

4. Пат. 2363254 Российская Федерация, МПК8 A23L 1/212. Способ производства пищевого продукта из яблок/Степаненко И.А., Щеглов Н.Г., Ананьева Е.А.–№ 2008114405/13;заявл.18.04.2008;Опубл. 10.08.2009.
5. Пат. 2461203 Российская Федерация, МПК⁹ A23B 7/01, A23B 3/54. Способ производства чипсов из хурмы/Остриков А.Н., Стурова Е.Ю. –№ 2011114625/13;заявл.13.04.2011;опубл. 20.09.2012. Бюл. № 26
6. Флауменбаум Б.Л. Основы консервирования пищевых продуктов. - М.: Легкая и пищевая промышленность. 1982.-272 с.
7. Снежкин Ю.Ф., Шапарь Р.А. Анализ факторов повышения эффективности процесса сушки термолабильных материалов. Промышленная теплотехника. – 2009.– Т. 31.–№ 7.– С.110-112.
8. Снежкин Ю.Ф., Дабижа Н.А., Шапарь Р.А. Определение энергетических затрат при сушке коллоидных капиллярно-пористых матриалов. Промышленная теплотехника. – 2003.– Т. 25.–№ 4.– С.198-200.
9. Снежкин Ю.Ф. Энергоэффективность в процессах сушки/Ю.Ф. Снежкин //XIV Минский международный форум по тепло-и массообмену, 10-13 сентября 2012 г. :тезисы докладов и сообщений. – Минск: 2012, т.1, часть 2.– С. 604-607.
10. Пат. 73159 Україна, МПК9 A23B 7/02, F26B 3/06. Спосіб виробництва чипсів з білих коренеплодів/Снежкін Ю.Ф., Шапар Р.О., Гусарова О.В.–№ U2012 03586; заявл. 26.03.2012; опубл. 10.09.2012. Бюл. № 17, 2012.
11. Пат. 73160 Україна, МПК⁹ A23B 7/02, F26B 3/06. Спосіб виробництва яблучних чипсів/Снежкін Ю.Ф., Шапар Р.О., Гусарова О.В.–№ U201203590; заявл.26.03.2012; опубл. 10.09.2012. Бюл. № 17, 2012.
12. Пат. 72873 Україна, МПК⁹ A23B 7/02, F26B 3/06. Спосіб виробництва чипсів з айви/Снежкін Ю.Ф., Шапар Р.О., Гусарова О.В.–№ U201203583; заявл.26.03.2012; опубл. 27.08.2012. Бюл. № 16, 2012.
13. Пат. № 79242 Україна, МПК⁹ A23B 7/02. Спосіб виробництва чипсів з груш /Снежкін Ю.Ф., Шапар Р.О., Гусарова О.В.–№ U201213789; заявл. 03.12.2012; опубл. 10.04.13. Бюл. № 7, 2013.
14. Пат. № 79786 Україна, МПК⁹ A23B 7/02, F26B 3/06. Спосіб виробництва чипсів з хурми /Снежкін Ю.Ф., Шапар Р.О., Гусарова О.В.–№ U201214218; заявл. 13.12.2012; опубл. 25.04.13. Бюл. № 8, 2013.

УДК 640.43+662.921

ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ У ТЕПЛОВИХ МЕРЕЖАХ ГОТЕЛЬНО-РЕСТОРАННИХ КОМПЛЕКСІВ ЗА РАХУНОК ЗМІНИ ПАРАМЕТРІВ ТЕПЛОНОСІЯ

**Ощипок І.М., докт. техн. наук, професор
Львівська комерційна академія, м. Львів**

Розглянуте питання аналізу теплових мереж закладів готельно—ресторанного господарства, охарактеризовані питання, які не завжди правильно або зовсім не враховуються при розробці і експлуатації теплових мереж. Досліджений вплив температури теплоносія на ефективність тепlopостачання з урахуванням затрат на паливо і монтаж системи опалення готельно-ресторанних комплексів. Визначена оптимальна температура теплоносія.

Considered the issue of thermal analysis of a network of institutions in hotel and restaurant management, characteristic issues that are not always correct or not taken into account in the design and operation of heating systems. Influence of coolant temperature on the efficiency of heat based on fuel costs and installation of heating system hotel and restaurant. The optimum temperature coolant.

