

М. Ф. БОЖЕНКО, Т. Л. ІЖЕВСЬКА

ЦЕНТРАЛЬНІ СИСТЕМИ КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ЧАСТКОВИМ НЕПРЯМИМ ВИПАРНИМ ОХОЛОДЖЕННЯМ І УТИЛІЗАЦІЄЮ ХОЛОДУ І ТЕПЛОТИ ВЕНТИЛЯЦІЙНИХ ВИКИДІВ

Наведені результати розрахункових досліджень прямої схеми і схеми з рециркуляцією центральної системи кондиціонування повітря громадської будівлі для теплої і холодної періодів року. Показано, що для прямої схеми в теплий період 23,5 % холодопродуктивності кондиціонера може покриватися за рахунок непрямого випарного охолодження, а за рахунок утилізації теплоти вентиляційних викидів в холодний період можливе скорочення витрати теплоти на нагрівання повітря на 68 %. В схемах з рециркуляцією найбільший ефект непрямого випарного охолодження в теплий період і утилізації теплоти вентиляційних викидів в холодний період досягається при частці рециркуляції 10 %.

Ключові слова: кондиціонер, повітря, випарне охолодження, нагрів, рециркуляція, теплоутилізатор.

М. Ф. БОЖЕНКО, Т. Л. ИЖЕВСКАЯ

ЦЕНТРАЛЬНЫЕ СИСТЕМЫ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ЧАСТИЧНЫМ КОСВЕННЫМ ИСПАРИТЕЛЬНЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ И УТИЛИЗАЦИЕЙ ХОЛОДА И ТЕПЛОТЫ ВЕНТИЛЯЦИОННЫХ ВЫБРОСОВ

Приведены результаты расчетных исследований прямой схемы и схемы с рециркуляцией центральной системы кондиционирования воздуха общественного здания для теплої и холодной периодов года. Показано, что для прямой схемы в теплый период 23,5 % холодопроизводительности кондиционера покрывается за счет косвенного испарительного охлаждения, а за счет утилизации теплоты вентиляционных выбросов в холодный период возможно сокращение расхода теплоты для нагревания воздуха на 68 %. В схемах с рециркуляцией наибольший эффект косвенного испарительного охлаждения в теплый период и утилизации теплоты вентиляционных выбросов в холодный период достигается при доле рециркуляции 10 %.

Ключевые слова: кондиционер, воздух, испарительное охлаждение, нагревание, рециркуляция, теплоутилизатор.

M. BOZHENKO, T. IZHEVSKA

CENTRAL AIR CONDITIONING SYSTEMS WITH A PARTIAL INDIRECT EVAPORATIVE COOLING AND THE COLD AND HEAT UTILIZATION OF VENTILATION EMISSIONS

A promising avenue for the air-conditioning systems is the use of indirect evaporative cooling, but for the classic option it is only efficient in dry and hot climate conditions. However, it is impossible to maintain comfortable air parameters inside the quarters of public buildings for Ukrainian ambient conditions where relative ambient air humidity varies in the range of 63 to 75 percent. The purpose of this scientific paper was to increase the energy efficiency of the air conditioning systems equipped with the standard equipment due to the partial evaporative cooling and the use of the water for the cooling of conditioning towers during the warm period of the year while the air is evacuated from the quarters and during the cold period the evacuated air is used for the pre-heating of the inlet air in the heat regenerators. The appropriate system schematic was developed and calculation studies were carried out for the straight-through arrangement and the recirculation arrangement provided for one of the academic buildings at National Technical University of Ukraine "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute". The computation data obtained for the straight-through arrangement were used for the estimation of the energy efficiency of the indirect evaporative cooling that was equal to 23.5 %. The annual amount of the recovered heat of ventilation emissions totaled up to 3731 GJ/year for this arrangement during the cold period and the economic effect was equal to 1 473 185 UAH/year. For the arrangement with the recirculation during the warm period, the effect of the indirect evaporative cooling was attained at the recirculation portion of 10% and particularly the recirculation and not indirect evaporative cooling has a great effect on the overall decrease in the effective cold output. During the cool period of the year a maximum recovery effect is attained at the recirculation portion of 10 %.

Key words: conditioner, air, evaporative cooling, heating, recirculation, and heat regenerator.

Вступ

Відомо, що кондиціонування повітря – це створення та автоматична підтримка у закритих приміщеннях параметрів повітря (температури, вологості, чистоти, швидкості руху), необхідних для забезпечення оптимальних умов, найбільш сприятливих для самопочуття людей або проходження технологічного процесу.

Перспективним напрямком в системах кондиціонування повітря (СКП) є використання випарного охолодження.

В роботі [1] розглянута СКП з непрямым випарним охолодженням. В цій схемі в градирні в теплий період року адиабатно охолоджується зро-

шувальна вода при її контакті з зовнішнім повітрям, яка потім спрямовується на поверхневий повітроохолоджувач припливного повітря. Надалі припливне повітря після повітроохолоджувача надходить на зрошувальну камеру центрального кондиціонера, де також охолоджується і зволожується в результаті випаровування води, і спрямовується до приміщення.

