

ЕНЕРГЕТИКА ТА ЕНЕРГОЗБЕРЕЖЕННЯ

УДК 536.248.2:532.529.5

Аналіз енергозберігаючих рішень систем вентиляції і кондиціонування супермаркету

Ю. І. Дем'яненко¹✉, О. В. Дорошенко², М. І. Гоголь³¹⁻³Одеська національна академія харчових технологій, вул. Канатна, 112, Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ¹dejurij@gmail.com

Представлено матеріали обстеження системи припливно-витяжної вентиляції супермаркету. Згідно з проектом свіже повітря подається в приміщення через пластинчастий перехресноточний рекуператор. В холодний період таке рішення є безальтернативним, позаяк дозволяє суттєво зменшити експлуатаційні витрати на опалення. Знаючи про неефективність застосування рекуператорів влітку, проєктанти зазвичай передбачають в установці обвідний канал для роботи в теплу пору року. Але спокуса економії енергії і влітку, коли працюють кондиціонери, спонукає до пошуку енергоефективних рішень. На даному об'єкті для виправдання застосування пластинчастого перехресноточного рекуператора проєктанти застосували перед ним випарне охолодження витяжного повітря дозованим розбризкуванням водопровідної води, назвавши цей процес «попереднім адіабатним охолодженням повітря». Знизивши, таким чином, температуру витяжного повітря, можна потім в перехресноточному пластинчастому теплообміннику додатково охолодити припливне повітря і в результаті зменшити потрібну холодопродуктивність парокомпресорної холодильної машини. В статті показано, що задекларований авторами ідеї ефект фактично знаходиться в межах похибки вимірювань і реально не може бути прийнятий до уваги. Навіть за умов застосування дійсно адіабатного процесу температура повітря після припливно-витяжної установки практично не зменшується, що є результатом надто малої різниці температур між припливним і витяжним повітрям. Проведений аналіз показав, що докорінно поліпшити ситуацію могло б застосування в схемі припливно-витяжної вентиляції замість рекуператора непрямого випарного охолоджувача (НВО) припливного повітря. При цьому може бути досягнутий бажаний результат – зменшення температури припливного повітря без застосування штучного холоду. В холодний період рециркуляція води в апараті НВО вимикається, і він працює як теплообмінник-рекуператор. Всі викладки проілюстровано конкретними прикладами.

Ключові слова: Припливно-витяжна вентиляція; Пластинчастий перехресноточний рекуператор; Випарне охолодження; Адіабатне охолодження; Непрямий випарний охолоджувач; Температура мокрого термометру; Енергозбереження

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v56i3-4.1947>

© The Author(s) 2020. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>

1. Вступ

Постійне здорожчання енергоносіїв на фоні зростання попиту на комфортні умови праці та відпочинку спонукає власників будинків та споруд до пошуку енергозберігаючих рішень систем опа-

лення, вентиляції та кондиціонування (ОВК) як на етапі проектних робіт, так і на діючих об'єктах. В рамках експертизи систем ОВК супермаркету в м. Києві розглянуто одну із систем припливно-витяжної вентиляції. Вона спроектована на основі перехресноточного пластинчастого теплообмінни-

ка-утилізатора. Взагалі така схема вкрай неефективна влітку через малу різницю температур між витяжним і припливним повітрям, тому установку зазвичай комплектують обвідним каналом, який в даному випадку відсутній. Вірогідно, що саме з огляду на це автори проекту обладнали серійну припливно-витяжну установку «ступенем попереднього адіабатного охолодження повітря».

Автори проекту очікували, що, знизивши, таким чином, температуру витяжного повітря, можна потім в перехресноточному пластинчастому теплообміннику додатково охолодити припливне повітря і в результаті зменшити потрібну холодопродуктивність парокompресорної холодильної машини. Але назва ступені адіабатною є некоректною, позаяк адіабатне охолодження передбачає рециркуляцію води, а в даній схемі застосовується дозоване зрошення насадкової поверхні водопровідною водою. Попередня ступінь мала зменшити теплове навантаження на парокompресорну холодильну машину, а, отже, і енергоспоживання. Проаналізуємо, що з цього вийшло.

