

УДК 629.5.048.78(045)

DOI [https://doi.org/10.15589/znp2023.1\(490\).9](https://doi.org/10.15589/znp2023.1(490).9)**IMPROVEMENT OF THE HEAT-HUMIDITY PROCESS OF AIR COOLING
IN A COMFORTABLE AIR CONDITIONER****УДОСКОНАЛЕННЯ ТЕПЛО-ВОЛОГІСНОГО ПРОЦЕСУ ОХОЛОДЖЕННЯ
ПОВІТРЯ У КОМФОРТНОМУ КОНДИЦІОНЕРІ**

Georgiy K. Lavrenchenko¹
lavrenchenko.g.k@gmail.com
ORCID: 0000-0002-8239-7587

Oleksiy G. Slinko²
asg_37@ukr.net
ORCID: 0000-0002-5310-4335

Yuriy A. Ocheretianiy²
och2008@ukr.net
inna.ivanovska@nuos.edu.ua

Oleksiy V. Shamov²
nemio777@gmail.com
ORCID: 0000-0002-3176-835X

Dmitry V. Pindur²
boychart@i.ua
ORCID: 0000-0003-2783-7129

Г.К. Лавренченко¹,
докт. техн. наук, професор

О.Г. Слинько²,
канд. техн. наук, професор

Ю.О. Очеретяний²,
канд. техн. наук, доцент

О.В. Шамов²,
канд. техн. наук, доцент

Д.В. Піндюр²,
інженер

*Institute of Low Temperature Energy Technologies, Odessa¹
Odessa National Maritime University, Odessa²*

*ТОВ «Інститут низькотемпературних енерготехнологій», м. Одеса¹
Одеський національний морський університет, м. Одеса²*

Abstract. It is known that comfortable air conditioning on ships ensures the process of maintaining the set comfortable values of air parameters (most often temperature and humidity) in all living spaces, regardless of changes in environmental conditions and in the middle of the premises.

When the outside air temperature is lower than 10°C, the Heating, Ventilation, & Air Conditioning System (HVAC) should work in the heating mode, and when the temperature is higher than 23°C – in the cooling mode. In the temperature range from 10°C to 23°C – in ventilation mode.

Thus, air conditioning includes heat-moist treatment of air, ensuring its normal chemical composition, bringing air to physiological conditions (ozonation, ionization). Air parameters change more intensively in ship spaces than in shore spaces due to their small volume and high thermal conductivity of the enclosing surfaces. The microclimate of onboard spaces significantly affects the well-being of people who are constantly in them, so there is a need to maintain comfortable conditions in such spaces. This is ensured with the help of the ship's comfortable air conditioning system. These systems are able to maintain comfortable values of temperature, humidity and air mobility and provide the necessary air exchange. All HVAC systems have installations for preparing heat and coolant, and for heat-moist treatment of air and its supply to the premises (elements of the central air conditioner), air ducts; air distributors; control and management systems.

The warm-moist state of the cabin air is determined not only by the heat and moisture released by people, but also by heat inflows (heat losses) through the enclosure of the premises, depending on the external climatic conditions. The temperature and relative humidity of the air, the speed of its movement and the temperature of the enclosing surfaces affect a person's thermal sensation. Not every combination of these parameters provides comfortable conditions, each parameter can change only within limited limits. So, the relative humidity should be $50 \pm 10\%$, the air speed – 0.15 m / s (up to 0.5 m / s is allowed), the temperature difference between the air in the room and the surrounding

surfaces should not exceed $\pm 4^{\circ}\text{C}$. Usually the temperature difference cabin and supply air is equal to $5 \dots 10^{\circ}\text{C}$. With directed air flows, its temperature in the living area should not be lower than 22°C and differ from the average temperature in the room by no more than 5°C . At high outside air temperature ($34 \dots 40^{\circ}\text{C}$) the room temperature should be maintained at no lower than 27°C .

Accounting for such climatic characteristics as minimum and maximum temperatures and air humidity, on which the enthalpy depends, is necessary for the operation of the HVAC.

The main and most energy-consuming process among the set of heat-intensive air treatment processes during its comfortable air conditioning in the summer is the process of its cooling and drying, that is, the process of heat and mass exchange. The energy consumption for its implementation is much higher than the heat that penetrates into the air-conditioned rooms, and it also increases with the increase in temperature and humidity of the surrounding air.

The paper proposes a method of reducing energy consumption in this process by regenerative cooling of a portion of the outside fresh air that is included in the supply air of air-conditioned premises, by using a mixing heat exchanger of fresh and recirculating air. there is a low probability of its contamination with microbes and contamination with unpleasant odors. Depending on the degree of regeneration (kr), it is possible to significantly reduce the cooling demand of the air conditioner and, accordingly, the capacity of the refrigerating machine that serves the air conditioner: at $kr=0.6$, its theoretical capacity is reduced by 87%, and at $kr=0.8$ – by 2, 7 times.