Ключові слова: готель, ресторан, теплава, мережа, температура, теплоносії, енергозбереження.

Постановка проблеми у загальному вигляді. Тепlopостачання являє собою процес забезпечення низькопотенціальною теплотою декількох окремо розташованих споживачів від одного джерела корпусам готельно-ресторанного комплексу. У технологічному плані воно є одноразовим триєдиним процесом, з виробництва теплової енергії, транспортування і її споживання. Такий складний процес має дві характерні особливості, які не завжди правильно або зовсім не враховуються у процесі будівництва та подальшої експлуатації об'єктів теплозабезпечення. З одного боку, тепlopостачання - цілеспрямований і

безперервний процес впливу на середовище перебування людини, яка має форму послуги, а з іншого боку, цей процес має характер промислового виробництва, продуктом якого є тепла енергія.

Основними причинами нераціональних теплових втрат є: низька ефективність теплообмінного устаткування; непрацездатність або відсутність систем автоматичного регулювання тиску, температури, рівня; Прямі втрати теплоносія прямо в каналізацію через нещільність запірної арматури, запобіжних клапанів; відсутність або погана якість ізоляції трубопроводів, запірної арматури, фланцевих з'єднань, підігрівників, баків. На багатьох підприємствах теплові мережі розрегульовані, що ускладнює підтримку необхідних робочих параметрів для нормальної роботи устаткування. Має місце брак тепlopостачання через недотримання технологічного теплового режиму. При значних витратах на теплову енергію обслуговуючий персонал підприємств часто не знає про реальні втрати теплової енергії, не має інформації про сучасне устаткування, заходи з ефективного використання теплоносія, власні резерви енергозбереження.

Досвід фахівців-експертів показує, що в існуючих умовах можна реально знизити витрати теплової енергії на 10-15% без значних капітальних вкладень за рахунок:

- раціонального використання паливно-енергетичних ресурсів, досягненням максимальної ефективності їх використання при існуючому рівні розвитку техніки та технології і одночасному зниженні техногенного впливу на навколишнє природне середовище;
- енергозбереження – діяльності (організаційної, наукової, практичної), спрямованої на раціональне використання та економне витрачання первинної та перетвореної енергії і природних енергетичних ресурсів на виробництві, яка реалізується з використанням технічних, економічних та правових методів;

В даний момент постало питання про заміну централізованого тепlopостачання, закладами готельно-ресторанного господарства, індивідуальним. При цьому, слід вирішити питання енергоефективності та енергозбереження.

Мета статті. Вивчити вплив температури теплоносія на ефективність тепlopостачання з урахуванням затрат на паливо і монтаж системи опалення готельно-ресторанних комплексів.

Виклад основного матеріалу досліджень. При визначенні нераціонального (неефективного) використання паливно-енергетичних ресурсів слід мати на увазі, що основними джерелами енергетичних втрат (перевитрат) і зниження ефективності роботи, як правило, є:

- підвищений тепловий напір, у тому числі внаслідок забруднення поверхонь теплообміну і наявності в робочому просторі теплообмінного обладнання пари, що не конденсується;
- нераціональне використання охолоджуючої (циркуляційної) води в тому числі внаслідок наявності контурів рециркуляції, забруднення поверхонь теплообміну, великого втягування повітря в циркулюючий простір теплообмінного обладнання;
- неоптимальні теплофізичні параметри робочого тіла;
- втрати (перевитрати) енергії за рахунок рециркуляції робочого тіла в нагнітальному обладнанні (насосах) при малих навантаженнях та трубопроводах;

Корисну витрату енергії $Q_{\text{кор}}$ можна визначити за формулою:

$$Q_{\text{кор}} = Q_{\text{підв}} \cdot \eta, \quad (1)$$

де $Q_{\text{підв}}$ – витрата енергії зовнішнього джерела, підведеної до установки, що споживає енергію, ккал;
 η – коефіцієнт корисної дії.