Відомо, що адіабатний процес охолодження повітря реалізується за умов контакту повітря з водою, яка постійно циркулює в оборотному циклі. При цьому природною межею процесу є температура повітря за мокрим термометром. У випадку контактування повітря з проточною водою границею його охолодження є температура води, яка розбризкується в потоці повітря [1,2].

Тому в адіабатній ступені ефективність вища. Її можна поліпшити, застосувавши ефективну насадкову поверхню «пряме подвійне рифлення», в якій листи гофровані в двох взаємно перпендикулярних напрямках, що створює регулярну шорсткість в каналах, по яких стікає вода [4]. При складанні насадкової поверхні в пакет гофровані листи утворюють з вертикаллю гострий кут $\alpha = 60-75^\circ$; в суміжних листах гофри «перехрещуються» (рис.1).

Така компоновка пакету не тільки створює умови для турбулізації потоків повітря і води, але дозволяє також підвищити швидкість повітря, що проходить через насадку, запобігаючи виносу крапель води. Завдяки цьому навіть в промислових зразках апаратів ефективність процесу адіабатичного охолодження була досить високою: $E=0,6$ [4].

Дозоване зрошення насадки водопровідною водою на перший погляд має переваги перед рециркуляцією через відсутність циркуляційного насосу, піддону для води та необхідності його попов-

нення в компенсацію втрат на випаровування.

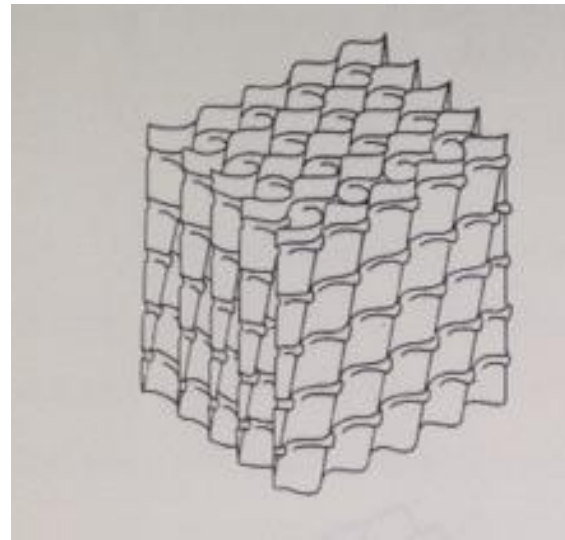


Рисунок 1 – Елемент насадкового пакету «пряме подвійне рифлення»

Але очікувана вигода ніяк не переважає зменшення ефективності процесу. Так, якщо температура повітря за мокрим термометром в день проведення вимірювань становила $+19^\circ\text{C}$, то температура водопровідної води дорівнювала $+23^\circ\text{C}$ у повній відповідності з температурою ґрунту на глибині прокладки водопроводу (рис. 2) [3]. Виміряна температура вище отриманої з графіку ($+20^\circ\text{C}$), що можна пояснити впливом теплових виділень міста і спекотним літом 2017 р.