Key words: thermal and moisture treatment of air; comfortable air conditioning; recirculation; thermal calculation; enthalpy.

Анотація. Відомо, що комфортне кондиціонування повітря на судах забезпечує процес підтримання у всіх житлових приміщеннях заданих комфортних значень параметрів повітря (найчастіше температури і вологості) незалежно від зміни умов навколишнього середовища та в середині приміщень.

При температурі зовнішнього повітря нижче ніж 10°C ССККП повинна працювати у режимі обігріву, а при температурі вище 23°C – у режимі охолодження. В інтервалі температур від 10°C до 23°C – у режимі вентиляції. Таким чином кондиціонування включає тепло вологу обробку повітря, забезпечення його нормального хімічного складу, доведення повітря до фізіологічних кондицій (озонування, іонізацію). У суднових приміщеннях параметри повітря змінюються інтенсивніше, ніж у берегових, у зв'язку з їх малим обсягом і високою теплопровідністю огорожувальних поверхонь. Мікроклімат внутрішньосуднових приміщень суттєво впливає на самопочуття людей, що постійно знаходяться в них, тому існує необхідність у підтримці комфортних умов в таких приміщеннях. Це забезпечується за допомогою судової системи комфортного кондиціонування повітря (ССККП). Ці системи здатні підтримувати комфортні значення температури, вологості і рухливості повітря і забезпечують необхідний повітрообмін. Усі ССККП мають установки для приготування тепло і холодоносія, та для тепло вологої обробки повітря і його подачі в приміщення (елементи центрального кондиціонера), повітроводи; розподільників повітря; системи контролю та управління.

Тепло-вологий стан каютного повітря визначається не тільки тепло і волого виділеннями людей, а й теплопритоками (тепловтратами) через огороження приміщень, залежними від зовнішніх кліматичних умов. На тепловідчуття людини впливають температура і відносна вологість повітря, швидкість його руху і температура огорожувальних поверхонь. Чи не будь-яке поєднання цих параметрів забезпечує комфортні умови, кожен параметр може змінюватися тільки в обмежених межах. Так, відносна вологість повинна бути $50 \pm 10\%$, швидкість повітря – $0,15 \text{ м/с}$ (допускається до $0,5 \text{ м/с}$), різниця температур повітря в приміщенні і огорожувальних поверхонь не повинна перевищувати $\pm 4^{\circ}\text{C}$. Зазвичай різниця температур каютного і припливного повітря дорівнює $5 \dots 10^{\circ}\text{C}$. При спрямованих потоках повітря його температура в зоні проживання повинна бути не нижче 22°C і відрізнятися від середньої температури в приміщенні не більше ніж на 5°C . При високій температурі зовнішнього повітря ($34 \dots 40^{\circ}\text{C}$) слід підтримувати в приміщенні температуру не нижче 27°C .

Облік таких кліматичних характеристик, як мінімальні і максимальні температури і вологість повітря, від яких залежить ентальпія, є необхідним для роботи ССККП.

Головним і найбільш енергозатратним серед сукупності процесів теплової обробки повітря при його комфортному кондиціонуванні в літньому режимі є процес його охолодження і сушіння, тобто процес тепло-масообміну. Енергозатрати на його здійснення значно більші теплоти, що проникає в кондиціонуємі приміщення, в разі, до того ж вона збільшуються з підвищенням температури і вологості оточуючого повітря.

В роботі пропонується спосіб зменшення енергозатратності в цьому процесі шляхом регенеративного охолодження частки зовнішнього свіжого повітря, яка входить до складу припливного повітря кондиціонуємих приміщень, шляхом застосування змішуючого теплообмінника свіжого та рециркуляційного повітря. Такий спосіб тепло- масообміну придатний при обмеженій контролюємій кількості споживачів припливного повітря конди-

ціонера, коли мала ймовірність його зараження мікробами і забруднення неприємними запахами. В залежності від ступеня регенерації (k_p) вдається суттєво зменшити холодопотребність кондиціонера і, відповідно, потужність холодильної машини, яка обслуговує кондиціонер: при $k_p=0,6$ її теоретична потужність зменшується на 87%, а при $k_p=0,8$ – в 2,7 рази.

Ключові слова: тепловологісна обробка повітря; комфорте кондиціонування; рециркуляція; тепловий розрахунок; ентальпія.