Величину перевитрати теплогенеруючої установки визначаємо за формулою:

$$Q_{\text{пер}} = Q_{\text{ф}} - Q_{\text{н}}. \quad (2)$$

де $Q_{\text{пер}}$ – перевитрати енергії, ккал;

$Q_{\text{ф}}$ – фактичні втрати енергії, ккал;

$Q_{\text{н}}$ – неусувні втрати енергії, ккал.

Всі термодинамічні процеси здійснюються у відповідності з другим законом термодинаміки з температурним перепадом $T_1 - T_2 = \Delta T$ тому:

$$\eta = \frac{T_1 - T_2}{T_1}, \quad (3)$$

де T_1 – температура робочого теплоносія на початку процесу – циклу, °С;

T_2 – температура робочого теплоносія в кінці процесу – циклу, °С.

Це означає, що чим нижче T_2 , тим більш ефективно буде використовуватися ентальпія - теплоносія і тим вище буде коефіцієнт корисного використання палива, тим нижчі витрати мережного теплоносія і енергії на його перекачування. Тому цілком зрозуміло прагнення підняти T_1 , якомога вище і опустити T_2

якомога нижче. Але якщо зниження T_2 знизу обмежена значеннями температури навколишнього середовища, то підвищення T_1 , залежить від успіхів розвитку систем опалення. Найважливішою функцією теплових мереж є доведення виробленої на теплоджерелі теплоти до споживача найбільш надійним і економічним чином. Для цього споруджують трубопровідні системи, добре ізольовані тепловою ізоляцією, захищені від зовнішнього впливу і пошкоджень, оснащені запірною і регулюючою арматурою, засобами автоматики та обліку теплоти і теплоносія. Але у зв'язку з тим, що теплові мережі прокладаються до споживачів через середовище, температура якого значно відрізняється від температури T_1 , і T_2 , то виникають значні тепловтрати, на компенсацію яких потрібні додаткові витрати палива [1-3].

Нехай стінка труби товщиною δ_1 , виконана з матеріалу, з коефіцієнтом теплопровідності λ_1 . Труба покрита ізоляцією товщиною δ_2 з коефіцієнтом теплопровідності λ_2 . Труба всередині омивається водою температурою T_1 , а зовні середовищем з температурою $t_{зов}$ (рис.1)

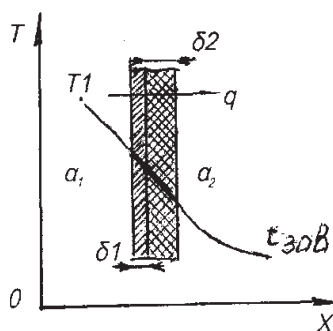


Рис.1 – Схема стінки труби з різними температурними середовищами

Інтенсивність теплообміну середовищ і поверхонь α_1 і α_2 (рис. 1) визначимо, розглядаючи стаціонарний режим. Запишемо для цього рівняння:

$$q = \frac{T_1 - t_{зов}}{\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_1}{\lambda_1} + \frac{\delta_2}{\lambda_2} + \frac{1}{\alpha_2}} \quad (4)$$

де q – щільність теплового потоку, Вт/м².

Як видно з цього рівняння, залежність теплових втрат від температури води носить лінійний характер. Тобто чим вище T_1 тим більше будуть тепловтрати і, відповідно, тим більше необхідно палива. Але з іншого боку, будуть зменшуватися витрата мережної води, зменшуватися капітальні вкладення внаслідок зменшення діаметра трубопроводів, зменшення типорозмірів насосів і арматури.

Нехай є споживач, якому необхідна кількість тепла Q . Розглянемо кілька варіантів:

- 1) 80-60 °С - $\Delta T = 20$ °С
- 2) 90-70 °С - $\Delta T = 20$ °С
- 3) 110-70 °С - $\Delta T = 40$ °С
- 4) 120-70 °С - $\Delta T = 50$ °С

Кількість теплоносія дорівнюватиме:

$$G = \frac{Q}{\Delta T} \quad (5)$$

де G – кількість теплоносія, кг/г;

Q – кількість тепла, ккал /г;

ΔT – температурний перепад, °С.