Слід зазначити, що випарне охолодження, яке реалізоване в роботі [1], ефективне в умовах сухого і жаркого клімату (відносна вологість зовнішнього повітря при температурах 27 °С–32 °С, як показав попередній аналіз, не повинна перевищувати 30 %). В різних регіонах України за кліматологічними даними розрахункова відносна воло-

© М. Ф. Боженко, Т. Л. Іжевська, 2021

гість зовнішнього повітря в липні місяці коливається від 63 % до 75 %, тому повністю реалізувати випарне охолодження в розглянутій вище СКП за умови підтримання в приміщеннях оптимальних параметрів повітря не можливо.

Огляд літератури

Багато досліджень присвячено підвищенню ефективності випарного охолодження. Так, наприклад, авторами робіт [2, 3] розроблена концепція створення випарних охолоджувачів газів і рідин нового покоління з насадками на основі моноблокових полімерних структур, а в роботі [4] на основі математичного моделювання та експериментальних досліджень запропоновані конструктивні зміни в насадковій частині тепломасообмінних апаратів, що в цілому дозволяє збільшити глибину охолодження повітря. Авторами роботи [5] запропоновано підвищення енергоефективності теплоутилізаційних апаратів (ТА) випарного охолодження за рахунок попереднього охолодження зовнішнього повітря в теплоутилізаторі видаляємим повітрям з наступним охолодженням припливного повітря в контактних апаратах з гідрофільними поверхнями. Ці заходи дозволяють частково зменшити залежність використання ТА від параметрів зовнішнього повітря. В роботі [6] розглянуті схеми систем кондиціонування повітря з непрямим випарним охолодженням при використанні адіабатного зволожувача для охолодження витяжного повітря, яке в роторному або пластинчастому утилізаторі охолоджує припливне повітря в теплий період року. Але для підтримання необхідних параметрів повітря в приміщенні встановлюються місцеві доводчики. В холодний період року витяжне повітря в утилізаторі використовується для попереднього нагріву припливного повітря.

Таким чином, аналіз наявних досліджень показує, що при використанні тільки випарного охолодження повністю досягти необхідних параметрів повітря в приміщеннях не можливо, а потрібно поряд з цими процесами використовувати і зовнішнє охолодження.

Мега роботи

Метою даної роботи є підвищення енергетичної ефективності центральних систем кондиціонування повітря з типовим обладнанням, які влаштовуються для виробничих чи громадських приміщень великого об'єму, за рахунок часткового випарного охолодження та використанням для охолодження води в градирні в теплий період року витяжного повітря, а в холодний період – використання витяжного повітря для попереднього нагріву припливного повітря в теплоутилізаторах.

Розробка схеми СКП з частковим непрямим охолодженням

За основу розробки покладена схема СКП, яка наведена в роботі [1], з відповідними змінами та доповненнями (рис. 1), які стосуються для теплого періоду року виключення прямого випарного охолодження і зволоження повітря в зрошувальній камері, використання витяжного повітря для охолодження води в градирні, додаткове зовнішнє охолодження припливного повітря; рециркуляції витяжного повітря в теплий і холодний періоди року; утилізації теплоти витяжного повітря для попереднього нагріву припливного в холодний період року.

В теплий період року витяжне повітря з приміщення (т. *B* на *h-d*-діаграмі – див. рис. 2) вентилятором *10* подається на градирню *11*, де охолоджує воду, яка спрямовується на поверхневий теплообмінник *5* для першої стадії охолодження припливного повітря. Щоби зберегти постійну витрату повітря на градирню, в схемі з рециркуляцією до витяжного повітря з приміщення підмішується частина зовнішнього повітря. Після градирні витяжне повітря або його суміш з зовнішнім викидається в атмосферу. Зовнішнє припливне повітря для прямої схеми (т. *H*) або суміш його з витяжним для схеми з рециркуляцією (т. *C*) спочатку охолоджується в поверхневому теплообміннику *5* водою після градирні при постійному вологовмісті (т. *CB* або *CB'*), а далі охолоджується і осушується в теплообміннику *8* водою з холодильної станції (т. *П*), потім підігрівається на $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$ в повітропроводі при постійному вологовмісті (т. *П*) і спрямовується до приміщення. Отеплена вода після теплообмінника *5* знову повертається для охолодження на градирню, а після теплообмінника *8* – на холодильну станцію, і відповідні цикли повторюються. Зрошувальна камера в теплий період року не працює.

В холодний період року зовнішнє припливне повітря (т. *H*) спочатку підігрівається в теплоутилізаторі *2* витяжним повітрям з приміщення (т. *H*₁), додатково нагрівається в повітронагрівачі першого підігріву (ПН-1) *5* (т. *K*) водою з теплового пункту (ТП), *4* потім цей потік для прямої схеми або суміш його з витяжним для схеми з рециркуляцією адіабатно зволожується в зрошувальній камері *6* (т. *O*), підігрівається в повітронагрівачі другого підігріву (ПН-2) *8* (т. *Л*) водою з ТП, і припливним вентилятором *9* подається до приміщення. Витяжне повітря після приміщення (т. *B*) для прямої схеми надходить на теплоутилізатор (ТУ) *2*, після охолодження в якому викидається в атмосферу, а для схеми з рециркуляцією – на ТУ і частково на підмішування до потоку припливного повітря, яке було підігріте в ПН-1 (т. *C*). Охолоджена вода після ПН-1 і ПН-2 повертається для нагріву до ТП і відповідні цикли повторюються. Градирня в холодний період року не працює.

