

**І. А. Пономарчук
Н. М. Слободян**

РЕСУРСО ТА ЕНЕРГООЩАДНА ЦЕНТРАЛЬНА СИСТЕМА КОНДИЦІОНУВАННЯ ПОВІТРЯ З ЕЖЕКЦІЙНИМИ ПОВІТРОРозПОДІЛЬНИМИ ПРИСТРОЯМИ

Вінницький національний технічний університет

В роботі представлено аналіз енергоспоживання систем транспортування води та повітря, а також конструктивних особливостей існуючих систем кондиціонування повітря. Представлено конструктивні особливості та обґрунтовано ефективність застосування центральної системи кондиціонування з ежекційними повітророзподільними пристроями. Виконано оцінку ефективності застосування центральних систем кондиціонування з ежекційними повітророзподільними пристроями за допомогою аналізу енерговитрат на транспортування кондиціонованого повітря. Виконано порівняння матеріалоемності та енерговитрат на транспортування припливного повітря в традиційних центральних системах та системі з ежекційними повітророзподільними пристроями.

Ключові слова: центральна система кондиціонування повітря; ежекційний повітророзподільний пристрій; енерговитрати транспортування повітря; матеріалоемність.

Вступ

Енергоспоживання систем забезпечення повітряного середовища будівель складає 30-60% споживання енергії в будівництві [1], тому розвиток ресурсозберігаючих конструкцій та технологій є актуальною проблемою як для будівництва в цілому, так і для систем забезпечення мікроклімату зокрема. При цьому споживання електроенергії холодильною машиною складає 33% в системі центрального кондиціонера, а системи транспортування води і повітря складають 67% [2]. Таким чином зниження енергоспоживання систем транспортування води та повітря є важливим фактором в підвищенні енергоефективності системи центрального кондиціонування в цілому.

Аналіз конструктивних особливостей існуючих систем кондиціонування повітря

Системи кондиціонування поділяються на дві основні групи: центральні та місцеві. При цьому центральні системи кондиціонування характеризуються централізованим розташуванням обладнання для обробки повітря, але вимагають влаштування повітропроводів значних перерізів для транспортування значної кількості повітря для асиміляції, в основному, теплонадходжень в приміщення. При цьому кількість повітря, яка повинна транспортуватись прямопропорційно залежить від робочої різниці температур між припливним та внутрішнім повітрям.

Місцеві системи кондиціонування дозволяють значно зменшити витрати повітря, за рахунок влаштування місцевих пристроїв обробки повітря, але при цьому виникає необхідність влаштування додаткових систем теплохолодо- та енергопостачання місцевих пристроїв.

Певним проміжним варіантом є ежекційний кондиціонер-доводчик, наприклад Swegon Primo. Такий пристрій має можливість ежектування внутрішнього повітря струминою припливного повітря, що дозволяє зменшити кількість транспортованого повітря, але він також має в своєму складі теплообмінник для додаткової термічної обробки ежектованого повітря, тобто подібна конструкція також вагає влаштування додаткової системи теплохолодопостачання ежекційного кондиціонера-доводчика.

Розробка ежекційного повітророзподільника

Для вирішення задачі по зменшенню кількості транспортованого повітря необхідно збільшити робочу різницю температур між припливним та внутрішнім повітрям. Але це вимагає значної інтенсифікації процесів змішування припливного повітря з внутрішнім при подаванні припливного повітря в кондиціоноване приміщення.

Необхідну інтенсивність змішування припливного повітря з внутрішнім може забезпечити ежекційний повітророзподільник, в якому завдяки змінам в його конструкції, а саме: встановленні

камери змішування з соплом забезпечується ефективна ежекція внутрішнього повітря та змішування припливного і внутрішнього повітря [3].

Моделювання зміни стану повітря у традиційних системах кондиціонування.