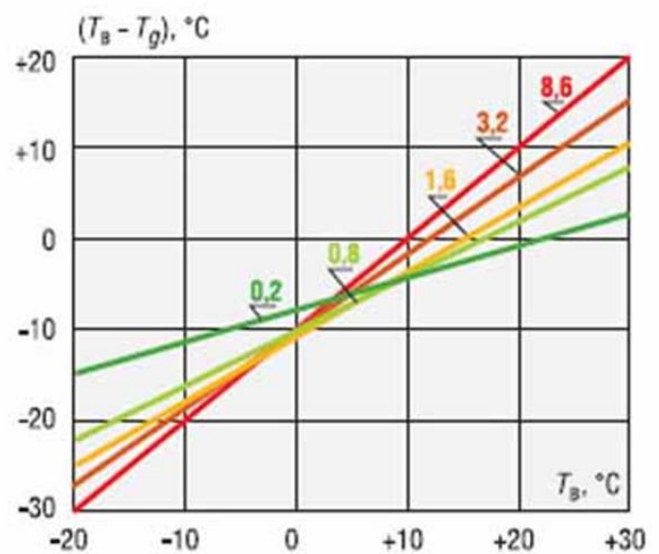


Рисунок 2 – Зміна температури ґрунту в залежності від глибини протягом року (сезонні коливання температури повітря від -20 до $+30^\circ\text{C}$): T_a – температура повітря; T_g – температура ґрунту

Позаяк мова йде про процеси випарного охолодження, природним було б розглянути застосування в цій схемі випарного охолоджувача непрямого типу, враховуючи великий інтерес до таких процесів у світі [5, 6, 7].

Метою експертизи був аналіз енергозберігаючих рішень в системі припливно-витяжної вентиляції об'єкту для виявлення ефективності схемних та конструктивних рішень, застосованих в системах ОВК (зокрема в припливно-витяжній установці) універсалу, і висновки, чи варто їх використовувати на подібних об'єктах, що проектуються або будуються.

Крім того, з огляду на отримані результати був проаналізований варіант використання замість перехресноточного теплоутилізатора зі ступінню попереднього охолодження витяжного повітря непрямого випарного охолоджувача припливного повітря.

2. Основна частина

Отже, на об'єкті в одній із систем припливно-витяжної вентиляції була зроблена спроба зменшити витрату енергії за рахунок випарного охолодження (автори помилково назвали це адиабатною ступінню) витяжного повітря перед пластинчастим рекуператором.

Підключення ступені показано на рис. 4d. Для порівняння ефективності попереднього охолодження повітря було проаналізовано роботу в складі такої ж схеми адиабатної ступені. У всіх випадках параметри повітря на вході (витяжного та атмосферного) залишалися незмінними, параметри на виході із пластинчастого рекуператора були отримані розрахунками для моделі ПАР ОХУ 2000 припливно-витяжної установки SR 60-30 «Аеростар», якою була укомплектована система вентиляції (табл. 1).

Таблиця 1 – Результати розрахунку параметрів витяжного повітря після ступенів попереднього охолодження

Параметри витяжного повітря на вході в ступінь		Параметри витяжного повітря після ступені							
		Випарна ступінь				Адиабатна ступінь			
		Теоретична границя охолодження повітря							
		Температура води, яка розбризкується; $t_v = 23\text{ }^\circ\text{C}$				Температура повітря за мокрим термометром; $t_m = 19,5\text{ }^\circ\text{C}$			
		Ефективність, E							
		$E = 0,4$		$E = 0,6$		$E = 0,4$		$E = 0,6$	
$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$	$t, \text{ }^\circ\text{C}$	$\varphi, \%$
25	60	24,2	76	23,8	88	22,6	78	21	82

Очевидно, що разом із зростанням температури води збільшується і температура охолоджувача у випарній ступені повітря. Крім того, ефективність випарної ступені $E_{\text{вип}} = (t_1 - t_3)/(t_1 - t_{\text{вод}})$ залежить від нерівномірності розподілу води по перетину насадкової поверхні, відкладів на ній водяного каменю, теплових втрат і становитиме 0,5 для нової насадки, а для діючої – 0,3. Проведений аналіз показує, що навіть збільшення ефективності випарної ступені до $E_{\text{вип}}=0,4$ і навіть до $E_{\text{вип}}=0,6$ практично не дає результату – температура повітря після ступені залишається майже незмінною (табл. 1). Це наглядно демонструється зображенням процесів в h,d -діаграмі (рис.3). Розглянемо використання в цій же схемі адиабатного охолодження, коли в циклі використовується оборотна вода (рис. 4d). Її температура зберігається постійною; межею її охолодження буде температура витяжного повітря за мокрим термометром t_m .