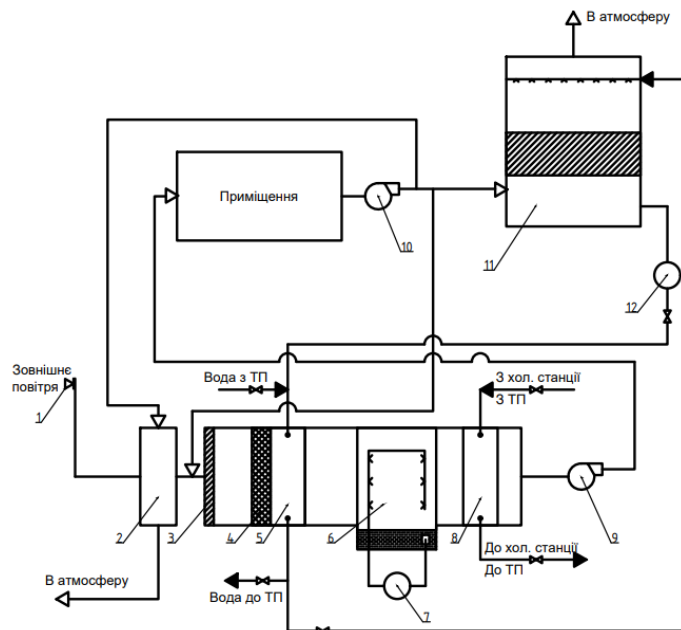


Рис. 1 – Принципова схема СКП з частковим непрямим випарним охолодженням:
 1 – повітрязбірний пристрій; 2 – утилізатор теплоти; 3 – приймальний клапан;
 4 – повітряний фільтр; 5 – теплообмінник; 6 – зрошувальна форсункова камера;
 7 – циркуляційний насос; 8 – теплообмінник; 9 – припливний вентилятор;
 10 – витяжний вентилятор; 11 – градирня; 12 – насос охолодженої випаровуванням води

Розрахункові дослідження прямої схеми СКП, вибір основного обладнання

Побудова процесів зміни стану повітря для теплового та холодного періодів року (рис. 2) і відповідні розрахунки (табл. 1) виконані за методикою [7] для одного з навчальних корпусів КПІ ім. Ігоря Сікорського.

До вихідних даних віднесені температура та відносна вологість внутрішнього повітря, які відповідно складають $t_{в} = 22\text{ }^{\circ}\text{C}$ і $\varphi_{в} = 55\%$.

За кліматологічними даними для м. Києва визначені температура та відносна вологість зовнішнього повітря, які відповідно складають $t_{н} = 30\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $\varphi_{н} = 69\%$ для теплового періоду року і $t_{н} = -22\text{ }^{\circ}\text{C}$ та $\varphi_{н} = 83\%$ для холодного періоду року.

За відомими методиками попередньо були визначені надходження теплоти та вологи до приміщень, які відповідно складають $Q_{пр} = 138,9\text{ кВт}$ і $W_{пр} = 0,015\text{ кг/с}$.

Температура повітря після теплообмінника непрямого випарного охолодження 5 (див. рис. 1) в теплий період року, $^{\circ}\text{C}$, (т. CB') визначена за рекомендаціями [1]

$$t_{CB} = t_{м.г} + 4,5, \quad (1)$$

де $t_{м.г}$ – температура за мокрим термометром повітря, що надходить на охолодження води на градирню, $^{\circ}\text{C}$.

Оскільки з приміщення повітря видаляється з температурою $22\text{ }^{\circ}\text{C}$, а до градирні в повітропроводах воно нагрівається на $0,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ – $1,0\text{ }^{\circ}\text{C}$, то темпе-

ратура за мокрим термометром цього повітря складе біля $18\text{ }^{\circ}\text{C}$, тоді в теплообміннику 5 припливне повітря охолоне до $22,5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Необхідну масову витрату припливного повітря для приміщень, кг/с , визначали за формулою

$$L = \frac{Q_{пр}}{h_{в} - h_{п}}.$$

Тоді згідно з наведеними вище величинами $Q_{пр}$, $h_{в}$ і $h_{п}$ секундна масова витрата повітря складе $25,3\text{ кг/с}$, а з урахуванням густини припливного повітря, яка додатково визначена і складає $1,17\text{ кг/м}^3$, годинна об'ємна витрата припливного повітря для приміщень дорівнюватиме $78\text{ тис. м}^3/\text{год}$. На цю витрату повітря за каталогом ПрАТ «Інтеркондиціонер» (м. Харків) обрали центральний кондиціонер КТЦ-3М-80 номінальної повітропродуктивністю $80\text{ тис. м}^3/\text{год}$.

Охолоджуючу потужність теплообмінників непрямого випарного $Q_{охл.1}$ і зовнішнього $Q_{охл.2}$ охолодження, кВт , визначали за формулою

$$Q_{охл.i} = L(h_1 - h_2), \quad (2)$$

де h_1 і h_2 – ентальпії повітря на вході в повітроохолоджувач та виході з нього відповідно, кДж/кг .