У зв'язку з тим, що у перших двох варіантах температурний перепад однаковий, то кількість теплоносія G_1 і G_2 кг/г також однакові і трубопроводи застосовуються однакового типорозміру, втрати тиску по довжині трубопроводів однакові. Для інших варіантів температурних перепадів G_3 і G_4 кг/г будуть різними, причому $G_4 < G_3 < G_2$ ($G_2 = G_1$). Тому, типорозміри трубопроводів будуть теж різні, причому $\varnothing D_4 < \varnothing D_3 < \varnothing D_2 = \varnothing D_1$. Отже, втрати тиску по довжині трубопроводів будуть $\Delta p_4 < \Delta p_3 < \Delta p_2 = \Delta p_1$. Це приведе до зменшення типорозміру насосного обладнання з збільшенням температурного перепаду.

Загальний ККД відцентрових насосів при номінальному навантаженні визначається за характеристикою, або приймається для насосів низького тиску 0,5, середнього тиску 0,6, високого тиску 0,7. Насоси нових конструкцій мають ККД рівним 0,9. Значення ККД поршневих насосів – 0,8.

Втрати електроенергії на насосних установках залежать від наступних факторів:

- зносу насосів та зниження його ККД;
- неповної завантаженості насосів та недосконалої системи регулювання їх роботи;
- збільшення опору трубопроводів;
- збільшення втрат робочого тіла.

При експлуатації застарілих насосів річні втрати електроенергії в кВт·г складають:

$$\Pi = 0,00272 \cdot \frac{H}{\eta_d} \left(\frac{\eta_n - \eta_{ст}}{\eta_n} \right) \cdot Q \cdot \tau, \quad (6)$$

де H – тиск, м вод.ст.;

Q – подача насоса, м³/г;

τ – число годин роботи насоса на рік, г.;

η_d – ККД електродвигуна (за паспортом);

$\eta_{ст}$, η_n – ККД застарілого та нового насосів.

Питомі витрати електроенергії для будь-якого режиму роботи насоса в кВт·г/м³ знаходяться за формулою:

$$\Delta E = 0,00272 \frac{H}{\eta_d \cdot \eta_n} \quad (7)$$

Найменші питомі витрати електроенергії на подачу води спостерігаються при максимальній подачі насоса, що залежить від характеристики системи. Для забезпечення максимальної подачі необхідно порівняти паспортні дані насоса із опором трубопроводів системи. У разі різких розходжень необхідно провести заміну насоса.

Проілюструємо це на конкретному прикладі. Трубопроводи будемо використовувати сталеві з тепловою ізоляцією з пінополіуретану в поліетиленовій оболонці по ГОСТ 30732-2001, теплопровідність сталі $\lambda_1=50$ Вт/м К, теплопровідність ізоляції $\lambda_2 = 0,025$ Вт/м К.

Капітальні вкладення, що складаються з вартості трубопроводів та насосного устаткування наведені відповідно для різних варіантів на (рис. 2), теплові втрати від початкової температури теплоносія (рис. 3) залежність затрат на паливо від температури теплоносія (рис. 4), то можна побачити наступну залежність: витрати на спорудження теплових мереж із зростанням температурного перепаду теплоносія зменшуються.

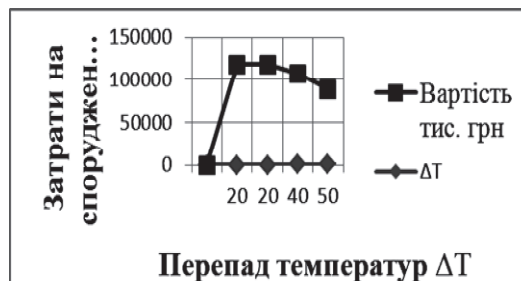


Рис. 2 – Залежність затрат на спорудження теплових мереж від температурного перепаду

Кількість тепловтрат, які лінійно залежить від температури теплоносія (рис. 3), із зростанням температурного перепаду зростає.