ПОСТАНОВКА ЗАВДАННЯ

Процес комфортного кондиціонування повітря у зв'язку з Всесвітнім потеплінням перетворюється із статті розкішу в статтю жорсткої необхідності і не тільки в урбаністичних містах держав Африки, але і повсемірно в цивілізованих державах Європи і Америки. Широке використання процесу кондиціонування, не тільки комфортного, але й технологічного, стримується неймовірно великою потужністю холодильної машини. Це обумовлюється великою теплою, затрачуваною на охолодження і осушення повітря, яка має місце в процесі тепло-масообміну, що здійснюється в повітроохолоджувачах, тобто в випарниках холодильної машини. Цю теплоту можна зменшити шляхом регенеративного теплообміну між часткою свіжого повітря припливного повітря, що подається в кондиціонуємі приміщення і часткою холодного повітря кондиціонуємого приміщення, яка замінюється свіжим

АНАЛІЗ ОСТАННІХ ДОСЛІДЖЕНЬ І ПУБЛІКАЦІЙ

Процес регенеративного теплообміну можна здійснювати двома: за допомогою простого змішуючого апарату, або рекуперативного. Перший спосіб придатний при обмеженій контролюємі кількості споживачів припливного повітря кондиціонера, коли мала ймовірність його зараження вірусами і мікробами та забруднення неприємними запахами. Регенеративний теплообмін між цими потоками повітря за допомогою рекуперативного теплообмінника необхідно здійснювати при великій не контролюємі кількості споживачів (готелі, ресторани, пасажирські судна, тощо). В цій роботі досліджується перший спосіб регенеративного тепло-масообміну між потоками свіжого і рециркуляційного повітря.

Для конкретики розглядається варіант комфортного кондиціонування групи приміщень (кают) вантажного судна з обмеженим складом команди (10...20 чоловік).

Виконаємо тепловий розрахунок одноканальної прямоточно-рециркуляційної середньонапорної суднової системи комфортного кондиціонування повітря (ССККП) з випускними розподільниками повітря. Параметри зовнішнього повітря: $t_{\text{зп}} = 35^\circ\text{C}$, $\phi_{\text{зп}} = 70\%$, температура заборотної води $t_{\text{зв}} = 30^\circ\text{C}$. У кондиціонуємих приміщеннях підтримується температура повітря $t_{\text{п}} = 24^\circ\text{C}$ при відносній вологості $\phi_{\text{п}} = 60\%$. Коефіцієнт

рециркуляції $k_p = 0,6$. Теплоприпливи в кондиціонуємі приміщення $Q_{\text{п}} = 20$ кВт. Ухил процесу тепло-вологоасиміляції $\varepsilon_{\text{п}} = 30 \cdot 10^3$ кДж/(кг вологи)

МЕТА ДОСЛІДЖЕННЯ

Мета дослідження полягає у досліді залежності теоретичної холодопотребності центрального кондиціонера від коефіцієнта рециркуляції тобто, якщо перейти: а) на граничну 80% рециркуляцію, б) на прямоточну систему кондиціонування.

ОСНОВНИЙ МАТЕРІАЛ

Розглянемо параметри, величини яких можна отримати на основі прямих вимірів, виконаних під час експлуатації насоса.

Розрахунок можна виконати двома способами: графічно за допомогою діаграми H, d , або аналітично (за допомогою машинної програми для персонального комп'ютера) з використанням залежностей

$$H = (1 + 1,89 \cdot d) \cdot t + 2500 \cdot d \quad (1)$$

$$d = 0,622 \frac{p_n}{p_6 - p_n} = 0,622 \frac{\phi \cdot p_s}{p_6 - \phi \cdot p_s} \quad (2)$$

де H – ентальпія вологого повітря, кДж/(кг сухого повітря), далі кДж/(кг с.п.);

d – вологовміст, (кг вологи)/(кг сухого повітря), далі (кг вол.)/(кг с. п.);

$p_{\text{п}}$ – парціальний тиск водяної пари, бар (МПа);

p_6 – атмосферний (барометричний) тиск повітря, бар (МПа); звичайно приймається рівним 1 бар,

