, м/с; U_e – швидкість вітання часток, м/с.

Характер руху газу характеризується критерієм Рейнольдса

$$Re = \rho W d / \mu, \quad (2)$$

де ρ – густина повітря, кг/м³; W – швидкість руху газу, м/с; d – діаметр труби, м; μ – в'язкість газу, кг/(м·с).

Крім того приймаються наступні припущення: розподіл часток пилу в початковому перетині рівномірний і, зважаючи на малу концентрації дисперсної фази, зміна електричного поля за рахунок об'ємного заряду пилу не враховується.

Були розглянуті частинки радіусом $r \geq 1$ мкм, поле напруженістю $E > 1$ кВ/см, тому до уваги брався лише «ударний» механізм зарядки частинок.

Сила опору середовища у всьому діапазоні швидкостей частинок визначається однією залежністю - формулою Клячко Л.С. Величина відхилення сили опору від експериментальних даних в області малих швидкостей ($Re < 1$), де більш точними є формули Стокса і Осєєна, не перевищує 2,5%. В даному випадку значення критерію Рейнольдса для частинки змінюється в інтервалі 0,1 - 10.

Розгляд ведеться в системі координат, що рухається разом з часткою в поздовжньому напрямку рис. 2.

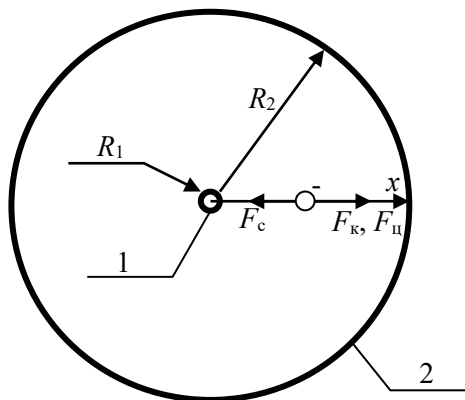


Рис.2 - Сили, що діють на частку пилу в вихровому потоці і неоднорідному електричному полі з аксіальною симетрією:

1 – коронуючий електрод; 2 - осаджувальний електрод.

При зазначених припущеннях рівняння руху часток пилу та кінетика їх зарядки має вигляд:

$$\frac{mdV}{dt} = E(R)Q(t) - F_c, \quad (3)$$

$$\frac{dQ}{dt} = \frac{ken(t)}{4\epsilon_0} Q_m \left[1 - \frac{Q(t)}{Q_m} \right]^2, \quad (4)$$

$$E = E_0 \sqrt{\frac{i}{2\pi\epsilon_0 KE_0} \left(1 - \frac{R_1^2}{R^2} \right) + \left(\frac{R_1}{R} \right)^2}, \quad (5)$$

де $\epsilon_0 = (4\pi \times 9 \times 10^9)^{-1}$ – електрична стала, Ф/м; K – рухливість іонів, м²/(В·с); R – поточний радіус, м.

Критична напруженість поля (формула Піка) поблизу поверхні коронуючого електрода, В / м:

$$E_0 = 3,03\delta_n \left(1 + 0,0298\sqrt{\delta_0 R_1} \right), \quad (6)$$

де δ_n – відношення дійсної густини повітря до його густини при нормальних умовах.

Лінійна щільність струму корони, А/м:

$$i = \frac{2K4\pi\epsilon_0}{R_2^2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right)} U(U - U_0), \quad (7)$$

де U – напруга, прикладена до електродів, В.

Критична напруга для трубчастого електрофільтра з коронуючими електродами, виконаними з гладкого дроту [3], В:

$$U_0 = E_0 R_2 \ln\left(\frac{R_2}{R_1}\right), \quad (8)$$

Частки пилу в полі коронного заряду практично миттєво набувають електричний заряд, який визначається за формулою Понтъе

$$Q = 4\pi\epsilon_0 \left(1 + 2 \frac{\epsilon - 1}{\epsilon + 2} \right) Er_c^2 \frac{Ken_0 t}{4\epsilon_0 + Ken_0 t}, \quad (9)$$

де ϵ – відносна діелектрична проникність частки пилу; r_i – радіус частки пилу, м; e – заряд електрону, Кл; n_0 – початкова концентрація іонів, м^{-3} ; t – час зарядки, с.

