

УДК 628.87

DOI: 10.30838/J.PMNTM.2413.290920.35.667

ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ДЛЯ ОЦІНЮВАННЯ РОБОТИ УСТАНОВКИ ІЗ ВИКОРИСТАННЯМ ВТОРИННОЇ ТЕПЛОТИ

ЛЯХОВЕЦЬКА-ТОКАРЄВА М. М.¹, канд. техн. наук, доц.,
АДЕГОВ О. В.^{2*}, канд. техн. наук, доц.

¹ Кафедра опалення, вентиляції, кондиціонування та теплогазопостачання, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського, 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ventilation@pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0002-0338-4930

^{2*} Кафедра опалення, вентиляції, кондиціонування та теплогазопостачання, Державний вищий навчальний заклад «Придніпровська державна академія будівництва та архітектури», вул. Чернишевського, 24-а, 49600, Дніпро, Україна, тел. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ventilation@pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-8837-4936

Анотація. Постановка проблеми. Якщо за різного стану атмосферних умов повинні братися до уваги не тільки температура, а і якість атмосфери, потрібно враховувати також як припливну вентиляцію, так і витяжну. Прості системи часто працюють як припливні або витяжні установки. При цьому в приміщення подається тільки припливне повітря, а зворотне проходить через стики за наявності герметичності або повітря відсмоктується з приміщення, а необхідне вирівнювання тиску відбувається через потоки повітря, що надходять зовні в приміщення через стіни. Для того, щоб за контрольованої припливної та витяжної вентиляції використовувати систему вторинного використання теплоти, необхідно змонтувати як витяжну установку, так і припливну. Особливо сприятливе поєднання припливного і витяжного колекторів, у цьому випадку можна уникнути проміжного холодоносія для подачі теплоти з витяжного повітря в припливне. Кожен процес вторинного використання теплоти характеризується тим, що тепло надходить із витяжного і подається в припливне повітря. **Мета роботи** – визначення коефіцієнта (показника) вторинної теплоти, який допускає порівняння різних систем вторинного використання теплоти, якщо масові потоки змінні, а зовнішня потреба енергії мала. Надалі повинен бути введений новий показник вторинної теплоти при постійних масових потоках і малої зовнішньої потреби енергії на вже діючі визначення. **Висновок.** Для спрощеного поділу двох можливих варіантів для визначення показника вторинної теплоти слід враховувати повітряний потік, що відноситься до тепловіддавальної сторони, як потенціал зворотної теплоти, а теплоприймальної сторони – потенціал припливної теплоти. Як широке поняття обох форм слід застосовувати поняття коефіцієнта вторинного використання теплоти.

Ключові слова: вентиляція; коефіцієнт; вторинна теплота; витяжне повітря; припливне повітря; кондиціонування; температура; припливні установки; витяжні установки

ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА ДЛЯ ОЦЕНКИ РАБОТЫ УСТАНОВКИ С ИСПОЛЬЗОВАНИЕМ ВТОРИЧНОЙ ТЕПЛОТЫ

ЛЯХОВЕЦКАЯ-ТОКАРЕВА М. М.¹, канд. техн. наук,
АДЕГОВ А. В.^{2*}, канд. техн. наук, доц.

¹ Кафедра отопления, вентиляции, кондиционирования и теплогазоснабжения, Государственное высшее учебное заведение «Приднiproвская государственная академия строительства и архитектуры», ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепро, Украина, тел. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ventilation@pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0002-0338-4930

^{2*} Кафедра отопления, вентиляции, кондиционирования и теплогазоснабжения, Государственное высшее учебное заведение «Приднiproвская государственная академия строительства и архитектуры», ул. Чернышевского, 24-а, 49600, Днепро, Украина, тел. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ventilation@pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-8837-4936

Аннотация. Постановка проблемы. Если при разном состоянии атмосферных условий должны приниматься во внимание не только температура, но и качество атмосферы, нужно учитывать также как приточную вентиляцию, так и вытяжную. Простые системы часто работают как приточные или вытяжные установки. При этом в помещение подается только приточный воздух, а обратный проходит через стики при наличии герметичности или отсасывается из помещения, а необходимое выравнивание давления происходит через потоки воздуха, поступающие снаружи в помещение через стены. Для того, чтобы при контролируемой