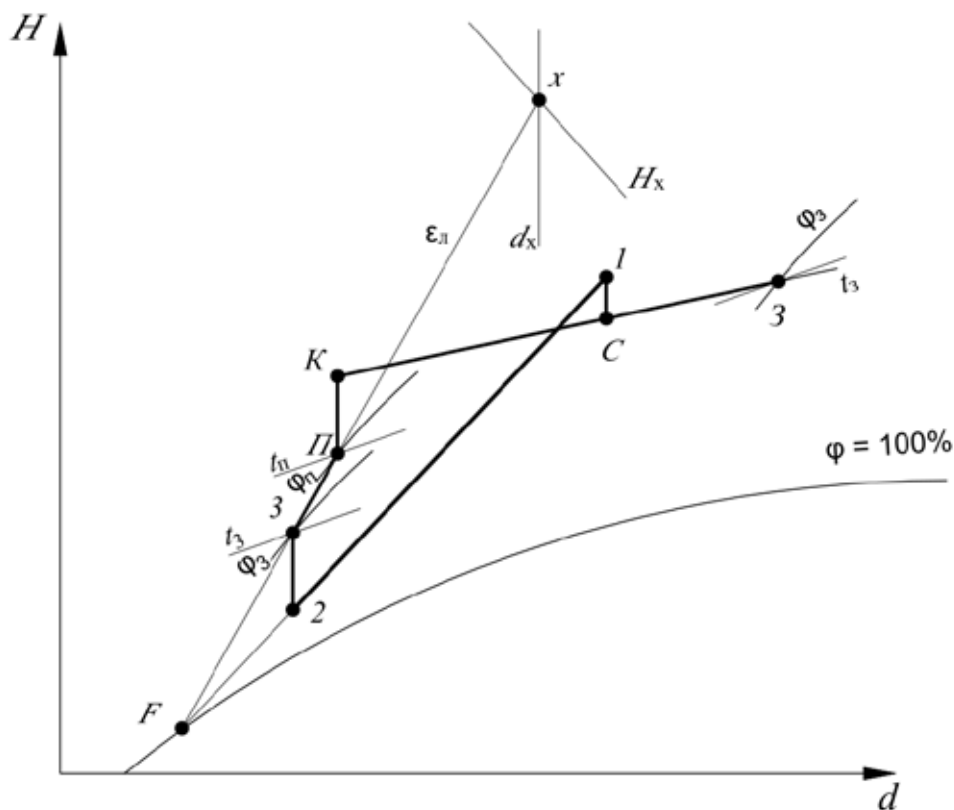
ϕ – відносна вологість повітря, $\phi = p_{\text{п}}/p_s$,

p_s – тиск насиченої пари при температурі вологого повітря.

При виконанні завдання будемо розглядати обидва алгоритми її виконання (в учбових цілях), а записувати результати аналітичного (машинного) способу, як значно точніші. На рис. 1 в діаграмі H, d зображена сукупність процесів тепловологісної обробки повітря в літньому режимі кондиціонування в заданій ССККП.

1. Розраховуємо ентальпію і паровміст зовнішнього повітря в точці 3, використовуючи співвідношення (1) і (2), а при використанні діаграми H, d визначаємо ці ж параметри повітря на перетині ізотерми $t_{\text{зп}} = 35^\circ\text{C}$ і ізопіти (лінії сталої відносної вологості повітря) $\phi_{\text{зп}} = 70\%$.

$$H_{\text{зп}} = 100,5 \text{ кДж/(кг с.п.)}, d_{\text{зп}} = 25,52 \text{ (г.вол.)/(кг с.п.)}.$$



5. Для ідентифікації на діаграмі H, d процесу тепловологоасиміляції (ухилу процесу) через точку **П** слід провести пряму із заданим значенням ухилу процесу $\varepsilon_d = 30 \cdot 10^3$ кДж/(кг вол.). Для цього задаємося навмання значенням $\Delta d_x = 1$ (г вол.)/(кг с.п.) (чим прийняте Δd_x більше, тим точніше побудова, але точка **X** може опинитись за межами діаграми).

Тоді

$$\Delta H_x = \varepsilon \Delta d_x = 30 \cdot 10^3 \cdot 1 \cdot 10^{-3} = 30 \text{ кДж/(кг с.п.)}$$

Розраховуємо параметри допоміжної точки **X**

$$H_x = H_n + \Delta H_x = 52,9 + 30 = 82,9 \text{ кДж/кг с.п.}$$

$$d_x = d_n + \Delta d_x = 11,35 + 1 = 12,35 \text{ (г вол.)/(кг с.п.)}$$

На перетині ліній $H_x = idem$ і $d_x = idem$ визначаємо точку **X**. Через точки **X** та **П** проводимо пряму **X-П** до перетину з $\varphi = 100\%$ в точці **F**.

При аналітичному розв'язанні задачі використовуємо вираз для ухилу процесу тепловологоасиміляції

$$\varepsilon_d = \frac{H_P - H_F}{d_P - d_F} \quad (3)$$

Методом ітерації (наприклад, метод половинного ділення) при фіксованому значенні $\varphi_F = 100\%$ визначаємо основні параметри насиченого повітря в точці **F** при заданих умовах кондиціювання:

$t_F = 15,32^\circ\text{C}$, $H_F = 43,2$ кДж/(кг с.п.) і $d_F = 11,02$ (г вол.)/(кг с.п.)