Визначимо температуру припливного повітря:

$$t_{II} = t_B - \Delta t(^{\circ}C), \tag{4}$$

де Δt - допустима різниця температур між припливним та внутрішнім повітрям, $\Delta t = 7^{\circ}C$.

$$t_{II} = 24 - 7 = 17(^{\circ}C)$$

Визначимо продуктивність системи, необхідну для асиміляції тепло надходжень у приміщенні [2]:

$$G = \frac{Q}{(t_B - t_{II}) \cdot c} \text{ (кг / с)}. \tag{5}$$

$$G = \frac{19,345}{(24 - 17) \cdot 1,005} = 3,85 \text{ (кг / с)}.$$

Для визначення витрат холоду та теплоти на здійснення процесу обробки повітря в теплий період для традиційної системи кондиціонування будемо процес зміни стану повітря на I-d діаграмі.

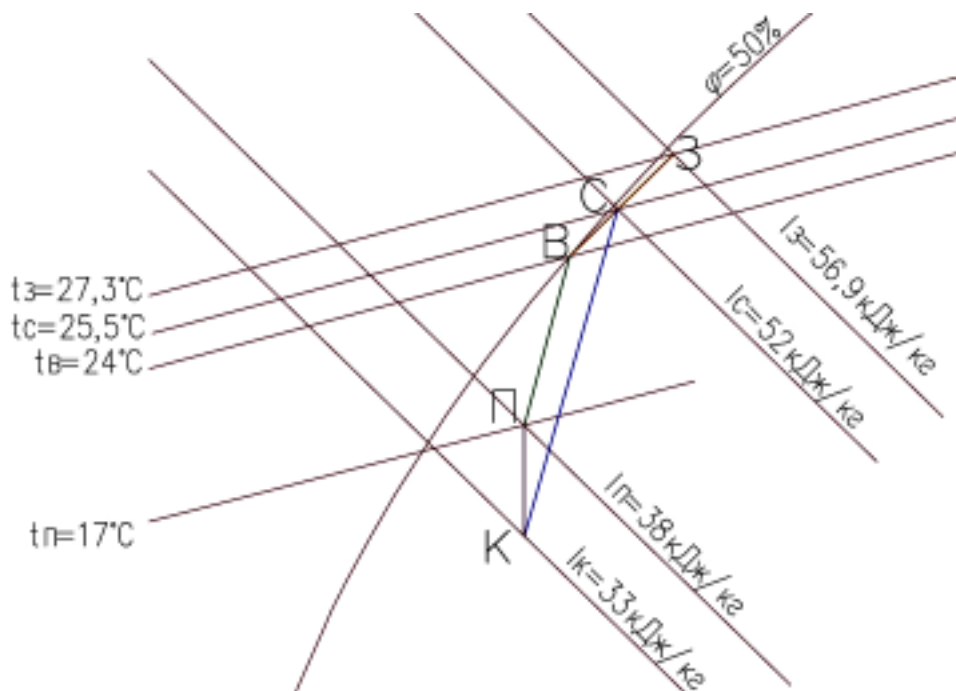


Рисунок 1 – I-d діаграма процесів зміни стану повітря у традиційних системах кондиціонування

Приймаємо систему кондиціонування з рециркуляцією. Процес рециркуляції буде позначатись лінією ВЗ. Параметри утвореної суміші зовнішнього та рециркуляційного повітря позначаються точкою С.

Визначимо кількість холоду, необхідну для охолодження повітря (процес З-К на діаграмі):

$$Q_x = 3,85 \cdot (52 - 33) = 73 \text{ (кВт)}.$$

Моделювання процесів зміни стану повітря для системи кондиціонування з ежекційними повітророзподільними пристроями

Продуктивність системи за санітарними нормами визначаємо за формулою:

$$L = n_{np} \cdot 60 + n_{нок} \cdot 20 (\text{м}^3 / \text{год}), \quad (6)$$

де n_{np} – кількість працівників;
 $n_{нок}$ – максимальна кількість покупців.

$$L = 20 \cdot 60 + 96 \cdot 20 = 3120 (\text{м}^3 / \text{год}),$$

$$G = 3120 \cdot 1,2 / 3600 = 1,04 (\text{кг} / \text{с}).$$

Визначимо температуру припливного повітря, необхідну для асиміляції тепло надходжень у приміщенні:

$$t_{II} = t_B - \frac{Q}{G \cdot c} (^\circ \text{C}), \quad (7)$$

де c_g - теплоємність повітря, 1,005 кДж/кг·°С.

$$t_{II} = 24 - \frac{19,345}{1,04 \cdot 1,005} = 5,5 (^\circ \text{C}).$$

Для визначення витрат холоду та теплоти на здійснення процесу обробки повітря в теплий період для системи кондиціонування з ежекційними повітророзподільними пристроями будемо процес зміни стану повітря на I-d діаграмі.