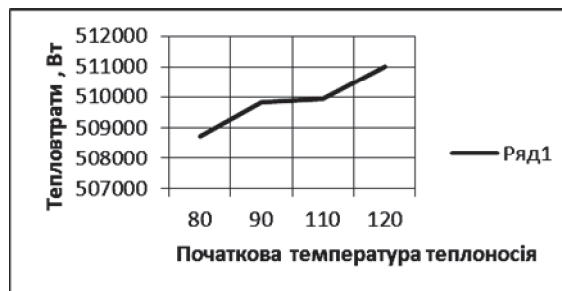


Рис. 3 – Залежність теплових втрат від початкової температури теплоносія

Припустимо, що самий економічний і надійний спосіб транспортування теплоносія до споживача згідно з другим законом термодинаміки буде відбуватися при четвертому варіанті температурного перепаду, при якому капітальні вкладення мінімальні (рис. 2). Але витрати в рік на паливо найбільші. При якому ж температурному перепаді капітальні витрати на спорудження теплових мереж найшвидше окупляться ?

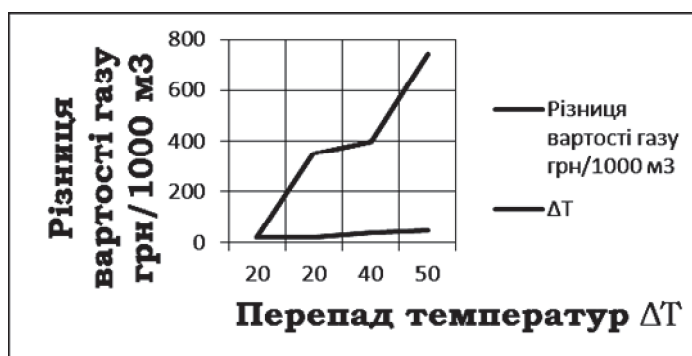


Рис. 4 – Залежність затрат на паливо від температури теплоносія

Орієнтовний розрахунок тепломережі потужністю 500 кВт наведемо у табл.

Таблиця – Розрахунок вартості тепломережі потужністю 500 кВт

| | | | | |
|---|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Q, кВт | 500 | 500 | 500 | 500 |
| T ₁ -T ₂ °C | 80-60 | 90-70 | 110-70 | 120-70 |
| G, кг/ч | 21496,13 | 21496,13 | 10748,06 | 7165,37 |
| Діаметр трубопроводу, мм | Ø108x3,2 | Ø108x3,2 | Ø89x3,0 | Ø76x3,0 |
| Довжина мережі, м | 500 | 500 | 500 | 500 |
| δ ₁ , м | 0,1016 | 0,1016 | 0,083 | 0,07 |
| δ ₂ , м | 0,033 | 0,033 | 0,0325 | 0,029 |
| λ ₁ , Вт/м К | 50 | 50 | 50 | 50 |
| λ ₂ , Вт/м К | 0,025 | 0,025 | 0,025 | 0,025 |
| q, Вт/м ³ | 54,588 | 61,498 | 76,373 | 100,218 |
| Q повн, Вт | 508707,5 | 509809,7 | 509952,2 | 511014,01 |
| Втрати напору, Па/м | 65 | 65 | 50 | 55 |
| Загальні втрати, Па | 32500 | 32500 | 25000 | 27500 |
| Вартість насоса, грн | 8097,00 | 8097,00 | 6870,00 | 6033,00 |
| Вартість трубопроводів, грн. | 118531,00 | 118531,00 | 100600,00 | 82410,00 |
| Всього капітальні витрати, грн. | 126629,00 | 126629,00 | 107469,00 | 88444 |
| Газ за опалювальний сезон, м ³ | 150405 | 150730 | 150759 | 151088 |
| Вартість газу, грн/ 1000 м ³ | 1014,21 | 1014,21 | 1014,21 | 1014,21 |
| Вартість газу, грн | 152542,00 | 152872,00 | 152901,00 | 153235,00 |
| Різниця в капітальних витратах, грн. | 38185,00 | 38185,00 | 19026,00 | 0 |
| Економія в рік на паливі, грн | 692,63 | 363,08 | 333,65 | 0 |

Висновок. Очевидно, що окупність витрат на спорудження теплових мереж залежить в першу чергу від температури самого теплоносія і в другу чергу від його температурного перепаду. Це пов'язано з тим, що капітальні витрати на спорудження теплових мереж при T, що лежить в області від 90 °C і нижче не-

значно відрізняються або рівні, а витрати на паливо відчутно менші. У той час як витрати на спорудження теплових мереж при Т, що лежить в області від 90 °С і вище хоча і зменшуються, але витрати на паливо при цьому відчутно збільшуються.