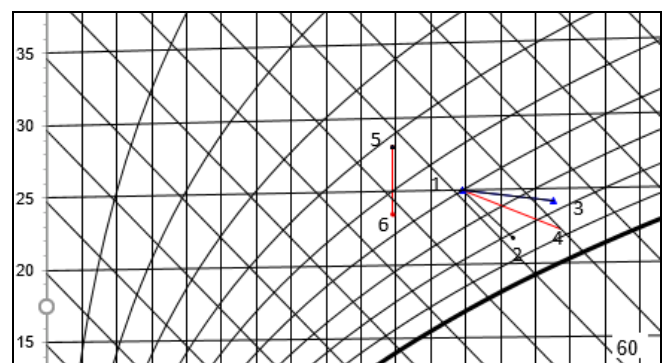


Рисунок 3 – Процеси охолодження повітря в h,d -діаграмі. Ступінь попереднього охолодження: 1-2 – адиабатний процес; 1-3 – політропний процес; Процеси в НВО: 1-4 – допоміжний потік (витяжне повітря); 5-6 – основний потік (припливне повітря)

Вважаємо, що стан витяжного повітря відповідає верхній межі комфортної зони з температу-

рою $t_1 = +25\text{ }^\circ\text{C}$ і відносною вологістю $\varphi = 60\%$. Тут $t_m = 19,5\text{ }^\circ\text{C}$ і за ефективності адиабатної ступені $E_{ад} = (t_1 - t_2)/(t_1 - t_m) = 0,6$ температура повітря після нього дорівнюватиме $t_2 = +21\text{ }^\circ\text{C}$ (рис. 4d).