Тоді діюча на частинки пилу кулонівська сила може бути визначена наступним чином:

$$F_k = QE = 2\pi\epsilon_0 E^2 d^2 = 2\pi\epsilon_0 d^2 \left\{ \frac{2i}{4\pi\epsilon_0 K} \left[1 - \left(\frac{R_1}{R} \right)^2 \right] + \left(E \frac{R_1}{R} \right)^2 \right\} =$$

$$= \frac{id^2}{K} \left[1 - \left(\frac{R_1}{R} \right)^2 \right] + 2\pi\epsilon_0 d^2 \left(E \frac{R_1}{R} \right)^2, \quad (10)$$

де d – діаметр частки пилу, м.

З формули (10) випливає, що сила, яка діє на частинки пилу з боку електричного поля, швидко зменшується в міру їх наближення до осаджувального електроду.

Приймається, що газовий потік разом з розташованими в ньому частинками пилу обертається в корпусі прямої циклону з постійною кутовою швидкістю ω . Це припущення з достатньою точністю виконується для частинок пилу розміром менше 10 мкм. Тому відцентрова сила інерції може бути визначена за формулою [2]:

$$F_u = \frac{\pi d^3 \rho \omega^2 R}{6}, \quad (11)$$

Під дією сумарної сили $F = F_k + F_u$ частка пилу рухається в радіальному напрямку до стінки циклону зі швидкістю ω_p . Цьому руху газове середовище чинить опір, величина якого може бути визначена за формулою [4]

$$F_c = 3\pi\omega_p d \mu, \quad (12)$$

где ω_p – радіальна швидкість частинки пилу, м/с; μ – в'язкість газового середовища, Н·сек/м².

Після входу в циклон сумарна сила F значно перевищує сили опору середовища F_c , так як початкове значення швидкості порошинки в радіальному напрямку дорівнювало нулю. Але в міру зростання цієї швидкості, практично через соті долі секунди, ці сили стають рівними, і з цього моменту частка продовжує рухатися в радіальному напрямку з постійною швидкістю, яку визначають з рівності $F_c = F$.

Як видно з формули (11), відцентрова сила інерції на відміну від електричної сили (10) збільшується зі зростанням відстані частинки від осі потоку.

Таким чином, електрична та відцентрова сили, будучи однаково

спрямованими, взаємно доповнюють одна одну.

Висновок. Виходячи із всього вищезазначеного, існує принципова можливість підвищення ефективності очищення газу шляхом оптимального поєднання відцентрового і електростатичного механізмів сепарації пилу.

Подальші розрахунки нададуть можливість визначити відстань від коронуючого електроду, де сумарна сила F має мінімальне значення.

Література

1. Верещагин И. П. Основы электрогазодинамики и дисперсных систем [Текст] / И. П. Верещагин, В. И. Левитов, Г. З. Мирзабекян // – М. : Энергия, 1974. – 480 с.
2. Пирумов А.И. Обеспыливание воздуха [Текст] / А.И. Пирумов. – М. : Стройиздат, 1981. – 296 с.
3. Пылеулавливание в металлургии: Справочник [Текст] / Под ред. А. А. Гурвица. – М. : Металлургия, 1984. – 336 с.
4. Гордон Г. М. Пылеулавливание и очистка газов [Текст] / Г. М. Гордон, И. Л. Пейсахов // – М. : Стройиздат, 1968. – 499 с.

Анализ действия кулоновской и центробежной сил на пылинку в циклоне с прямоточными элементами

Э. И. Дмитроченкова

В статье представлена конструкция комбинированного прямоточного циклона, где сочетаются центробежный и электронный механизмы сепарации пыли. Приведенные уравнения для расчета кулоновского и центробежной сил, а также силы сопротивления газовой среды. Проанализировано изменение величины суммарной силы по сравнению с силой сопротивления газовой среды в зависимости от изменения скорости пылинки. Отмечена зависимость величин центробежной и электрической сил в зависимости от расстояния частицы от оси потока.

The analysis of action of Coulomb and centrifugal forces on a mote in a cyclone with direct-flow elements

E. Dmitrochenkova

The design of the combined direct-flow cyclone where centrifugal and electronic mechanisms of separation of dust are combined is presented in article. The given equations for calculation Coulomb and centrifugal forces, and also force of resistance of the gas environment. Change of size of total force in comparison with force of resistance of the gas environment depending on change of speed of a mote is analysed. Dependence of sizes of centrifugal and electric forces depending on particle distance from a stream axis is noted.