Згідно з формулою (2) обчислені значення величин $Q_{охл.1} = 227,9\text{ кВт}$ і $Q_{охл.2} = 731,7\text{ кВт}$, а при охолодженні повітря від т. H до т. II' необхідна охолоджуюча потужність складе $Q_{охл.} = 970,2\text{ кВт}$, тоді енергетичний ефект непрямого випарного охолодження $E_{ф} = (Q_{охл.1}/Q_{охл.}) \cdot 100$ дорівнюватиме $23,5\%$.

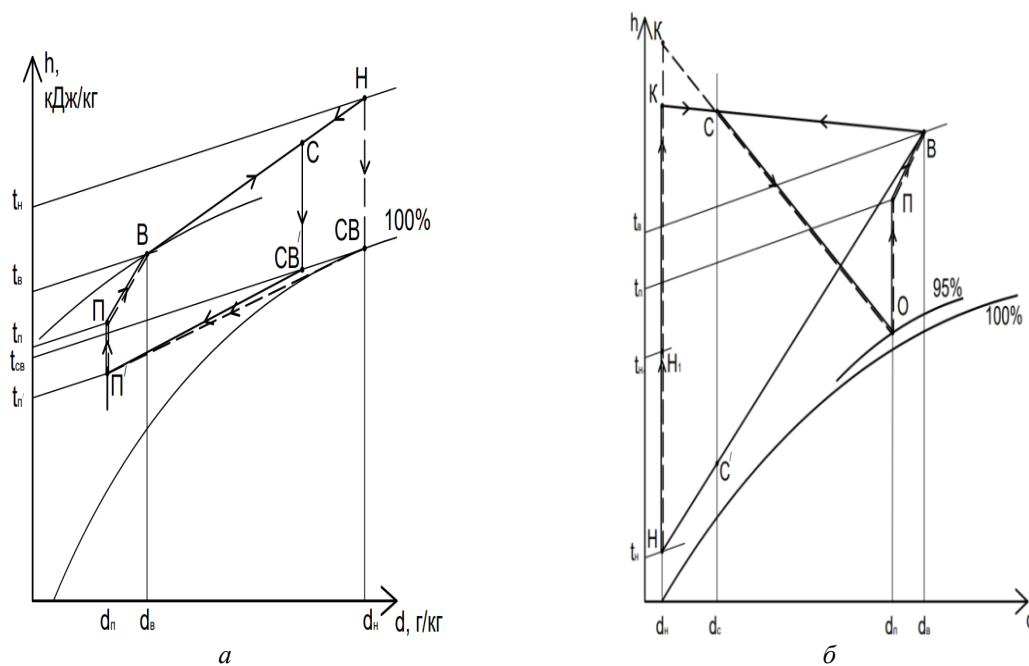


Рис. 2 – Побудова процесів зміни стану повітря в СКП:

----- прямоточна схема; _____ схема з рециркуляцією
 а – теплий період; б – холодний період;

Таблиця 1 – Результати розрахунків прямоточної схеми системи СКП

Теплий період					Холодний період				
Точка на h-d діаграмі (рис. 2а)	Параметри повітря				Точка на h-d діаграмі (рис. 2б)	Параметри повітря			
	t, °C	φ, %	h, кДж/кг	d, г/(кг с.п)		t, °C	φ, %	h, кДж/кг	d, г/(кг с.п)
В	22	55	45,5	9,3	В	22	55	45,5	9,3
П	19	61	41	8,6	П	19	61	41	8,7
П'	18	65	39,9	8,6	О	12,5	95	34,8	8,7
СВ	22,5	100	68,8	18,9	К	33	3	34,5	0,4
Н	30	69	77,8	18,9	Н	-22	83	-21,2	0,4

Вибір обладнання для системи кондиціонування повітря:

1) Градирня

Витрата води, яка охолоджується в градирні і надходить на теплообмінник непрямого випарного охолодження, кг/с

$$Q_B = \frac{Q_{охл.1}}{c_B \Delta t_{\omega}}$$

де c_B – питома масова теплоємність води, кДж/(кг·К), яку брали 4,19 кДж/(кг·К);

Δt_{ω} – перепад температур води в теплообміннику, °C, за рекомендаціями [1] брали $\Delta t_{\omega} = 2,5$ °C.

Обчислене значення витрати води складе $G_B = 21,75$ кг/с, або 78300 кг/год. За останньою величиною обрали дві градирні ГВМ-60Н з номінальною витратою води кожної 50 м³/год і споживаною потужністю вентилятора 2,2 кВт.

2) Теплообмінник непрямого охолодження

Перша стадія охолодження повітря в кондиціонері КТЦ-3М-80 здійснюється в чотирьох паралельно розміщених за напрямком руху води і послідовно за напрямком руху повітря типових дворядних повітрянагрівачах без обхідного каналу, кожен з яких скомпонуваний з чотирьох базових 1,25-метрових теплообмінників. Загальна дійсна площа теплопередавальної поверхні теплообмінників складає $F_d = 1193,6$ м², площа фронтального перерізу для проходження повітря $f_{фр} = 8,28$ м², площа живого перерізу одного ходу води кожного теплообмінника – $f_r = 0,00246$ м².