приточной и вытяжной вентиляции использовать систему вторичного использования теплоты, необходимо смонтировать как вытяжную установку, так и приточную. Особенно благоприятно сочетание приточного и вытяжного коллекторов, в этом случае можно избежать промежуточного хладоносителя для подачи теплоты из вытяжного воздуха в приточный. Каждый процесс вторичного использования теплоты характеризуется тем, что тепло поступает из вытяжного воздуха и подается в приточный воздух. **Цель работы** – определение коэффициента (показателя) вторичной теплоты, который допускает сравнение различных систем вторичного использования теплоты, если массовые потоки переменные, а внешняя потребность энергии мала. В дальнейшем должен быть введен новый показатель вторичной теплоты при постоянных массовых потоках и малой внешней потребности энергии на уже действующие определения. **Вывод.** Для упрощенного разделения двух возможных вариантов для определения показателя вторичной теплоты необходимо учитывать воздушный поток, относящийся к теплоотдающей стороне как потенциал обратной теплоты, а теплопринимающей стороне – потенциал приточной теплоты. Как широкое понятие обеих форм должно применяться понятие коэффициента вторичного использования теплоты.

Ключевые слова: вентиляция; коэффициент; вторичная теплота; вытяжной воздух; приточный воздух; кондиционирование; температура; приточные установки; вытяжные установки

DETERMINATION OF THE COEFFICIENT FOR EVALUATING THE OPERATION OF THE INSTALLATION USING SECONDARY HEAT

LYACHOVETSKA-TOKAREVA M.M.¹, *Cand. Sc. (Tech.)*,
ADEGOV A.V.^{2*}, *Cand. Sc. (Tech.), Assoc. Prof.*

¹ Department of Heating, Ventilation, Air Conditioning and Heat and Gas Supply, State Higher Education Institution “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture”, 24-a, Chernyshevskoho St., 49600, Dnipro, Ukraine, tel. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ventilation@pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0002-0338-4930

^{2*} Department of Heating, Ventilation, Air Conditioning and Heat and Gas Supply, State Higher Education Institution “Prydniprovsk State Academy of Civil Engineering and Architecture”, 24-a, Chernyshevskoho St., 49600, Dnipro, tel. +38 (0562) 47-16-00, e-mail: ventilation@pgasa.dp.ua, ORCID ID: 0000-0001-8837-4936

Abstract. Raising of problem. If in different atmospheric conditions not only the temperature of the atmosphere but also the quality of the atmosphere must be taken into account, then both supply and exhaust ventilation must be taken into account. Simple systems often work as supply or exhaust systems. In this case, only supply air is given in the room, and return air passes through the joints in the presence of tightness or air is sucked out of the room, and the necessary pressure equalization occurs through air flows coming from outside the room through the walls. In order to use the system of secondary use of heat at the controlled supply and exhaust ventilation, it is necessary to mount both the exhaust installation and supply one. Particularly favorable is the combination of supply and exhaust manifolds, in which case you can avoid the intermediate coolant to supply heat from the exhaust air to the supply one. Each process of secondary use of heat is characterized by the fact that the heat comes from the exhaust air and is supplied to the supply air. **Purpose.** The purpose of this work is to determine the coefficient (indicator) of secondary heat, which allows the comparison of different systems of secondary heat use, if the mass flows are variable and the external energy demand is small. In the future, a new indicator of secondary heat should be introduced at constant mass flows and low external energy demand for existing definitions. **Conclusion.** To simplify the separation of the two possible options for determining the rate of secondary heat, take into account the air flow related to the heat transfer side as the return heat potential, and the heat receiving side – the potential of the heat input. As a broad concept of both forms, the concept of the coefficient of secondary use of heat should be used.

Keywords: ventilation; coefficient; secondary heat; exhaust air; supply air; air conditioning; temperature; supply units; exhaust units

Постановка проблеми. Якщо за різного стану атмосферних умов повинні братися до уваги не тільки температура, а і якість атмосфери, потрібно враховувати також як припливну вентиляцію, так і витяжну. Прості системи часто працюють як припливні або витяжні установки [1]. При цьому в приміщення подається тільки

припливне повітря, а зворотне повітря проходить через стики за наявності герметичності або відсмоктується з приміщення, а необхідне вирівнювання тиску відбувається через потоки повітря, що надходять зовні в приміщення через стіни.

Мета статті. Щоб для контрольованої припливної та витяжної вентиляції

використовувати систему вторинного використання теплоти [2], необхідно змонтувати як витяжну установку, так і припливну. Особливо сприятливе поєднання припливного і витяжного колекторів, у цьому випадку можна уникнути проміжного холодоносія для

подачі теплоти з витяжного повітря в припливне.

Кожен процес вторинного використання теплоти характеризується тим, що тепло надходить із витяжного повітря і подається в припливне. Різні види системи вторинного використання теплоти, про які йдеться, наведені у таблиці 1.