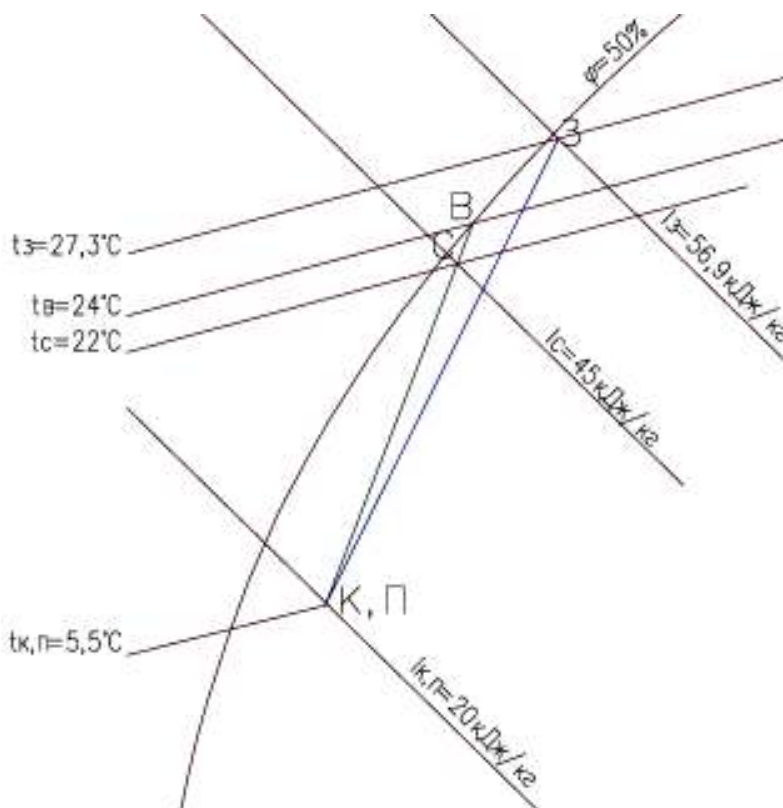


Рисунок 2 – I-d діаграма процесів зміни стану повітря у системах кондиціонування з ежекційними повітророзподільними пристроями

Параметри повітря на виході з ежекційного повітророзподільного пристрою описуються на I-d діаграмі точкою С.

Визначимо кількість холоду, необхідну для охолодження повітря (процес 3-К на діаграмі):

$$Q_x = G(I_3 - I_K)(\kappa Bm), \quad (8)$$

де I_K – ентальпія повітря у точці К на діаграмі, кДж/кг;

ρ – густина повітря, кг/м³.

$$Q_x = 1,04 \cdot (56,9 - 20) = 38,4(\kappa Bm).$$

Запропоновано конструкцію ежекційного повітророзподільника, який містить дифузор та камеру змішування з соплом, яке встановлено таким чином, що струмина припливного повітря ежектує в камеру змішування внутрішнього повітря, після чого відбувається змішування припливного і внутрішнього повітря, а утворена суміш через дифузор спрямовується в обслуговуване приміщення. Завдяки цьому, забезпечуються ефективна ежекція внутрішнього повітря і змішування припливного і внутрішнього повітря.

На рис. 3 представлена принципова схема ежекційного повітророзподільника з циліндричною камерою змішування.