6. Для визначення параметрів припливного повітря, що подається в кондиціонуємі приміщення задаємося температурою припливного повітря. Оскільки в умовах завдання сказано, що використовується простий випускний розподільник повітря, то приймаємо температуру припливного повітря на 6°C нижче температури повітря в приміщеннях, тобто 18°C . На перетині ізотерми 18°C з лінією ухилу процесу тепловологоасиміляції (лінія **X-F**) визначаємо положення точки **З** і її параметри, які відповідають параметрам припливного повітря в кондиціонуємі приміщення.

При аналітичному розв'язанні задачі (при виконанні комп'ютерної програми) розраховуємо коефіцієнт пропорційності

$$k = \frac{t_P - t_3}{t_P - t_F},$$

після чого визначаємо вологовміст і ентальпію припливного повітря із співвідношень:

$$H_3 = H_P - k_{np}(H_P - H_F); \quad d_3 = d_P - k_{np}(d_P - d_F)$$

Відносну вологість припливного повітря в точці **З** визначаємо із співвідношення

$$\phi_3 = \frac{d_3 \cdot p_s}{(0,622 + d_3) \cdot p_{s,3}}$$

Отже, розраховані параметри припливного повітря в кондиціонуємі приміщення дорівнюють:

$$t_3 = 18,55^\circ\text{C}, \quad \phi_3 = 82,35\%, \quad H_3 = 46,8 \text{ кДж/кг с.п.}$$

$$i d_3 = 11,12 \text{ г вол./(кг с.п.)}$$

З точки **З** проводимо вертикальну лінію до перетину з прямою **I-F** у точці **2**, тим самим визначаємо параметри припливного повітря на виході із повітроохолоджувача:

$$H_2 = 43,75 \text{ кДж/(кг с.п.)}, \quad d_2 = 11,12 \text{ г вол./(кг с.п.) і } \varphi_2 = 99,15\%.$$

Процес **2-3** – нагрівання припливного повітря в повітропроводах на шляху від центрального кондиціонера до кондиціонуємих приміщень – в нашому випадку становить $\Delta t_{нт} = 2,22^\circ\text{C}$.

Отже, цикл тепловологісної обробки повітря в центральній прямоточно-рециркуляційній середньонапорній ССККП з випускними розподільниками повітря побудований і розрахований. Тепер розраховуємо процеси, в яких має місце тепловологоасиміляція, тобто виконаємо тепловологістний розрахунок заданої ССККП:

– визначаємо кількість припливного повітря, яке необхідно подавати в кондиціонуємі приміщення для тепловологоасиміляції з його повітря

$$M_{пр} = Q_{пр} / (H_P - H_3) = 20 / (52,9 - 46,21) = 2,99 \text{ кг/с.} \quad (1)$$

– необхідна холодопотребність кондиціонера, тобто холодопродуктивність холодильної машини, яка обслуговує задану ССККП:

$$Q_o = M_{пр}(H_1 - H_2) = 2,99 \cdot (75,19 - 43,62) = 94,39 \text{ кВт.}$$

– кількість вологи (пари) на годину, що конденсується при охолодженні припливного повітря в повітроохолоджувачі:

$$M_{вод} = M_{пр}(d_1 - d_2) \cdot 3600 = 2,99 \cdot (17,01 - 11,12) \cdot 3600 = 63,40 \text{ кг/г}$$

Для можливості дослідження залежності теоретичної потужності кондиціонера від коефіцієнта рециркуляції результати, як вище розрахованого варіанту для $k_p = 0,6$, так і для варіантів $k_p = 0,8$ (гранична рециркуляція при літньому режимі кондиціювання) і $k_p = 0,0$ (прямоточний режим кондиціювання), виконуємо аналогічно, а результати зводимо у відповідні таблиці.

ОБГОВОРЕННЯ ОТРИМАНИХ РЕЗУЛЬТАТІВ

Отже, при збільшенні коефіцієнта рециркуляції повітря холодо-

потребність кондиціонера зменшується, але при цьому погіршується санітарна якість (хімічний склад) припливного повітря, що подається в кондиціонуємі приміщення (каюти).