Як видно з табл., невеликі теплові пункти, які вироблятимуть теплоносій з температурою нижче 90 °С, більш енергоефективні в порівнянні з центральним тепlopостачанням. Тобто, за такої схеми тепlopостачання очевидна економія енергоресурсів та їх ефективне використання.

Література

1. Богословский В.Н. Внутренние санитарно-технические устройства. В 3 ч. Ч.1. Отопление.- М., 1990. —320 с.
2. Варфоломеев Ю.М. Отопление и тепловые сети. Учебник для вузов/ Ю.М. Варфоломеев, О.Я. Кокорин. — М., 2006.- 480 с.
3. Гусев В. М. Теплотехника, отопление, вентиляция и кондиционирование воздуха: Учебник для вузов/В. М. Гусев, Н. И. Ковалев, В. П. Попов, В. А. Потрошков, под ред. В. М. Гусева.— Л.: Стройиздат. Ленингр. Отд-ние, 1981.—343 с.

УДК 664.723.047.59

ПІДВИЩЕННЯ ЕНЕРГОЕФЕКТИВНОСТІ РЕКУПЕРАТИВНОЇ ЗЕРНОСУШАРКИ

**Бурдо О.Г., д-р техн. наук, професор, Безбах І.В., докторант,
Зиков О. В., канд. техн. наук, доц.
Одеська національна академія харчових технологій, м. Одеса**

Розглянуто апарати на базі термосифонів для сушіння дисперсних харчових матеріалів. Наведено результати експериментальних досліджень.

Devices on the basis of thermosiphons for drying of disperse food materials are considered. Results of experimental researches are presented.

Ключові слова: термосифони, дисперсні матеріали.

Для сушіння зерна в Україні застосовують сушильні апарати різних типів. Найбільше поширення й найбільшу продуктивність мають шахтні зерносушарки. В Україні на долю цих сушарок припадає більше 80 % діючих установок із продуктивністю від 2 до 50 т/год. Шахтні сушарки більшої продуктивності (до 120 т/год) використовують у термінальних елеваторах США й Канади, але для європейських промислових установок найбільш характерна продуктивність від 2 до 10 т/год [1].

Аналіз парку сушильної техніки в Україні показує, що в 48 % випадків експлуатуються застарілі шахтні агрегати вітчизняного виробництва. Досить високий відсоток використання шахтних сушарок закордонного виробництва – 38%. Близько 10% підприємств використовують вітчизняні й закордонні сушарки, що дає можливість порівнювати їх технологічні й експлуатаційні характеристики, а також більш ефективно забезпечувати сушіння різних культур. Близько 4% аграріїв використовують інші типи сушильного встаткування, наприклад мобільні сушарки, а також агрегати колонкового типу [2].

Із закордонних шахтних сушарок використовуються американські агрегати (45 %), італійські й польські зерносушарки (14%), турецькі (7%). Близько 21% зерносховищ оснащені зерносушарками інших типів і країн-виробників. Причому вдосконалення ділянки сушіння у виробників перебуває тільки на 3 місці (16%). Але застосування шахтних зерносушарок приводить до досить високих енерговитрат – 5 МДж/кг і вище. З другого боку, незалежно від конструкції сушарки кожний вид зерна для знімання вологості зерна на 1% вимагає однакової кількості теплоти. Отже, у конструкторів різних сушарок існує однакове завдання – донести теплоту до зерна, зробивши втрати мінімальними. Чим краще вирішене таке цільове завдання, тим менше експлуатаційні витрати на сушіння.

Для рішення проблем адресної доставки енергії до зерна, зниження енергоспоживання процесу сушіння, підвищення екологічності процесу розроблена конструкція рекуперативної сушарки (рис. 1).

Сушарка містить шаровий підігрівник 1, сушильну камеру 2, термосифон (ТС), конденсаційна ділянка 3 якого розташована всередині шарового підігрівника 1, а випарна ділянка 4 розташована зовні сушарки. Конденсаційна ділянка 3 термосифону шарового підігрівника 1 виконана у вигляді торових камер 5, з'єднаних пучками труб 6 з нахилом 50...60.° У корпусі сушильної камери 2 виконані канали 7 для від-