За методикою [1] визначили температуру води після теплообмінника $t_{\omega 1} = 19,1$ °C; теплотехнічну ефективність теплообмінника $\theta_t = 0,69$; показник відношення теплоємностей повітря і води $w = 0,32$; показник числа одиниць переносу явної теплоти $N_t = 1,68$; швидкість руху води в трубах теплообмінника $\omega = 1,1$ м/с; масову швидкість повітря у фронтальному перерізі

$(\rho v)_{\text{фр}} = 3,05 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$; коефіцієнт теплопередачі $k = 38,3 \text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{К})$ [7]; теоретично необхідну площу теплопередавальної поверхні $F = 1115,5 \text{ м}^2$. Запас дійсної поверхні теплообміну по відношенню до теоретично необхідної складає біля 7 %, що в межах рекомендованого.

3) Зрошувальна камера

Для кондиціонера КТЦ-3м-80 обрана типова форсунока зрошувальна камера з площею поперечного перетину за напрямком руху повітря $f_{\text{фр}} = 8,51 \text{ м}^2$, загальною кількістю форсунок $N_{\text{ф}} = 216$ шт. Для холодного періоду року за методикою [7] визначили коефіцієнт ефективності теплообміну $E' = 0,97$, коефіцієнт зрошення $\mu = 2 \text{ кг}/\text{кг}$ і витрату води на зрошувальну камеру $G_{\text{в}} = 50,6 \text{ кг}/\text{с}$, а при масовій швидкості повітря $(\rho v)_{\text{к}} = 2,975 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ аеродинамічний опір камери проходжу повітря складе $\Delta P_{\text{к}} = 101,4 \text{ Па}$.

4) Теплообмінник зовнішнього охолодження

Для кондиціонера КТЦ-3м-80 обрали типовий повітроохолоджувач з вісьмома рядами трубок за напрямком руху повітря, з площею фронтального перерізу для проходження повітря $f_{\text{фр}} = 8,28 \text{ м}^2$.

Брали початкову температуру охолоджуючої води $t_{\text{вп}} = 8 \text{ }^\circ\text{C}$ і за методикою [8] визначили відносний перепад температур за повітрям $\theta_{\text{п}} = 0,31$, відносну витрату повітря $\bar{L}_{\text{п}} = 0,95$, відносний перепад температур по воді $\theta_{\text{в}} = 0,79$, витрату води $G_{\text{в}} = 7200 \text{ кг}/\text{год}$, і кінцеву температуру води $t_{\text{вк}} = 19,5 \text{ }^\circ\text{C}$.

5) Утилізатор теплоти

Для попереднього підігріву зовнішнього повітря в холодний період року обрали два регенеративних обертових теплоутилізатори витяжного повітря з номінальною повітропродуктивністю кожного 40 тис. $\text{м}^3/\text{год}$, площею фронтального перетину за кожним потоком $3,7 \text{ м}^2$ і загальною площею теплопередавальної поверхні 7300 м^2 .

При виконанні подальших розрахунків для одного ТУ за методикою [9] при обчислених за відповідними температурами густинах зовнішнього повітря $\rho_{\text{н}} = 1,406 \text{ кг}/\text{м}^3$ і витяжного $\rho_{\text{в}} = 1,197 \text{ кг}/\text{м}^3$ визначили секундні масові витрати цих потоків повітря, які відповідно складають $L_{\text{н}} = 14,84 \text{ кг}/\text{с}$ і $L_{\text{в}} = 12,63 \text{ кг}/\text{с}$. За масовою швидкістю видаляемого повітря у фронтальному перерізі ТУ $(\rho v)_{\text{фр}} = 3,41 \text{ кг}/(\text{с}\cdot\text{м}^2)$ обчислювали число одиниць переносу теплоти за потоком видаляемого повітря $N_{\text{в}} = 6,297$ і при відношенні водяних еквівалентів припливного повітря до видаляемого $\bar{\omega} = 1,17$ визначили коефіцієнт температурної ефективності ТУ за потоком припливного повітря $\eta_{\text{т}} = 0,7$.

Кінцеву температуру зовнішнього повітря після ТУ, $^\circ\text{C}$, визначали за формулою

$$t_{\text{н1}} = t_{\text{н}} + \eta_{\text{т}}(t_{\text{в}} - t_{\text{н}}).$$

За цією температурою в $h-d$ -діаграмі визначили ентальпію повітря $h_{\text{н1}} = 10 \text{ кДж}/\text{кг}$, а потік утилізованої теплоти вентиляційних викидів – за формулою вигляду (2), в якій $L = L_{\text{н}}$, $h_1 = h_{\text{н1}}$, $h_2 = h_{\text{н}}$, тобто $Q_{\text{ут}} = 790 \text{ кВт}$. Додатковий потік теплоти на нагрівання повітря в ПН-1 також визначається за формулою вигляду (2), в якій $L = L_{\text{н}}$, $h_1 = h_{\text{к}}$, $h_2 = h_{\text{н1}}$, тобто $Q_{\text{пн1}} = 363,6 \text{ кВт}$. Ефективність утилізації теплоти вентиляційних викидів у холодний період $E_{\text{фут}} = [Q_{\text{ут}}/(Q_{\text{ут}} + Q_{\text{пн1}})] \cdot 100$ дорівнюватиме 68 %.