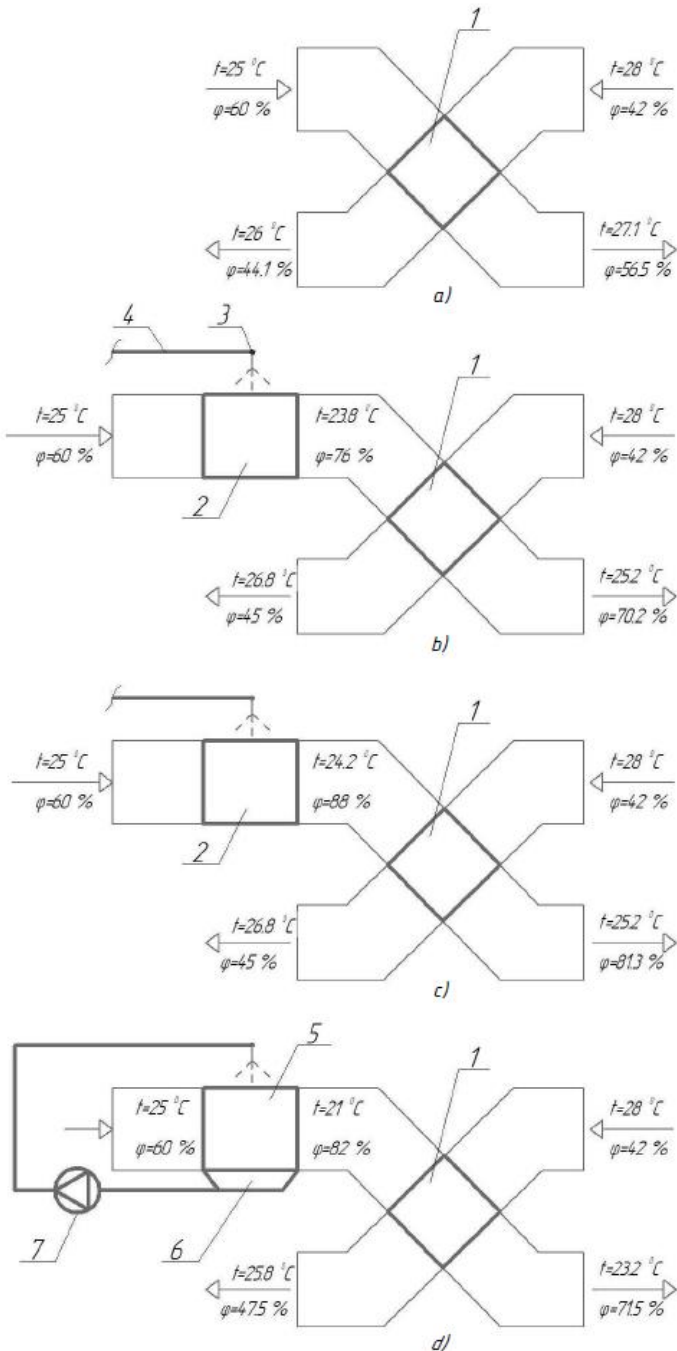


Рисунок 4 – Параметри потоків повітря за різних ступенів попереднього охолодження повітря перед пластинчастим рекуператором: а) без ступені; б) випарна ступінь – $E=0,4$; в) випарна ступінь – $E=0,6$; д) адиабатна ступінь – $E=0,6$:

1 – пластинчастий рекуператор; 2 – випарна ступінь; 3 – форсунка; 4 – водяний трубопровід; 5 – адиабатна ступінь; 6 – піддон; 7 – циркуляційний насос

Але і в цьому випадку після пластинчатого рекуператору температура припливного повітря залишається фактично такою ж, як і за відсутності попереднього охолодження.

Проаналізуємо, як зміниться ситуація у випадку встановлення замість припливно-витяжної вентиляційної установки зі ступінню попереднього охолодження апарату непрямого випарного охолодження (НВО) припливного повітря.

Термін «непряме випарне охолодження» означає відведення тепла від потоку повітря, що називається основним, через розділяючу стінку теплообмінника до води, яка стікає зовні і охолоджується за рахунок випаровування в іншому потоці повітря – допоміжному. Основний потік після апарату надходить в приміщення, яке обслуговується, допоміжний – викидається в атмосферу. За початкових умов

$$t_1 > t_{в1} > t_{м1}$$

(t_1 , $t_{в1}$, $t_{м1}$ – температури повітря, води і мокрого термометру відповідно) від основного потоку повітря відводиться явне тепло:

$$Q_{я} = G_{осн} \cdot C_p \cdot (t_1 - t_2). \quad (1)$$

Далі тепло через розділяючу стінку теплообмінника передається допоміжному потоку; потік маси направлений від води в допоміжний потік, що зумовлює зростання його ентальпії:

$$Q_{доп} = G_{доп} \cdot (h_{д1} - h_{д2}). \quad (2)$$

Рівняння теплового балансу матиме вигляд:

$$Q_{я} = Q_{доп} \cdot A. \quad (3)$$

де A – поправочний коефіцієнт [2].

Джерелом холоду в процесі є вода, яка віддає тепло при випаровуванні в допоміжний потік повітря. Якби на випаровування води витрачалось тільки тепло від допоміжного повітряного потоку, її температура, понизившись, зрівнялась би з температурою допоміжного потоку за мокрим термометром і процес протікав би за постійної ентальпії:

$$h_{д1} = h_{д2}.$$

Але через наявність теплоприпливу від основного потоку через стінку температура води встановиться на кілька градусів вище від мокрого термометру і це перевищення залежатиме від співвідношення витрат потоків та їх параметрів, яке і

враховує коефіцієнт A . При цьому вважається справедливим припущення про відсутність підводу тепла до води в піддоні, трубопроводах і насосі.