Розраховуємо потужність холодильної машини, яка обслуговує кондиціонер

1. Визначаємо температуру конденсації пари холодоагенту:

Таблиця 1. Порівняння параметрів повітря в характерних точках сукупності процесів кондиціонування в досліджуемій ССККП в залежності від коефіцієнта рециркуляції

Точки	Коефіцієнт рециркуляції											
	$k_p=0,6$				$k_p=0,8$				$k_p=0,0$			
	$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$d, \text{г}$	$H, \text{кДж/(кг с.п.)}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$d, \text{г}$	$H, \text{кДж/(кг с.п.)}$	$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$d, \text{г}$	$H, \text{кДж/(кг с.п.)}$
П	24,0	60,0	11,35	52,9	24,0	60,0	11,35	52,9	24,0	60,0	11,35	52,9
З	35,0	70,0	25,52	100,5	35,0	70,0	25,52	100,5	35,0	70,0	25,52	100,5
К	26,0	53,26	11,35	54,9	26,0	53,26	11,35	54,9	26,0	53,26	11,35	54,9
С	29,6	63,83	17,01	73,19	27,8	63,83	14,18	64,07	35,0	70,0	25,52	100,05
1	31,6	57,17	17,01	75,19	29,8	59,64	14,18	66,08	37,0	62,73	25,52	102,64
F	15,32	100,0	11,02	43,22	15,32	100,0	11,02	43,22	15,32	100,0	11,02	43,22
2	15,43	99,15	11,12	43,62	15,78	97,97	11,12	43,94	15,47	99,93	11,12	43,62
3	18,0	85,09	11,12	46,21	18,0	85,09	11,12	46,21	18,0	85,09	11,12	46,21

Таблиця 2. Порівняння параметрів повітря в характерних точках сукупності процесів кондиціонування в досліджуемій ССККП в залежності від коефіцієнта рециркуляції

точки	k_p	$t, ^\circ\text{C}$	$\phi, \%$	$D, \text{г вол.}/(\text{кг с.п.})$	$H, \text{кДж}/(\text{кг с.п.})$
П	0,0	24,0	60,0	11,35	52,9
	0,6				
	0,8				
З	0,0	35,0	70,0	25,52	100,5
	0,6				
	0,8				
К	0,0	26,0	53,26	11,35	11,35
	0,6				
	0,8				
С	0,0	35,0	70,0	25,52	100,5
	0,6	29,6	63,83	17,01	73,19
	0,8	27,8	59,64	14,18	64,07
1	0,0	37,0	62,73	25,52	102,64
	0,6	31,6	57,17	17,01	75,19
	0,8	29,8	59,64	14,18	66,08
F	0,0	15,32	100,0	11,02	43,22
	0,6				
	0,8				
3	0,0	18,0	85,08	11,12	46,21
	0,6				
	0,8				
2	0,0	15,47	99,93	11,12	43,62
	0,6	15,59	99,15		43,75
	0,8	15,78	97,97		43,94

$$t_k = t_{\text{зп}} + \Delta t_k = 35^\circ\text{C} + (5 \dots 8)^\circ\text{C} = 43^\circ\text{C}.$$

2. Визначаємо температуру кипіння холодоагенту:

$$t_{\text{кип}} = t_F - (10 \dots 12)^\circ\text{C} = 15,32 - 10,32 = 5^\circ\text{C},$$

де t_F – температура поверхні охолоджувача повітря (в нашому випадку температура повітря в точці F).

Примітка: Приймаємо безпосередню систему охолодження повітря в повітроохолоджувачі (випарнику), хоча Регістром така система охолодження в кондиціонерах забороняється.

3. В якості холодоагенту вибираємо фреон R32. За цими температурами, використовуючи програму REFPROB [1], визначаємо:

– тиск конденсації холодоагенту

$$p_k = f(t_k) = 2,66 \text{ МПа};$$

– тиск кипіння (випаровування) холодоагенту

$$p_{\text{кип}} = f(t_{\text{кип}}) = 0,95 \text{ МПа}.$$

Розраховуємо відношення тисків конденсації та випаровування холодоагенту $\pi = p_k / p_{\text{кип}} = 2,66 / 0,95 = 2,8$. Оскільки розраховане $\pi < 8$, використовуємо просту

одноступеневу холодильну установку з безпосередньою системою охолодження повітря в повітроохолоджувачі, термодинамічний цикл якої наводиться на рис. 2.

Термодинамічні властивості холодоагенту в точці 1 визначаємо по температурі кипіння $t_i=5^\circ\text{C}$, використовуючи вказану програму:

$$h_1 = 516,11 \text{ кДж/кг}, s_1 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}, \\ v_1 = 0,03862 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Термодинамічні властивості холодоагенту в точці 2 визначаємо за допомогою тієї ж програми за умови $s_2 = s_1 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$ і $p_2 = p_k = f(t_k) = 2,6647 \text{ МПа}$. Точка 2 знаходиться в області перегрітої пари на перетині ізобари $p_2 = 2,66 \text{ МПа}$ та ізентропи $s_2 = 2,1363 \text{ кДж/(кг}\cdot\text{K)}$. Ентальпія перегрітої пари в цій точці $h_2 = 557,17 \text{ кДж/кг}$. Ентальпія в точці 4, що знаходиться в стані насиченої рідини, розраховуємо за умови $p_4 = 2,66 \text{ МПа}$ $h_4 = 281,92 \text{ кДж/кг}$.