Річна кількість утилізованої теплоти вентиляційних викидів для прямої схеми, ГДж/рік, визначається за формулою

$$Q_{\text{ут,річ}} = Q_{\text{ут}} \frac{t_{\text{вн}} - t_{\text{ср,о}}}{t_{\text{вн}} - t_{\text{р,о}}} n_{\text{о}} z_{\text{в}} 3,6 \cdot 10^{-3},$$

де $t_{\text{ср,о}}$ і $t_{\text{р,о}}$ – середня температура зовнішнього повітря і розрахунку на опалення відповідно, $^\circ\text{C}$;

$n_{\text{о}}$ – продовжуваність опалювального періоду, діб;

$z_{\text{в}}$ – число годин роботи вентиляції за добу.

При $t_{\text{ср,о}} = -0,1 \text{ }^\circ\text{C}$, $t_{\text{р,о}} = -22 \text{ }^\circ\text{C}$, $n_{\text{о}} = 176$ діб для м. Києва і $z_{\text{в}} = 16 \text{ год}/\text{добу}$ (для громадських будівель) величина $Q_{\text{ут,річ}} = 3731 \text{ ГДж}/\text{рік}$, а при вартості одиниці теплоти $1654,41 \text{ грн}/\text{Гкал}$ ($394,85 \text{ грн}/\text{ГДж}$) ефективність утилізації складе $1473185 \text{ грн}/\text{рік}$.

Розрахункові дослідження схеми СКП з рециркуляцією

Теплий період. Підмішування частини внутрішнього повітря до зовнішнього (x – частка рециркуляції) сприятиме зменшенню температури і ентальпії повітря на вході в теплообмінник непрямого випарного охолодження та, відповідно, зменшенню холодопродуктивності кондиціонера. Але при цьому буде зменшена витрата витяжного повітря на градирню, що призведе до необхідності підмішування до нього зовнішнього повітря і зниженню охолоджуючої потужності градирні.

При виконанні розрахунків за відомими залежностями при зміні величини x визначали середньозважені температуру ($t_{\text{г}}$) і відносну вологість ($\phi_{\text{г}}$) повітря на вході в градирню, а потім за цими величинами – температуру повітря за мокрим термометром ($t_{\text{мг}}$). Надалі в $h-d$ -діаграмі визначали температуру і ентальпію повітря в точці C ($t_{\text{с}}$ і $h_{\text{с}}$), а за формулою (1) – температуру повітря після теплообмінника 5 ($t_{\text{св}}$) і його ентальпію ($h_{\text{св}}$). За аналогією з прямою схемою визначали величини $Q_{\text{охл,1}}$, $Q_{\text{охл,2}}$, $Q_{\text{охл}}$ і $E_{\text{ф}}$ (табл. 2).

Аналіз отриманих даних показав, що найменша загальна холодопродуктивність кондиціонера

досягається при частці рециркуляції $x = 0,7$ (при значеннях цієї величини 0,8 і 0,9 побудувати процеси зміни стану повітря в $h-d$ -діаграмі не можливо). З іншого боку, реалізація процесів непрямого випарного охолодження для обраних режимів роботи СКП можлива тільки для значень x до 0,4, при цьому найбільший ефект досягається при $x = 0,1$. З огляду на те, що за санітарними нормами підмішування рециркуляційного повітря до зовнішнього допускається до 20 %–30 %, найменша холодопродуктивність кондиціонера для таких режимів буде досягнута при $x = 0,3$, тобто більший вплив на зменшення холодопродуктивності дає не використання випарного охолодження, а рециркуляція.

Холодний період. При збільшенні частки рециркуляційного повітря, яке підмішується до зовнішнього, зменшується витрата витяжного повітря, що надходить на ТУ ($L_{в.р}$), і, відповідно, темпе-

ратура та ентальпія припливного повітря після ТУ. Це в свою чергу призведе до зменшення потоку утилізованої теплоти вентиляційних викидів ($Q_{ут}$) і зменшенню ефективності утилізації ($E_{ф_{ут}}$), не дивлячись на те, що при збільшенні величини x зменшується потік теплоти на додатковий підігрів повітря в ПН-1 (табл. 3).

При значеннях частки рециркуляції $x = 0,6; 0,7; 0,8$ у зв'язку зі зменшенням витрати витяжного повітря не можливо визначити температурну ефективність ТУ, тобто нормальна його робота можлива при частці рециркуляції до 0,5. Для зазначених режимів за рахунок збільшення підмішування рециркуляційного повітря загальний потік теплоти на нагрівання припливного повітря зменшується (при значенні величини $x = 0,9$ не можливо побудувати процеси в $h-d$ -діаграмі), але, як зазначено вище, допустима рециркуляція складає до 20 %–30 %.

Таблиця 2 – Результати розрахунків схеми з рециркуляцією для теплого періоду

x	t_r , °C	φ_r , %	$t_{м.г}$, °C	t_c , °C	h_c , кДж/кг	$t_{св'}$, °C	$Q_{охл.1}$, кВт	$Q_{охл.2}$, кВт	$Q_{охл.}$, кВт	$E_{ф}$, %
0,1	23,7	56,4	17,8	29,2	74	22,3	195	653,2	848,2	29,8
0,2	24,4	57,8	18,8	28	71	23,3	162	610,2	772,2	26,6
0,3	25,1	59,2	19,5	27,3	66,8	24	83,6	574,7	665,9	14,5
0,4	25,8	60,6	20,5	26,7	64,1	25	45,6	552	597,5	8,3
0,5	26,5	62	21,2	25,9	61	25,7	0	519	519	0
0,6	27,2	63,4	22	25	57,9	26,5	0	468,4	468,4	0
0,7	27,9	64,8	22,5	24,4	54,8	27	0	438	438	0