Таблиця 1

Класифікація систем рекуперації тепла

№	Система вторинного використання теплоти
I	Простий теплообмінник перехресний потік – протитечія
II	Теплообмінник із вмонтованим вентилятором
III	Замкнута система
IV	Регенератор (наприклад, роторний акумулювальний теплообмінник)
V	Тепловий насос

Фактично застосування системи вторинного використання теплоти пов'язане з додатковими потребами у високопотенційній енергії, яка повинна подаватися залежно від системи різним способом, а також і враховуватися.

Коефіцієнти для процесів вторинного використання теплоти. З тих пір як стали враховуватися процеси вторинного використання теплоти, спостерігається прагнення оцінювати ефективність процесу схожим параметрами. Це спонукало до пропозиції встановлення рекомендацій в установках із використанням вторинного тепла (рис. 1).

Згідно з пропозиціями, показники для оцінювання роботи системи А, яка являє собою простий теплообмінник (або система вторинного використання теплоти без зовнішнього припливу енергії), мають вигляд:

– співвідношення нагріву Φ :

$$\Phi_1 = \frac{\Delta t_1}{g_0}$$

$$\Phi_1 = \frac{(t_{11} - t_{12})}{(t_{11} - t_{21})} \quad (1)$$

$$\Phi_1 = \frac{\Delta t_2}{g_0}$$

$$\Phi_1 = \frac{(t_{22} - t_{21})}{(t_{11} - t_{21})} \quad (2)$$

– співвідношення потоків теплоємності ω :

$$\omega = \frac{\dot{M}_1 \cdot c_1}{\dot{M}_2 \cdot c_2} = \frac{\Delta t_2}{\Delta t_1}$$

$$0 \leq \omega \leq 1 \quad (3)$$

– число регенерації N :

$$N_1 = \frac{k \cdot A}{\dot{M}_1 \cdot c_1} \quad (4)$$

$$N_1 = \frac{k \cdot A}{\dot{M}_2 \cdot c_2} \quad (5)$$

Коефіцієнти, що використовувались для розрахунків системи В (або система вторинного використання теплоти):

– значення вторинної теплоти:

$$\Phi_{t1} = \frac{t_{11} - t_{12}}{t_{11} - t_{21}} \quad (6)$$

$$\Phi_{t2} = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (7)$$

– значення вторинної вологості:

$$\psi_1 = \frac{x_{11} - x_{12}}{x_{11} - x_{21}} \quad (8)$$

$$\psi_2 = \frac{t_{22} - t_{21}}{t_{11} - t_{21}} \quad (9)$$

Коефіцієнти використання вторинної теплоти для непостійних спеціальних теплоємностей:

$$\Phi_{h1} = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{21}} \quad (10)$$

$$\Phi_{h2} = \frac{h_{22} - h_{21}}{h_{11} - h_{21}} \quad (11)$$

$$\Phi_{\dot{H}1} = \frac{\dot{H}_{11} - \dot{H}_{12}}{\dot{H}_{11} - \dot{H}_{21}} \quad (12)$$

$$\Phi_{\dot{H}2} = \frac{\dot{H}_{22} - \dot{H}_{21}}{\dot{H}_{11} - \dot{H}_{21}} \quad (13)$$

(Рівняння 6 і 7 збігаються з рівняннями 12 і 13 у разі, якщо $c_1 = c_2$).

(Рівняння 10 і 11 збігаються з рівняннями 12 і 13 в разі, якщо $M_1 = M_2$).