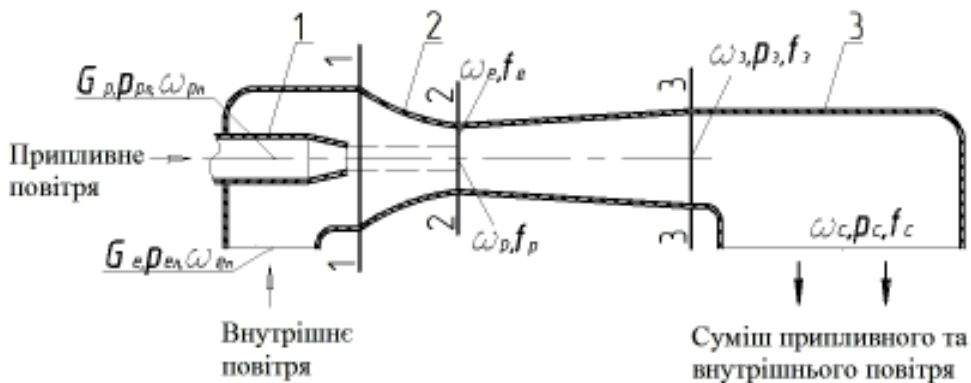


Рисунок 3 – Схема ежекційного повітророзподільника: 1 – сопло; 2 – камера змішування; 3 – дифузор

Тут і надалі $\omega_p, \omega_e, \omega_3, \omega_c$ – швидкості робочого і ежектованого потоків у вхідному перерізі, змішаного потоку у вихідному перерізі циліндричної камери змішування і суміші повітря на виході з дифузора, м/с; p_p, p_e, p_3, p_c – статичні тиску робочого і ежектованого потоків у вхідному перерізі, змішаного потоку у вихідному перерізі циліндричної камери змішування та потоку на виході з дифузора, Па; f_p, f_e, f_3, f_c – площі робочого і ежектованого потоків у вхідному перетині циліндричної камери змішування, змішаного потоку на виході з камери змішування та вихідного потоку на виході з дифузора, м²; G_p – робоча витрата повітря, кг/с; G_e – витрата ежектованого повітря, кг/с.

Ежекційний повітророзподільник, функціонує наступним чином. При виході струменя припливного повітря з сопла 1 в камеру змішування 2 ежектується внутрішнє повітря. В камері змішування 2 відбувається змішування припливного та внутрішнього повітря і утворена суміш подається через дифузор 3 в обслуговуване приміщення [2].

Робоче повітря з тиском p_p і швидкістю ω_p підводиться до робочого сопла. При віддаленні від сопла масова витрата рухомого потоку безперервно збільшується за рахунок приєднання маси ежектованого середовища, а поперечний переріз рухомого потоку безперервно зростає. Масова витрата рухомого потоку досягає в цьому перерізі значення $G_p + G_e$. У вхідному перетині камери змішування профіль швидкостей вельми нерівномірний. Можна умовно представити, що потік у вхідному перетині складається з двох співвісних потоків. центрального з масовою витратою G_p і великою середньою швидкістю ω_p і периферійного з масовою витратою G_e і значно меншою швидкістю ω_e . У вихідному перерізі камери змішування потік має досить рівномірний профіль

швидкостей. В циліндричній камері змішування процес вирівнювання швидкостей потоків супроводжується також вирівнюванням їх тиску і підвищенням його до p_3 . Далі потік поступає в дифузор, де тиск його зростає від p_3 до p_c , а швидкість знижується від ω_3 до ω_c . При тиску p_c зі швидкістю ω_c змішаний потік виходить із струминного апарата.

Розробка математичної моделі аеродинамічних процесів ежекційного повітророзподільного пристрою

У більшості випадків при розрахунку ежекторів проводять визначення досяжного коефіцієнта ежекції при заданих параметрах робочого (p_p, T_p або p_p, h_p) і ежектованого (p_e, T_e або p_e, h_e) потоків перед апаратом і заданому тиску стиснення p_c .

Складемо рівняння імпульсів для циліндричної ділянки камери змішування між перетинами 2-2 і 3-3 (див. рис. 1). Зміна кількості руху дорівнює імпульсу сили. Прийmemo умовно з метою спрощення висновків, що до надходження в камеру змішування на ділянці між площиною 1-1 збігається з вихідним перетином робочого сопла і вхідним перетином 2-2 циліндричної камери змішування робочий й ежектований потоки не змішуються (див. рис. 1). Тоді рівняння імпульсів можна записати так:

$$\varphi_2 (G_p \cdot \omega_p + G_e \cdot \omega_e) - (G_p + G_e) \omega_3 = (p_3 - p_p) f_p + (p_3 - p_e) f_e, \quad (9)$$

де φ – коефіцієнт швидкості камери змішування. Введенням в перший член лівої частини рівняння (1) множника $\varphi < 1$ враховується втрата кількості руху в камері змішування через тертя.

