

- підтримання у будинках комфортних умов проживання;
- реалізації системи електричного опалення при провальному нічному споживанні електроенергії;
- створення проекту енергоефективної модернізації типового адміністративного корпусу.

## ЛІТЕРАТУРА

1. Долінський А.А., Басок Б.І., Демченко В.Г., Очеретяний Д.Ю., Недбайло О.М Патент на корисну модель, №38541, Україна, Індивідуальний тепловий пункт систем опалення і гарячого водопостачання, 12.01.2009, Бюл. №1.

УДК 536.24:621.184.5

Фіалко Н.М., Навродська Р.О., Пресіч Г.О., Шевчук С.І., Глушак О.Ю.

*Інститут технічної теплофізики НАН України*

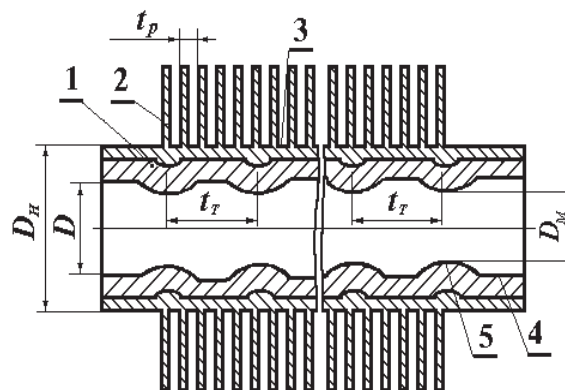
## ІНТЕНСИФІКАЦІЯ ТЕПЛООБМІНУ В КОНДЕНСАЦІЙНИХ ТЕПЛОУТИЛІЗАТОРАХ КОТЕЛЬНИХ УСТАНОВОК

Теплообмінні поверхні сучасних водогрійних конденсаційних утилізаторів теплоти відхідних димових газів котельних установок зазвичай являють собою пучок оребрених труб [1, 2]. При цьому димові гази омивають оребрену поверхню, а рух нагріваючої води здійснюється усередині труб. Значення параметрів оребрення, зазвичай, вибираються з умови рівності термічних опорів з боку газів і води. В конденсаційній зоні таких теплоутилізаторів відбувається істотна інтенсифікація теплообміну з газового боку і при застосуванні в теплоутилізаторі труб з однаковими параметрами оребрення зазначена умова рівності опорів порушується і лімітуючим стає теплообмін з боку води.

Зважаючи на вищезазначене, для поліпшення теплообміну в конденсаційній зоні теплоутилізаційного обладнання доцільним є використання оребрених біметалевих труб (сталева основа й алюмінієве оребрення) з кільцевими турбулізаторами на внутрішній поверхні цих труб (рис.1).

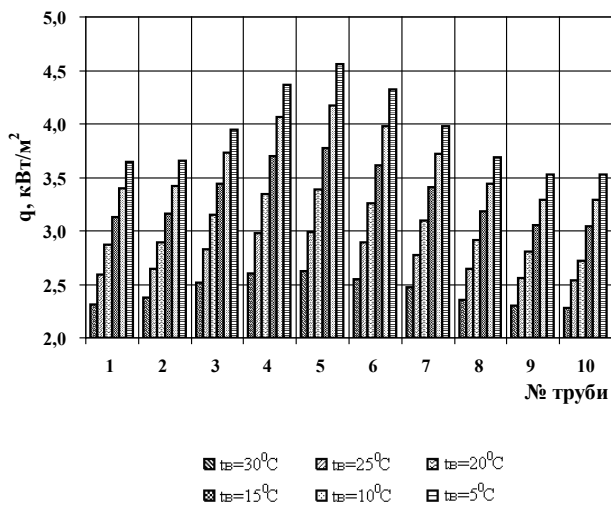
Таке рішення дозволяє інтенсифікувати теплообмін усередині труби й таким чином знизити температуру поверхні ребра і за рахунок цього інтенсифікувати процес конденсоутворення на теплообмінній поверхні в конденсаційній зоні. Оптимальні співвідношення параметрів труби і накатки повинні вибиратися з умови рівності термічних опорів на внутрішній та зовнішній поверхні теплообмінної труби.

Проведено розрахункові дослідження щодо інтенсивності теплопередачі та зміни

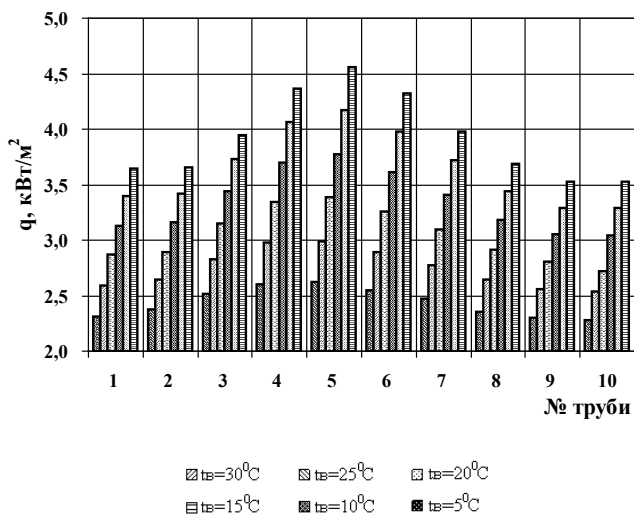


**Рис.1. Оребрена біметалева труба:**  
 1 – труба з кільцевими турбулізаторами;  
 2 – алюмінієве оребрення; 3 – зовнішня поверхня труби без оребрення; 4 – внутрішня поверхня труби; 5 – кільцеві турбулізатори.