Тоді теоретичний холодильний коефіцієнт:

$$\varepsilon = q_0/l_{\text{цикл}} = (h_1 - h_5)/(h_2 - h_1) = \\ = (516,11 - 281,92)/(557,17 - 516,11) = 5,70,$$

так як $h_5 = h_4 = 281,98 \text{ кДж/кг}$.

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер при $\kappa_p=0,6$:

$$N_T = M_{\text{ха}} (h_2 - h_1) = 0,4032 \cdot (557,17 - 516,11) = 16,56 \text{ кВт},$$

де $M_{\text{ха}}$ – масова витрата холодоагенту через елементи холодильної машини

$$M_{\text{ха}} = Q_0/q_0 = 94,39/234,13 = 0,4032 \text{ кг/с},$$

де $q_0 = (h_1 - h_5) = (516,11 - 281,98) = 234,13 \text{ кДж/кг}$ – питома масова холодопродуктивність холодильного циклу.

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер при $\kappa_p=0,8$. В цьому режимі роботи ССККП змінюється теоретична потужність холодильної установки, оскільки змінилась відповідна холодопродуктивність кондиціонеру, тоді масова витрата холодоагенту через компресор

$$M_{\text{ха}} = Q_0/q_0 = 66,14/234,13 = 0,2825 \text{ кг/с}.$$

Тоді теоретична потужність холодильної установки

$$N_T = M_{\text{ха}} l_{\text{цикл}} (h_2 - h_1) = 0,2825 \cdot 41,06 = 11,60 \text{ кВт},$$

де $l_{\text{цикл}} = (h_2 - h_1) = (557,17 - 516,11) = 41,06 \text{ кДж/кг}$ – питома робота компресора.

Теоретична потужність холодильної установки, яка обслуговує кондиціонер в режимі $\kappa_p=0$.

В цьому прямоточному режимі роботи ССККП також змінюється теоретична потужність холодильної установки, оскільки змінилась відповідна холодопродуктивність кондиціонеру, тоді масова витрата холодоагенту через її елементи

$$M_{\text{ха}} = Q_0/q_0 = 176,28/234,13 = 0,7529 \text{ кг/с}.$$

Тоді теоретична потужність холодильної установки

$$N_T = M_{\text{ха}} l_{\text{цикл}} = 0,7529 \cdot 41,06 = 30,91 \text{ кВт}.$$

Для можливості (облегшення) аналізу розрахованих даних про залежність теоретичної потужності холодильної установки від режиму роботи ССККП, зводимо їх в табл. 3.

Тепер із аналізу табличних даних видно, що теоретична потужність холодильної машини при прямоточному режимі роботи ССККП більше теоретичної потужності при граничній рециркуляції повітря ($\kappa_p=0,8$) в 2,7 рази.