Звідси витікає, що процеси тепло- і масообміну в апаратах НВО протікають за постійної температури води:

$$\Delta t_{\text{в}} = 0 \quad Q_{\text{в}} = 0.$$

Отже, якщо на об'єкті замість пластинчастого рекуператора було б встановлено апарат НВО з ефективністю $E=0,5$ і однаковою витратою основного і допоміжного потоків $G_{\text{осн}}/G_{\text{доп}}=1$, то припливне зовнішнє повітря вдалося б охолодити до $23,5$ °С проти $25,8$ °С за наявності попередньої ступені з адіабатним охолодженням (табл. 2, рис.4д).

Таблиця 2 – Результати розрахунку процесів в апараті НВО

Потік повітря	Параметри потоків			
	t_1 , °С	ϕ_1 , %	t_2 , °С	ϕ_2 , %
Основний	28	42	23,5	87
Допоміжний	25	60	22,3	55

Експерименти, проведені в ІХКЕ ОНАХТ, дозволили оптимізувати геометричні характеристики апаратів НВО, а також їх гідро- та аеродинаміку [4]. Встановлено, що величина еквівалентного діаметру каналів має бути однаковою для «сухої» і «мокрої» частин насадкової поверхні і в середньому складає $d_e = 15-20$ мм. Позаяк ефективність плівкових тепломасообмінних апаратів залежить від змоченості поверхні, використання насадкової поверхні «прямий подвійний риф» є безальтернативним. Пошук оптимального співвідношення основного і допоміжного потоків показав, що найбільш прийнятним є $G_{\text{осн}}=G_{\text{доп}}$.

Таблиця 3 – Ефективність апарату НВО в залежності від співвідношення витрат основного і допоміжного потоків повітря

$G_{\text{осн}} / G_{\text{доп}}$	1,5	1,0	0,5
η	0,45	0,65	0,89

Що стосується граничних навантажень апарату НВО, встановлено, що максимальна швидкість повітря в каналах може сягати $\omega = 6$ м/с, а густина зрошення – $q = 8-12$ м³/(м²·год).

3. Висновки

Як показують розрахунки (рис. 4 б, с), випарна ступінь, незважаючи на збільшення його ефек-

тивності з $E=0,4$ до $E=0,6$, майже не впливає на температуру повітря. Після адіабатної ступені температура повітря знижується до 21 °С ($E = 0,6$), але очікуваний результат – зменшення температури повітря після рекуператора – практично не досягається (рис.4 а, д). Різниця температур між зовнішнім і витяжним повітрям знаходиться в межах недорекуперації (3 градуси), тому застосування попереднього випарного охолодження – в адіабатному або політропному процесі – в припливно-витяжній вентиляційній установці не виправдане.

Тому з нашої точки зору було б доцільно замість пластинчастого перехресноточного рекуператора встановити апарат непрямого випарного охолодження (НВО) повітря, в якому одночасно в «мокрих» каналах відбувалося б адіабатне охолодження (зі зволоженням) витяжного повітря, а в «сухих» каналах охолоджувалось би за постійного вологовмісту припливне повітря і його відносна вологість на вході в приміщення відповідала б комфортним умовам (рис. 3). Ефективність процесу при цьому була б вищою через відсутність втрат тепла у повітроводах – обидва процеси проходять в одному апараті. В холодний період зрошення водою допоміжних каналів вимикається і НВО працює як теплообмінник-рекуператор тепла витяжного повітря.

Література

1. Берман Л. Д. Випарне охолодження циркуляційної води. – М.: Госенергоіздат, 1957. – 320 с.
2. Кокорін О. Я. Установки кондиціонування повітря. Основи розрахунку і проектування. – М.: Машинобудування, 1978. – 264 с.
3. <http://bim-proektstroy.ru/?p=1426>
4. Дорошенко О. В. Компактна тепломасообмінна апаратура для холодильної і криогенної техніки (Теорія та інженерна практика) // Дисертація на здобуття наукового ступеню доктора технічних наук. – Україна, Одеса: Одеський технологічний інститут холодильної промисловості, 1988. – 222 с.
5. Pascal Stabat, Dominique Marchio. Simplified model for undirect-contact evaporative cooling tower behaviour // Applied Energy. – 2004. – Vol. 78(9). – P. 433-451.
6. Martínez F. J., Gómez E. V., García C. M. et al. Life cycle assessment of a semi-indirect ceramic evaporative cooler vs a heat pump in two climate areas of Spain // Applied Energy. – 2011. – Vol. 88. – P. 914-921.