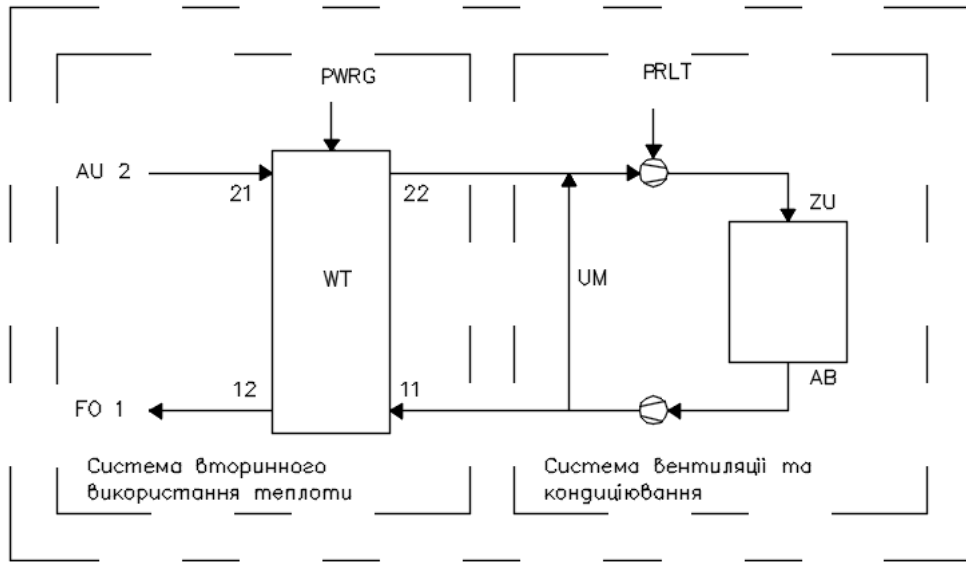


Рис. 1. Встановлення системних кордонів для оцінювання якості процесу вторинного використання теплоти:

A – система вторинного використання теплоти без зовнішнього припливу енергії;

B – система вторинного використання теплоти + приміщення (установка з використанням вторинного тепла);

11 – стан відпрацьованого повітря після виходом у систему вторинного використання теплоти;

12 – стан відпрацьованого повітря після виходу із системи вторинного використання теплоти;

21 – стан зовнішнього повітря перед входом у систему вторинного використання теплоти;

22 – стан зовнішнього повітря після виходу із системи вторинного використання теплоти

Матеріали статті. З урахуванням аналізу даних різних розрахунків [4] можна запропонувати нові коефіцієнти для розрахунків системи В:

1) без урахування зовнішньої потреби енергії:

$$\Phi_{\dot{M}1} = \frac{\dot{M}_1(h_{11} - h_{12})}{\dot{M}_{LW}(h_{11} - h_{21})}; \quad (14)$$

$$\Phi_{\dot{M}2} = \frac{\dot{M}_2(h_{22} - h_{21})}{\dot{M}_{LW}(h_{11} - h_{21})}, \quad (15)$$

де \dot{M}_{LW} – повітрообмін певного масового потоку повітря (збільшується від M_1 і M_2):

$$\dot{M}_{LW} = \dot{M}_1 \quad \text{якщо} \quad \dot{M}_1 > \dot{M}_2$$

$$\dot{M}_{LW} = \dot{M}_2 \quad \text{якщо} \quad \dot{M}_1 < \dot{M}_2$$

2) з урахуванням зовнішньої потреби енергії:

$$\Phi_{E1} = \frac{\dot{M}_1(h_{11} - h_{12})}{\dot{M}_{LW}(h_{11} - h_{21})} \cdot Y_{E1}, \quad (16)$$

$$\Phi_{E2} = \frac{\dot{M}_1(h_{22} - h_{21})}{\dot{M}_{LW}(h_{11} - h_{21})} \cdot Y_{E2}, \quad (17)$$

де Y_E – зовнішній фактор потреби енергії:

$$Y_{E1} = \left(1 - \frac{1}{\varphi_{h1}}\right), \quad Y_{E2} = \left(1 - \frac{1}{\varphi_{h2}}\right),$$

φ_h – теплота згоряння, що відноситься до процесу вторинного використання теплоти:

$$\varphi_{h1} = \frac{\dot{M}_1 \cdot (h_{11} - h_{12})}{P_{WRG} / \eta}, \quad \varphi_{h2} = \frac{\dot{M}_2 \cdot (h_{22} - h_{21})}{P_{WRG} / \eta},$$

P_{WRG} – вся потреба енергії системи вторинного використання теплоти; η – загальний ККД (первинна енергія – енергія подачі).

У літературних даних для оцінювання процесів по вторинному використанню теплоти застосовуються два показники: показник вторинної теплоти (відповідно рівняння 6 і 7) і показник вторинної вологості (рівняння 8 і 9). Залежно від застосування можна відносити їх як до сторони, що віддає зворотне тепло, так і до сторони, яка приймає непридатну теплоту. Поділ всієї вторинної теплоти на значно відчутну частину, позначену показником зворотної теплоти, і приховану частку, що враховує показник зворотної вологості, відбувся з точки зору врахування економії [5]. Також можна відразу ж обчислити скорочення потреби енергії для попереднього нагріву і скорочення потреби води або пари для зволоження повітря і визначити потребу на рік.