Таблиця 3 – Результати розрахунків схеми з рециркуляцією для холодного періоду

x	$L_{в.р}$, кг/с	$t_{н1}$, °C	$h_{н1}$, кДж/кг	t_k , °C	h_k , кДж/кг	$Q_{ПН1}$, кВт	$Q_{ут}$, кВт	$E_{ф_{ут}}$, %
0,1	11,37	6,6	7,8	33	34,5	396,1	430,2	52,1
0,2	10,10	4,8	6	30,6	32,5	393,1	403,5	50,7
0,3	8,84	2,6	3,8	29,6	31	403,5	370,9	47,8
0,4	7,58	0,9	1,8	27,5	29	403,5	341,2	45,8
0,5	6,31	-0,9	0,3	24	25,9	379,8	319	45,6
0,6	5,05	-	-	18	20	611,2	-	-
0,7	3,79	-	-	10,2	11,9	491	-	-
0,8	2,53	-	-	-6,5	-5	240,3	-	-

Висновки

1 Розроблена схема і вибране основне обладнання СКП з частковим випарним охолодженням припливного повітря в теплий період року за рахунок адиабатно охолодженої в градирні води витяжним повітрям з приміщень, а також рециркуляцією повітря для теплого і холодного періодів року та використанням витяжного повітря для нагрівання припливного повітря в регенеративних теплоутилізаторах в холодний період року.

2 За результатами розрахункових досліджень прямої схеми в теплий період року встановлена енергетична ефективність непрямого випар-

ного охолодження, яка складає 23,5 %. Річна кількість утилізованої теплоти вентиляційних викидів для цієї схеми в холодний період складає 3731 ГДж/рік, або економічний ефект 1473185 грн/рік.

3 Для схеми з рециркуляцією в теплий період найбільший ефект непрямого випарного охолодження досягається при частці рециркуляції 10 %, а на загальне зменшення холодопродуктивності кондиціонера в цей період більший вплив має не пряме охолодження, а рециркуляція. В холодний період року найбільший ефект утилізації теплоти досягається також при частці рециркуляції 10 %.

4 Подальші дослідження будуть спрямовані на виявлення найбільш ефективних режимів роботи СКП при зміні параметрів зовнішнього повітря, а також оцінку економічної ефективності з урахуванням капітальних і експлуатаційних витрат.

Список літератури

1. Богуславский Л. Д. Энергосбережение в системах тепло-снабжения, вентиляции и кондиционирования воздуха : справ. пособ. / Л. Д. Богуславский, В. И. Ливчак, В. П. Титов и др. ; под ред. Л. Д. Богуславского и В. И. Ливчака. – Москва: Стройиздат, 1990. – 620 с. – ISBN 5-274-01052-0 (В пер.).
2. Горин А. Н. Испарительные охладители непрямого типа / А. Н. Горин // Вісник Донецького національного університету. Серія А: Природничі науки. – 2006. – Т. 1. – С. 222–229. – Бібліогр.: 9 назв. – ISSN 1817-2237.
3. Дорошенко А. В. Новые возможности испарительных охладителей для энергетических и холодильных систем / А. В. Дорошенко, К. А. Ржесик, М. В. Гордиенко // Холодильная техника та технологія. – 2013. – Т. 49, № 6. – С. 4–11. – ISSN 0453-8307 (print). – ISSN 2409-6792 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.15673/0453-8307.6/2013.3267>.
4. Дорошенко А. В. Испарительные охладители газов и жидкостей прямого и непрямого типов со сниженным пределом охлаждения / А. В. Дорошенко, В. Х. Кириллов, А. Р. Антонова, К. В. Людницкий, В. В. Мелехин // Холодильная техника та технологія. – 2016. – Т. 52, № 4. – С. 21–35. – ISSN 0453-8307 (print). – ISSN 2409-6792 (on-line). – DOI: <https://doi.org/10.15673/ret.v52i4.271>.
5. Корбут В. П. Підвищення енергоефективності тепло утилізаційних апаратів випарного охолодження в системах кондиціонування повітря / В. П. Корбут, М. О. Ткачук // Енергоефективність в будівництві та архітектурі. – Київ: КНБА, 2013. – Вип. 4. – С. 150–154. – ISSN 2310-0516 (print).
6. Гусева Я. Э. Энергоэффективность в системах кондиционирования воздуха с применением испарительного охлаждения / Я. Э. Гусева, Н. А. Королева // Сантехника, отопление, кондиционирование. – 2018. – № 8(200). – С. 74–77. – ISSN 1682-3524 (print).
7. Боженко М. Ф. Системи опалення, вентиляції і кондиціонування повітря будівель [Електронний ресурс]: навч. посіб для студентів спец. 144 «Теплоенергетика» / М. Ф. Боженко. – Київ: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – 380 с. – URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/30248> (дата звернення: 10.09.2021).
8. Богословский В. Н. Внутренние санитарно-технические устройства : справ. проектировщика : в 3-х ч. Ч. 3. Вентиляция и кондиционирование воздуха. Кн. 1 / В. Н. Богословский, А. И. Пирумов, В. Н. Посохин и др. ; Под ред. Н. Н. Павлова и Ю. И. Шиллера. – 4-е изд., перераб. и доп. – Москва: Стройиздат, 1992. – 319 с. – ISBN 5-274-01155-1.
9. Боженко М. Ф. Энергобережения в теплоснабжении : навч. посіб. для студентів вищ. навч. закл., які навч. за напрямом «Теплоенергетика» / М. Ф. Боженко, В. П. Сало. – Київ: НТУУ «КПІ», 2008. – 268 с. – ISBN 978-966-622-266-7.