гідравлічного опору теплоутилізатора при застосуванні в його конденсаційній зоні труб з різними параметрами турбулізаторів. Дослідження базувались на експериментальних даних стосовно теплообміну та гідродинаміки в трубах з кільцевими турбулізаторами потоку, знайдених в літературі [3]. Розрахунки виконувались для реальних умов роботи теплоутилізаційного обладнання в конденсаційному режимі, тобто в практичному діапазоні зміни основних параметрів відхідних газів і води. Основні результати проведених розрахунків представлені на рис.2, 3.



**Рис.2. Питома теплова потужність теплоутилізатора в залежності від параметрів турбулізаторів та температури води, що нагрівається:**  
 1–  $D_m/D=0,983$ ;  $t_m/D=0,496$ ; 2–  $0,966; 0,498$ ;  
 3–  $0,943; 0,497$ ; 4–  $0,922; 0,523$ ; 5– $0,875; 0,496$ ;  
 6– $0,912; 0,992$ ; 7– $0,946; 0,998$ ; 8–  $0,944; 1,987$ ;  
 9–  $0,942; 3,989$ ; 10– гладка труба.



**Рис.3. Гідралічний опір теплоутилізатора в залежності від параметрів турбулізаторів та температури води, що нагрівається:**  
 1–  $D_m/D=0,983$ ;  $t_m/D=0,496$ ; 2–  $0,966; 0,498$ ;  
 3–  $0,943; 0,497$ ; 4–  $0,922; 0,523$ ; 5– $0,875; 0,496$ ;  
 6– $0,912; 0,992$ ; 7– $0,946; 0,998$ ; 8–  $0,944; 1,987$ ;  
 9–  $0,942; 3,989$ ; 10– гладка труба.

Як видно з наведених діаграм, значення параметрів турбулізаторів суттєво впливають на теплотехнічні показники теплоутилізаційного устаткування в конденсаційній зоні. На підставі отриманих даних для умов конкретного застосування вказаного устаткування зроблено вибір оптимальних параметрів турбулізаторів, що за-

безпечують в конденсаційній зоні трубного пучка необхідний ріст тепловіддачі при відносно невеликому рості гідралічного опору.

Очевидно, що використання труб з співвідношеннями  $D_m/D=0,946$ ;  $t_m/D=0,998$  (див. рис. 1,2,3) забезпечує достатньо високу загальну теплову ефективність теплоутилізаційного обладнання при відносно невеликому значенні гідралічного опору. При цьому в конденсаційній зоні теплоутилізатора у порівнянні з пучком гладких труб (без інтенсифікації теплообміну на внутрішній поверхні) досягається більш суттєвий рівень росту теплопередачі при відносно уповільненому зростанні гідралічного опору (співвідношення чисел Нусельта –  $Nu/Nu_{глад} \approx 1,45$ ; коефіцієнтів тертя –  $\xi/\xi_{глад} \approx 1,25$  при числах Рейнольдса  $Re=4000 \dots 5000$ ).

Доречно зазначити, що крім інтенсифікації теплообміну усередині такої труби уповільнюється процес накипоутворення за рахунок турбулізації пристінного шару нагріваючої води [4]. Дана обставина також приводить до відносного росту теплової ефективності труби з внутрішніми турбулізаторами потоку у співставленні з гладкою трубою.

Таким чином, порівняння основних показників конденсаційних теплоутилізаторів з гладкими трубами і трубами з кільцевими турбулізаторами потоку на внутрішній поверхні показало, що застосування пропонованої конструкції труби має істотні переваги при відносно невеликому зростанні загального гідралічного опору.

#### ЛІТЕРАТУРА

1. Филалко Н.М., Навродская Р.А., Прокопов В.Г., Пресич Г.А., Сингаевская С.И. Оптимизация параметров труб с поперечным оребрением в конденсационных теплоутилизаторах // Промышленная теплотехника. – 1999. –21, № 1-2. –С.27-31.
2. Капишников А.П. Принципы развития конструкции конденсационных экономайзеров // Промышленная энергетика. –1999. – № 3. –С.29-33.
3. Гомон В.И. Исследование теплотехнических и эксплуатационных показателей водоподогревателей с профильными трубами для систем отопления и горячего водоснабжения: Дис.канд. техн.наук: 05.23.03. – Киев, 1979. – 199с.
4. Калинин Э. К., Дрейцер Г.А., Ярхо С.А. Интенсификация теплообмена в каналах. – М: Машиностроение, 1981. –207с.