Визначення показника непридатного тепла за рівняннями 6 і 7 містить багато обмежень, які часто ускладнюють застосування на практиці або роблять його неможливим. Так, залишається без уваги погіршення показника вторинної теплоти через конденсацію, що виступає частково на зворотній тепловіддавальній стороні за рідких температур зовнішнього повітря і пов'язане з цим часткове використання ентальпії конденсату, а також поліпшення коефіцієнта тепловіддачі. Цього обмеження можна уникнути простим способом – за допомогою визначення коефіцієнта вторинного тепла зі спеціальними різницями ентальпії, як показують рівняння 10 і 11.

Застосовуючи ці рівняння, можна здійснити розрахунки необхідних потоків енергії, проте необхідну кількість води або пари слід визначати за допомогою роздільного обліку вмісту вологи. На практиці це нескладно, тому що повинні бути відомі при обчисленні (обліку) зміни

параметрів у системі з використанням вторинної теплоти.

Обмеження колишніх коефіцієнтів.

Для нерівних специфічних потужностей теплових потоків в установці для вторинного використання теплоти можна уникнути обмеження показників за допомогою рівнянь 10 і 11. Для цього випадку ще немає загальноприйнятих визначень. Часто застосовується визначення за рівняннями 12 і 13, утворене через баланс енергії за допомогою ентальпії. Це правильне, однак збігається з кількістю зворотного тепла тільки тоді, коли потоки теплоємності однаково високі при обох сторонах системи вторинного використання теплоти. Якщо таке не відбувається, дають розрахунок вторинної енергії з потенціалом зворотного тепла.

Наведені визначення показника вторинної теплоти застосовуються без обмежень залежно від даних умов, якщо мова йде про те, щоб обчислити скорочення енергетичного потенціалу, досягнутого за допомогою системи вторинного використання теплоти, і потреби енергії за рік. Повністю непридатні вони для прямого порівняння більшості систем вторинного використання теплоти, особливо в тому випадку, коли масові потоки на обох сторонах різні за величиною, а наявні зовнішні потоки енергії малі.

Майже для всіх термодинамічних процесів існують внутрішні відносні ККД, які допускають порівняння різних систем, так, наприклад, в опалювальних котлів коефіцієнт корисної дії або величина нагріву [6]. Остання дає можливість поряд із завданням опалення також зіставлення між нагрівальним котлом і тепловим насосом. Такого роду можливості порівняння були несумісні із системами вторинного використання теплоти, оскільки встановлені показники вторинної теплоти відносяться тільки до перенесених потокам теплоти. Правильне порівняння проте можливе тільки прямої величини всіх енергетичних потоків, які входять у систему і залишають її.

Наступні поняття і рівняння відносяться у принципі до систем вторинного використання теплоти I ÷ IV (табл. 1). Під час використання теплового насоса системи вторинного використання теплоти можна не відразу застосувати такі визначення, тому що обмеження максимально регенеративної (зворотної) теплоти з відпрацьованого витяжного повітря відноситься тільки до теплообміну. За допомогою теплового насоса можна цю межу перейти, тобто можливі також температури відпрацьованого повітря нижчі за температури зовнішнього повітря. Фіктивне обмеження застосування теплового насоса на максимальне охолодження, що лежить в основі показника зворотної теплоти, не втрачає показників системи, оскільки може бути економічним використання безпосередньо зовнішнього повітря як джерела теплоти.

Найважливіший крок – це встановлення для уніфікації визначення коефіцієнта вторинного використання теплоти є установка єдиної системи кордонів. Вся система вторинного використання теплоти може поділятися на три різні групи, які знову ж таки є сенс групувати в дві системи. На рисунку 1 показані пов'язані границі системи.

Система А діє, якщо мова йде про оцінювання процесу чистого теплообміну. Але тільки в системі В, системі вторинного використання теплоти і приміщення, описується (представляється) використання теплоти і приміщення, описується повністю весь процес вторинного використання теплоти, причому порівняно із системою А, яка повинна брати до уваги подачу високоякісної енергії, необхідної додатково для системи вторинного використання теплоти. Подача високоякісної енергії виникає з потреби енергії під час транспортування повітря для подолання подаючого тиску в системі вторинного використання теплоти, тобто частини високоякісної енергії для приведення в дію вентиляторів і насосів, що належать до системи вторинного використання теплоти.

Коефіцієнти для системи А: простий теплообмінник. Для оцінювання дії процесу простого теплообміну застосовується вже довгий час співвідношення нагріву, наведене в коефіцієнтах рівнянь 1 і 2. Якщо мова йде про оцінювання простого теплообмінника, можна користуватися цим показником.