References (transliterated)

1. Boguslavskiy L. D., Livchak V. I., Titov V. P. et al. (1990), *Jenergoberezenie v sistemah teplosnabzhenija, ventiljacii i kondicionirovanija vozduha* [Energy saving in heat supply, ventilation and air conditioning systems] Boguslavskogo L. D. and Livchaka V. I. (Ed.), 620 p., Strojizdat, Moscow, ISBN 5-274-01052-0.
2. Gorin A. N. (2006), “Isparitel'nye ohladiteli neprjamoogo tipa [Indirect evaporative coolers]”, *Visnyk Doneck'ogo nacional'nogo universytetu. Serija A: Pryrodnychi nauky* [Bulletin of Donetsk National University. Series A: Natural sciences], vol. 1, pp. 222–229, ISSN 1817-2237.
3. Doroshenko A. V., Rzhesik K. A., Gordienko M. V. (2013), “Novye vozmozhnosti isparitel'nyh ohladitelej dlja jenergeticheskikh i holodil'nyh sistem [New Features of Evaporative Coolers for Power and Refrigeration Systems]”, *Holodyl'na tehnika ta tehnologija* [Refrigeration Engineering and Technology], vol. 49, no. 6, pp. 4–11, ISSN 0453-8307 (print), ISSN 2409-6792 (on-line), <https://doi.org/10.15673/0453-8307.6/2013.3267>.
4. Doroshenko A. V., Kirillov V. Kh., Antonova A. R., Lyudnitskij K. V., Melekhin V. V. (2016), “Isparitel'nye ohladiteli gazov i zhidkostej prjamoogo i neprjamoogo tipov so snizhennym predelom ohlazhdenija [Direct (Cooling Tower) and Indirect Types Gases and Liquids Evaporative Coolers with Lowered Cooling Limit]”, *Holodyl'na tehnika ta tehnologija* [Refrigeration Engineering and Technology], vol. 52, no. 4, pp. 21–35, ISSN 0453-8307 (print), ISSN 2409-6792 (on-line), <https://doi.org/10.15673/ret.v52i4.271>.
5. Korbut V. P., Tkachuk M. O. (2013), “Pidvyshhennja energoefektyvnosti teplo utylizacijnyh aparatyv vyparnogo oholozhennja v sistemah kondicionuvannja povitlja [Improving the energy efficiency of heat recovery evaporators in air conditioning systems]”, *Energoefektyvnist' v budivnytvi ta arhitekturi* [Energy-Efficiency in Civil Engineering and Architecture], no. 4, pp. 150–154. ISSN 2310-0516 (print).
6. Guseva YA. E., Koroleva N. A. (2018), “Jenergoeffektivnost' v sistemah kondicionirovanija vozduha s primeneniem isparitel'nogo ohlazhdenija [Energy efficiency in air conditioning systems using evaporative cooling]”, *Santehnika, otoplenie, kondicionirovanie* [Plumbing, Heating, Air-Conditioning], no. 8(200), pp. 74–77, ISSN 1682-3524 (print).
7. Bozhenko M. F. (2019), *Systemy opalennja, ventyljacii i kondicijuvannja povitlja budivel' [Heating, ventilation and air conditioning systems of buildings]*, National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, 380 p, Access mode: URL: <https://ela.kpi.ua/handle/123456789/30248> (accessed 10 September 2021).
8. Bogoslovsk'ij V. N., Pirumov A. I., Posohin V. N. (1992), *Vnutrennie sanitarno-tehnicheskie ustrojstva. Ch. 3. Ventiljacija i kondicionirovanie vozduha. Kn. 1* [Internal sanitary installations. Part 3. Ventilation and air conditioning. Vol. 1], Pavlova N. N. and Shillera Yu. I. (Ed.), 319 p., Strojizdat, Moscow, ISBN 5-274-01155-1.
9. Bozhenko M. F., Salo V. P. (2008), *Energobereshennja v teplopostachanni* [Energy saving in heat supply], National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kiev, 268 p., ISBN 978-966-622-266-7.

Надійшла (received) 08.10.2021

Відомості про авторів / Сведения об авторах / About the Authors

Боженко Михайло Федорович (Bozhenko Mykhail Fedorovich, Mykhaylo Bozhenko) – кандидат технічних наук, доцент; доцент кафедри теплоенергетики КПІ ім. Ігоря Сікорського; м. Київ; тел. 098-664-10-37; e-mail: bojenko41@gmail.com; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-2649-0901>.

Ізевська Тетяна Леонідівна (Izhevskaya Tatyana Leonidovna, Tatiana Izhevskaya) – магістрантка кафедри теплоенергетики КПІ ім. Ігоря Сікорського; м. Київ; тел. 093-995-21-42; e-mail: izhevskaytatiana@gmail.com.