7. **Kabeel A., Abdelgaied M.** Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles //

Energy Conversion and Management. – 2016. – Vol. 126. – P. 526–536.

Отримана в редакції 21.09.2020, прийнята до друку 08.12.2020

Analysis of energy saving solutions of ventilation and conditioning systems of supermarket

Yu. Demyanenko¹, **O. Doroshenko²**, **M. Gogol³**

¹⁻³Odessa National Academy of Food Technologies, 112 Kanatna str., Odessa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ¹dejurij@gmail.com

Materials of inspection of the supply and exhaust ventilation system of the supermarket are presented. According to the project, fresh air is supplied to the room through a plate cross-flow recuperator. In the cold period, this solution is unalterable, as it can significantly reduce operating costs for heating. Knowing about inefficiency of application of recuperators in the summer, designers usually provide in installation the bypass channel for work in a warm season. But the temptation to save energy in the summer, when air conditioners work, encourages the search for energy efficient solutions. At this facility, to justify the use of a plate cross-recuperator, the designers used evaporative cooling of the exhaust air by metering by spraying tap water, calling this process "pre-adiabatic air cooling". Having thus reduced the temperature of the exhaust air, it is then possible to further cool the supply air in the cross-plate plate heat exchanger and as a result reduce the required refrigeration capacity of the steam compressor refrigeration machine. The article shows that the effect declared by the authors of the idea is in fact within the measurement error and cannot really be taken into account. Even under the conditions of application of a truly adiabatic process, the air temperature after the supply and exhaust installation practically does not decrease, which is the result of too small a temperature difference between the supply and exhaust air. The analysis showed that the situation in the scheme of supply and exhaust ventilation instead of the recuperator of the indirect evaporative cooler (IEC) of the supply air could radically improve the situation. In this case, the desired result can be achieved – reducing the temperature of the supply air without the use of artificial cold. In the cold period, the recirculation of water in the HBO device is turned off, and it works as a heat exchanger-recuperator. All calculations are illustrated with specific examples.

Keywords: Supply and exhaust ventilation; Plate cross-current recuperator; Evaporative cooling; Adiabatic cooling; Indirect evaporative cooler; Wet thermometer temperature; Energy saving

References

1. **Berman, L. D.** (1957) Evaporative cooling of circulating water. *Moscow: Gosenergoizdat*, 320.
2. **Kokorin, O. Ya.** (1978) Air conditioning installations. Basics of calculation and design. *Moscow: Mashinostroenie*, 264.
3. <http://bim-proektstroy.ru/?p=1426>
4. **Doroshenko, O. V.** (1988) Compact heat and mass transfer equipment for refrigeration and cryogenic equipment (Theory and engineering practice). The dissertation on competition of a scientific degree of the doctor of technical sciences. *Ukraine, Odessa: Odessa Technological Institute of Refrigeration Industry*, 222.
5. **Stabat, P., Marchio, D.** (2004) Simplified model for undirect-contact evaporative cooling tower behaviour. *Applied Energy*, 78(9), 433-451.
6. **Martínez, F. J., Gómez, E. V., García, C. M. et al.** (2011) Life cycle assessment of a semi-indirect ceramic evaporative cooler vs a heat pump in two climate areas of Spain. *Applied Energy*, 88, 914-921.
7. **Kabeel, A., Abdelgaied, M.** (2016) Numerical and experimental investigation of a novel configuration of indirect evaporative cooler with internal baffles. *Energy Conversion and Management*, 126, 526–536.

Received 21 September 2020
Approved 08 December 2020
Available in Internet 11 January 2021