Обчислення різних масових потоків і специфічної теплоємності на обох сторонах виконують за допомогою співвідношення потоків теплоємності ω (рівняння 3). Разом із коефіцієнтом обміну k (рівняння 4–5, які показують якість і величину теплообмінника або конструкційні витрати щодо перенесеного потоку теплоти за зміни температури за Кельвіном), можна повністю описати процеси теплообміну в теплообміннику. Залежно від проходження потоку в апарат є прямий зв'язок між трьома вищезгаданими показниками (коефіцієнтами).

Коефіцієнти для системи В: система вторинного використання теплоти та приміщення. На противагу до системи А, менше проявляється інтерес в системі вторинного використання теплоти до оцінювання якості окремої ланки системи, ніж до взаємозв'язку між системою вторинного використання теплоти і приміщення і до економії, досягнутої в процесі вторинного використання теплоти, як з енергетичної точки зору, так і з господарської. При цьому можна порівняти систему вторинного використання теплоти безпосередньо з припливною або витяжною вентиляцією без системи вторинного використання теплоти і покриттям опалювального навантаження за допомогою відповідної системи опалення.

Маючи визначення коефіцієнта вторинного використання теплоти, треба перевірити, чи повинен застосовуватися цей коефіцієнт для обчислення енергетичних потоків і потреби енергії. Друге застосування виникає при порівнянні різних систем вторинного використання теплоти. Якщо це має місце, то можна не враховувати зовнішні потреби енергії. У цьому випадку повинна враховуватися зовнішня потреба

енергії. Таким чином виникають два різні визначення для коефіцієнта використання вторинної теплоти:

I. Без урахування зовнішньої потреби енергії.

Як уже показано, встановлюється визначення коефіцієнта вторинного використання теплоти при рівних масових потоках припливного і витяжного повітря. Наступне визначення для різних масових потоків виходить із припущення, що великим є той масовий потік, який визначає необхідний повітрообмін і для якого

обчислюється необхідна кількість повітря на основі даного стану повітря приміщення.

Баланс масового потоку на рисунку 2 показує, що при різних масових потоках припливного і витяжного повітря на основі встановленого вирівняного тиску виникає масовий потік обліку повітря. Величина цього масового потоку повітря є саме різниця між масовим потоком припливного і витяжного повітря. У разі надлишку витяжного повітря ця його частина проникає через пази і щілини в приміщенні.



$$\text{Баланс: } \dot{M} = (\dot{M}_{\text{припл. пов.}} + \dot{M}_{\text{випрац. пов.}})$$

Рис. 2. Баланс масового потоку будь-якої системи вентиляції

Визначення коефіцієнтів вторинного використання теплоти щодо сторін, які віддають або приймають витяжну теплоту, передаються відповідно рівняннями 14 і 15. При цьому визначенні коефіцієнта витяжної або припливної теплоти стає при нерівних масових потоках числове значення менше, ніж при рівних масових потоках. Це можна пояснити додатковою потребою теплоти, яка виникає тоді, коли один із двох масових потоків не допускає необхідного показника. До перенесеної частини прихованої теплоти є додаткова потреба теплоти як частка надлишку припливного повітря, так і для надлишку витяжного повітря.

Подача додаткової необхідної енергії опалення може відбуватися у разі надлишку припливного повітря в блоці вентиляції.

До тих пір, поки не конденсується на стороні від повітря в приміщенні вологість, є ідентичним коефіцієнт витяжної теплоти при рівному співвідношенні масового потоку як надлишок для припливного повітря так і для надлишку витяжного. Але як тільки з'являється конденсат, що практично найчастіше буває, обумовлює

надлишок припливного повітря велику різницю в змісті води між повітрям приміщення і витяжним повітрям. Оскільки крива конденсації не є прямою, зростає при більшій охолодженні повітря приміщення пропорційно отриманій частки латентної теплоти. В цьому випадку мають коефіцієнти витяжної теплоти для надлишку припливного повітря нерівного показника як для надлишку витяжного повітря при співвідношенні масового потоку.

II. З урахуванням зовнішньої потреби енергії, всі до сих пір наведені визначення для коефіцієнта витяжної і припливної, не враховують наявну необхідність зовнішньої високоякісної енергії. Пряме порівняння двох систем використання вторинної теплоти неможливо через це без повного підрахунку економічності. Описані коефіцієнти використання вторинної теплоти відчувають вплив отриманої зовнішньої енергії. В таблиці 2 показано, яким чином потрібно враховувати зовнішню енергію при даній системі використання вторинної теплоти.