Надійшла до редакції 21.04.2016

ЗМІСТ

ВЕНТИЛЯЦІЯ ТА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ

О.В. Задоянний, Ю. Євдокименко <i>Види ексергії в системах кондиціонування повітря та їх визначення</i>	3
В.Б. Довгалюк, В.О. Мілейковський, А.Ю. Мусаєва <i>Аналіз гідродинамічних процесів при проходженні вихору через витяжний пристрій</i>	16
О.М. Гумен, В.Б. Довгалюк, В.О. Мілейковський <i>Геометричний та кінематичний аналіз інтенсивності турбулентності опуклих напівобмежених струмин</i>	23

ТЕПЛООБМІН, ТЕПЛОПОСТАЧАННЯ, ГАЗОПОСТАЧАННЯ

Е.С. Малкін, К.О. Габа <i>Вплив модифікації теплоносія триетаноламіновими ефірами жирних кислот на теплообмін</i>	32
А.А. Редько, Н.В. Куликова, Н.Г. Ланцберг, А.Ф. Редько <i>Моделирование и оптимизация параметров теплообменников методами неравновесной термодинамики</i>	37
О.М. Гумен, В.О. Мілейковський, В.Г. Дзюбенко <i>Аналіз геометрії профілю швидкості при ламінарному русі у двокутному каналі</i>	50
М.П. Сенчук, К.О. Хованський <i>Опалення виробничих приміщень зі змінним тепловим режимом</i>	55
Х.Р. Козак; В.М. Желих <i>Оцінка та аналіз характеристик теплових акумуляторів для повітряних геліосистем</i>	65
М.С. Григорчук, І.Е. Фуртат, Ю.М. Камаєв <i>Температурний режим кімнати з теплою підлогою</i>	71
М.С. Григорчук, І.Е. Фуртат, Ю.М. Камаєв <i>Моделювання температурного режиму кімнати з теплою підлогою у програмі SolidWorks</i>	76
К.М. Предун О.М. Шевчук <i>Удосконалення обліку природного газу абонентами житлових будинків</i>	82

ЕНЕРГОЕФЕКТИВНІСТЬ І ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

Е.С. Малкін, Н.Є. Журавська <i>Енергоефективна система теплопостачання з підвищеними екологічними властивостями</i>	87
В.М. Желих, Е.С. Малкін, Ю.В. Фурдас, О.І. Дзерин, І.Є. Сухолова, Г.А. Нестерович <i>Вплив теплофізичних властивостей біомаси на метаноутворення у побутових біореакторах</i>	94
О.П. Любарець, А.С. Москвітін <i>Порівняння конструкцій теплових акумуляторів з твердим теплоакуючим матеріалом та комбінованим теплоакуючим матеріалом</i>	101

В.О. Мілейковський, О.Ю. Шуваєва <i>Дослідження сонячного опалювального приладу для пасивних систем використання сонячної енергії</i>	112
О.М. Тарадай, С.В. Фоміч, П.М. Гламаздін <i>Можливості зниження аварійності мереж централізованого гарячого водопостачання шляхом деаерації води</i>	117
Е.С. Малкін, К.О. Габа <i>Руйнування відкладень під впливом поверхнево-активних речовин та магнітного поля</i>	125
ОЧИСТКА ТЕХНОЛОГІЧНИХ ВИКИДІВ	
В.Б. Довгалюк, І.О. Качан <i>Ймовірнісна блок-схема моделювання процесу пилоочищення газів в скруберах Вентурі</i>	131
Е. І. Дмитроченкова. <i>Аналіз дії кулонівської та відцентрової сил на частинку пилу в циклоні з прямоточними елементами</i>	137

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

Наукове видання

ВЕНТИЛЯЦІЯ, ОСВІТЛЕННЯ ТА ТЕПЛОГАЗОПОСТАЧАННЯ

НАУКОВО-ТЕХНІЧНИЙ ЗБІРНИК

Випуск 19

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 № 515 від 16.05.2016 р.)

Збірник «Вентиляція, освітлення та теплогазопостачання» представлений на порталі в інформаційному ресурсі «Наукова періодика України» <http://nbuv.gov.ua/j-tit/vopt> Національної бібліотеки НАН України ім. В.І. Вернадського, в загальноукраїнській базі даних наукових журналів України (usj.org.ua) та на веб-сторінці науково-технічного збірника (<http://science.knuba.edu.ua/index.php?id=43&cultureKey=ua>).