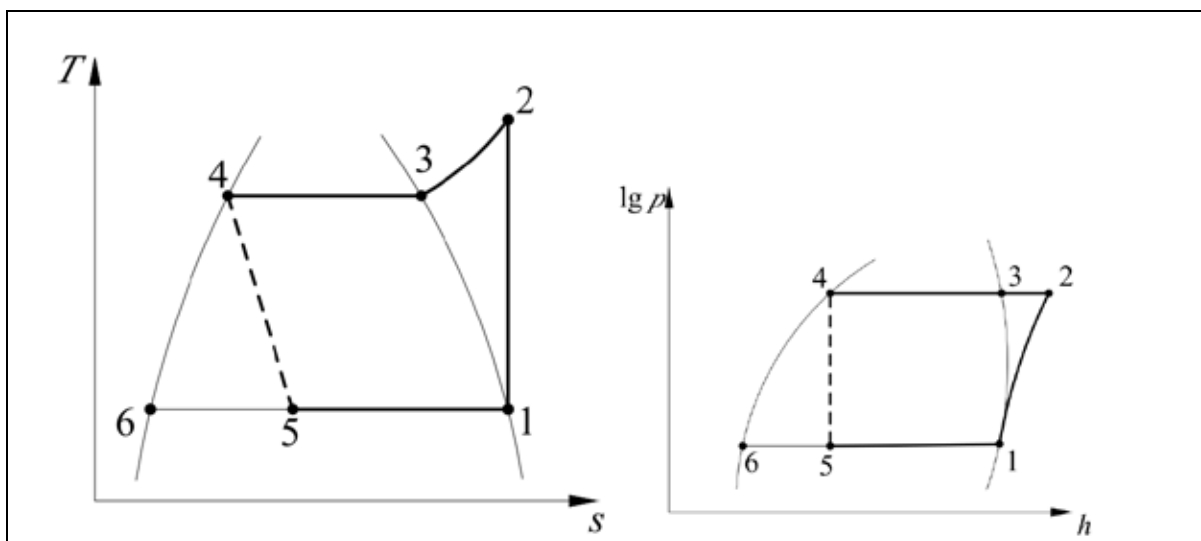


Рис. 2. Термодинамічний цикл простої холодильної установки, використовуємої в досліджуємії ССККП

Таблиця 3. Порівняння теплоенергетичних характеристик кондиціонера в досліджуємії ССККП в залежності від коефіцієнта рециркуляції

Коефіцієнт рециркуляції, k_p	$M_{\text{пов}}$ кг/с	$M_{\text{води}}$ кг/г	Q_0 , кВт	N , кВт
0,0	2,99	154,78	176,28	30,91
0,6		63,40	94,39	16,56
0,8		32,88	66,14	11,60

ВИСНОВКИ

Таким чином, перехід ССККВ на 80% рециркуляцію (граничну при літньому режимі кондиціювання) призводить до зменшення теоретичної холодопотребы кондиціонера в 2,7 рази в порівнянні з прямоточним режимом кондиціювання, але при цьому погіршу-

ється санітарна якість (хімічний склад) припливного повітря, що подається в кондиціонуємі приміщення.

Відповідно при прямоточному режимі кондиціювання, підвищується теоретична потужність холодильної установки, обслуговуючої ССККП (див. табл. 3).

REFERENCES

- [1] V.O. Zahoruyko, O.A. Golykov. Ship refrigerating equipment. Kyiv: Naukova dumka, 2002. 575 p. [in Russian].
- [2] Refrigeration machines / A.V. Baranenko, N.N. Bukharin, V.I. Pekarev and others; under the municipality ed. L.S. Timofeevsky. St. Petersburg: Polytechnic, 1997. 992 p. [in Russian].
- [3] Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. REFPROP, Version 8.0. Gaithersburg, 2007. 51 p. [in English].
- [4] Zakharov Yu.V. "Ship air conditioning installations and refrigerating machines". Shipbuilding, St. Petersburg, 1994. 504 p.). [in Russian].
- [5] V.A. Zagoruyko, A.A. Golykov. Ship refrigerating equipment. Kyiv. Scientific thought, 2000, 608p. [in Russian].
- [6] Shvetsov H.M., Ladin N.B. Ship refrigeration units. Textbook for universities. M.: Transport, 1986, 232 p. [in Russian].
- [7] Lalaev H.G. Ship refrigeration units and conditioning systems. M.: Transport, 1981, 248 p. [in Russian].
- [8] Yu.F. Nesterov Ship refrigeration units and air conditioning systems. M.: Transport, 1991, 232 p. [in Russian].

СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

- [1] Загоруйко В.О., Голиков О.А. (2002). Суднова холодильна техніка. Київ: Наукова думка. 575 с.
- [2] Холодильные машины / А.В. Бараненко, Н.Н. Бухарин, В.И. Пекарев и др.; под общ. ред. Л.С. Тимофеевского. СПб.: Политехника, 1997. 992 с.
- [3] Lemmon E.W., Huber M.L., McLinden M.O. (2007). NIST Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties — REFPROP, Version 8.0. Gaithersburg. 51 p.
- [4] Захаров Ю.В. (1994). Судовые установки кондиционирования воздуха и холодильные машины. Судостроение, С-Петербург, 1994. 504 с.
- [5] Загоруйко В.А., Голиков А.А. (2000). Судовая холодильная техника. Киев. Научная мысль. 608 с.
- [6] Швецов Г.М., Ладин Н.Б. (1986). Судовые холодильные установки. Учебник для вузов. М.: Транспорт. 1986. 232 с.
- [7] Лалаев Г.Г. (1981). Судовые холодильные установки и системы кондиционирования. М.: Транспорт. 248 с.
- [8] Нестеров Ю.Ф. (1991). Судовые холодильные установки и системы кондиционирования воздуха. М.: Транспорт. 232 с.

© Г. К. Лавренченко, О. Г. Слинько, Ю. О. Очеретяний, О. В. Шамов, Д. В. Піндюк
Дата надходження статті до редакції: 20.03.2023
Дата затвердження статті до друку: 30.03.2023