Матриця для зовнішньої потреби енергії в залежності від системи вторинного використання теплоти

№	Зовнішня потреба енергії	Система вторинного використання теплоти			
		I	II	III	IV
1	Додаткова енергія приводу для наявних витяжного і припливного вентиляторів				
2	Енергія приводу для вентиляторів, які відносяться до системи вторинного використання теплоти				
3	Енергія приводу для насосів, які відносяться до системи вторинного використання теплоти				
4	Енергія приводу для моторів, які відносяться до системи вторинного використання теплоти				

Для рекуперативного теплообмінника відбувається це тільки через вимушене збільшення потужності приводу, наявних вентиляторів для подолання додаткового спаду тиску в теплообміннику. Явне поліпшення коефіцієнта витяжної теплоти по загальновибраному визначенню могло бути досягнуте за допомогою збільшення втрати тиску, так як велика втрата тиску пов'язана з тепловіддачею. Не враховуючи зовнішні потреби енергії можна було б скоротити при двох однакових за площею теплообмінниках енергію з більшою втратою тиску. Наявний оптимум між поліпшенням тепловіддачі за допомогою прискорення зниження тиску і додатковими витратами на енергію харчування стає при даних визначеннях неявним і може бути визначений тільки при різних витратах в зв'язку з повним підрахунком економічного ефекту.

В системі вторинного використання теплоти з сепараторними вентиляторамі потрібно використовувати всю потребу енергії для наявних вентиляторів, тому що вентилятори мають тільки одну задачу: подолання зниження тиску в системі вторинного використання теплоти. Основна область застосування такого роду установки є там, де є система вентиляції і кондиціонування, як, наприклад, при провітрюванні ферм або як окрема

установка для видалення і припливу повітря в житлове приміщення.

Замкнута система вторинного використання теплоти характеризується тим, що канали припливного і витяжного повітря не збігаються і теплота, отримана з витяжного повітря, виходить через проміжний теплоносій в зовнішнє повітря. У цій системі повинні враховуватися разом з необхідною додатковою потребою енергії для наявних вентиляторів для подолання втрати тиску в системі вторинного використання теплоти, а також потреба енергії для переміщення середовища проміжного теплоносія. Використовувати при цьому треба в нормальному випадку потужність насоса.

Додаткова потреба енергії для подолання втрати тиску в системі вторинного використання теплоти повинна враховуватись також в так званих регенераторах, наприклад, роторний акумулюючий теплообмінник. Замість потреби енергії для насоса тут виступає необхідна потужність для приводу ротаційного теплообмінника.

Запропоноване збільшення коефіцієнта вторинного використання теплоти для обліку зовнішньої потреби енергії виникло з точки зору того, що максимум коефіцієнт вторинного використання теплоти повинен бути досягнутий тільки тоді, коли прийнята

до уваги, отримана з витяжного повітря теплота, буде без додаткової зовнішньої потреби енергії. Кожна додаткова потреба енергії повинна вести внаслідок цього до погіршення коефіцієнта вторинного використання теплоти.

Рівняння 16 і 17 є множинними збільшеннями і враховують зовнішню потребу енергії. При системі без зовнішньої

потреби енергії стає $\gamma = 1$; якщо необхідна енергія приводу поділена на загальний ККД перетворена первинної енергії відповідно відновленої теплоті, то $\gamma = 0$.

На рисунку 3 показано функціональний взаємозв'язок між зовнішнім фактором споживання енергії і кількістю теплоти згорання, що лежить в основі процесу регенерації теплоти [3].

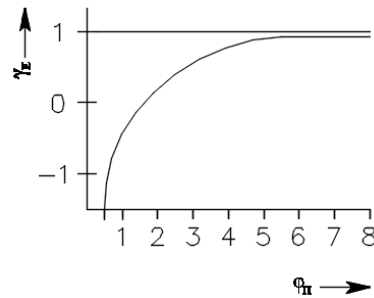


Рис. 3. Графічний взаємозв'язок між зовнішнім фактором потреби енергії і теплою згорання, яка стосується процесу вторинного використання теплоти

З рисунку 3 видно, що можливі також негативні коефіцієнти вторинного використання теплоти, а саме тоді, коли з витяжного повітря виходить менше теплоти і воно вводиться в систему як зовнішня енергія. Відповідністю для цього є кількість теплоти згорання, що лежить в основі фактору енергії споживання, яке показує, скільки зовнішньої первинної енергії необхідно, щоб зуміти перенести кількість теплоти, яку треба розглядати як корисну. Це, наприклад, тоді має місце, коли регулюється потік зовнішнього повітря при потоці витяжного повітря поступово до показника нуль. Коефіцієнт вторинного використання теплоти може привести до втрати теплоти з співвідношенням витраченої первинної енергії, обумовленої необхідним обміном повітря, і стати негативним. Зовнішній фактор потреби енергії стає нульовим, якщо до системи підводиться більшу кількість первинної енергії, яка береться з витяжного повітря

при процесі вторинного використання теплоти. Існує друга гранична величина, якщо немає зовнішніх потреб енергії. Фактор потреби енергії стає також як 1 і коефіцієнт вторинного використання теплоти збігається в своєму масовому значенні з наведеними визначеннями, що береться з витяжного повітря при процесі вторинного використання теплоти.

Висновки. Визначення коефіцієнта вторинного використання теплоти по рівняннях 14 і 15 дає можливість вирішити проблему установки якісного кругообігу для різних систем рекуперації тепла на різних потоках маси на обох сторонах. Ця форма співвідношення коефіцієнта рекуперації тепла може також використовувати всі відомі визначення для розрахунку теплової потужності. Для прямого порівняння різних систем рекуперації тепла також необхідно визначати зовнішній попит енергії системи рекуперації тепла і повинні бути розглянуті, наприклад у випадках рівнянь 16 і 17.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Стефанов Е. В. Вентиляция и кондиционирование воздуха : монография. Санкт-Петербург : Авок Северо-Запад, 2005. 400 с.
2. Чейлитко А. М. Використання вторинних енергоресурсів : навч. посіб. Запоріжжя : ЗДІА, 2014. 246 с.
3. Закон України «Про комбіноване виробництво теплової та електричної енергії (когенерацію) та використання скидного енергопотенціалу». *Відомості Верховної Ради України*. 2005. № 20. С. 278; 285.

4. Курбатов Ю. Л., Масс Н. С., Кравцов В. В., Касютина Т. Г. Вторичные энергоресурсы, энерготехнологическое комбинирование и ресурсоэнергосбережение : учеб. пособ. Донецк, 2011. 161 с.
5. Руководство по разработке энергетического паспорта потребителя энергоресурсов производственного назначения. Сб. 3. Москва : Московское агентство по энергосбережению, 1997. 243 с.
6. Вагин Г. Я., Дудникова Л. В., Зенютич Е. А., Лоскутов А. Б., Солнцев Е. Б. Экономия энергоресурсов в промышленных технологиях : справ.-метод. пособ. Под ред. Сергеева С. К. Нижний Новгород : НГТУ, НИЦЭ, 2001. С. 133, 193–196, 200–201.

REFERENCES

1. Stefanov Yev.V. *Ventilyaciya i kondicionirovanie vozduha : monografiya* [Ventilation and air conditioning : monograph]. Saint-Petersburg : Avok North-West Publishing House, 2005, 400 p. (in Russian).
2. Cheylytko A.M. *Vikoristannya vtorinnykh energoresursiv : navch. posib.* [The use of secondary energy resources : textbook]. Zaporozhye : ZDIA, 2014, 246 p. (in Ukrainian).
3. *Zakon Ukraïni «Pro kombinovane virobnytvo teploï ta elektrichnoï energii (kogeneraciyu) ta vikoristannya skidnogo energopotencialu»* [Law of Ukraine “On combined heat and power (cogeneration) and the use of waste energy potential”]. *Vidomosti Verhovnoi Radi Ukraïni* [Bulletin of the Verkhovna Rada of Ukraine]. 2005, no. 20, pp. 278; 285. (in Ukrainian).
4. Kurbatov Yu.L., Mass N.S., Kravtsov V.V. and Kasyutina T.G. *Vtorichnye `energoresursy, `energotehnologicheskoe kombinirovanie i resurso`energoberezhnie : ucheb. posob* [Secondary energy resources, energy-technological combination and resource-energy saving : tutorial]. Donetsk, 2011, 161 p. (in Russian).
5. *Rukovodstvo po razrabotke `energeticheskogo pasporta potrebitelya `energoresursov proizvodstvennogo naznacheniya* [Guidelines for the development of an energy passport for a consumer of industrial energy resources]. Coll. 3. Moscow : Moscow Agency for Energy Saving, 1997, 243 p. (in Russian).
6. Vagin G.Ya., Dudnikova L.V., Zenyutich E.A., Loskutov A.B. and Solntsev E.B. Ed. Sergeev S.K. *`Ekonomiya `energoresursov v promyshlennykh tehnologiyah : sprav.-metod. posob.* [Saving of energy resources in industrial technologies: Reference guide]. Nizhnyi Novgorod : NSTU, NITsE Publ., 2001, pp. 133, 193–196, 200–201. (in Russian).

Надійшла до редакції : 16.08.2020.