Виразимо витрати робочого і ежектованого потоків газів слідуочим рівнянням:

$$G_p = V_p \cdot \rho_p, \quad (10)$$

$$G_e = V_e \cdot \rho_e. \quad (11)$$

У рівняннях (2) і (3) V_p, V_e – об'ємні витрати робочого і ежектованого потоків газу, m^3/c ; ρ_p, ρ_e – густини робочого і ежектованого потоків газу, kg/m^3 .

Шляхом підстановки рівнянь (2) і (3) у рівняння імпульсів (1) отримуємо:

$$\varphi_2 (V_p \cdot \rho_p \cdot \omega_p + V_e \cdot \rho_e \cdot \omega_e) - (V_p \cdot \rho_p + V_e \cdot \rho_e) \omega_3 = (p_3 - p_p) f_p + (p_3 - p_e) f_e \quad (12)$$

Нехтуючи швидкістю ω_c стисненого потоку на виході з дифузора, можна написати вираз для швидкості змішаного потоку у вихідному перетині камери змішування:

$$\omega_3 = \frac{V_c}{f_3}, \quad (13)$$

де V_c – об'ємна витрата змішаного потоку газу, m^3/c ; f_3 - площа змішаного потоку, m^2 .

На основі закону збереження маси:

$$V_c \cdot \rho_c = V_p \cdot \rho_p + V_e \cdot \rho_e = V_p \cdot \rho_p (1 + u), \quad (14)$$

де u - коефіцієнт ежекції.

Після підстановки в (4) виразів для швидкості (5), виразів для витрат (6) і відповідних перетворень виводиться наступне рівняння для розрахунку коефіцієнта ежекції ежекційного повітророзподільника:

$$u = \frac{(\varphi_2 (V_p \cdot \rho_p \cdot \omega_p + V_e \cdot \rho_e \cdot \omega_e) - (p_3 - p_p) f_p + (p_3 - p_e) f_e) f_3}{V_p \cdot \rho_p \cdot V_c} - 1. \quad (15)$$

Таким чином розроблено математичну модель, яка дозволяє дослідити характеристики ежекційного повітророзподільного пристрою при застосуванні його у центральних системах кондиціювання повітря.

Аналіз процесів сумішоутворення в змішувачі повітророзподільника та процесів зміни тепловологісного стану повітря в приміщенні виконано в роботах [4] та [5].

Однією з проблем центральних систем кондиціювання, які працюють в зимовий період в режимі повітряного опалення є температурна стратифікація повітря [6]. Використання ежекційного повітророзподільника дозволить усунути проблему температурної стратифікації, при забезпеченні забору внутрішнього повітря для змішування з нижньої зони приміщення.

Аналіз ефективності застосування ежекційного повітророзподільника

Для оцінки ефективності застосування систем кондиціювання з ежекційними повітророзподільними пристроями необхідно виконати аналіз енерговитрат на транспортування кондиційованого повітря та порівняти їх з традиційними центральними системами кондиціювання.

Потужність вентилятора для транспортування повітря визначається за відомою формулою

$$N = (Q \cdot P) / (1000 \cdot \eta) \text{ [кВт]}$$

где: Q – производительность вентилятора [м³/с];
P – давление создаваемое вентилятором [Па];
η – ККД вентилятора.

Використання ежекційного повітророзподільника дозволяє зменшити необхідну витрату повітря, за рахунок ежекції внутрішнього, відповідно до коефіцієнта ежекції, практичне значення якого знаходиться в межах від 3 до 5. Для отримання необхідної ежекції необхідний додатковий надлишковий тиск, значення якого може бути прийнято за аналогічними пристроями 150-300 Па.

Таким чином зменшення необхідної потужності на транспортування повітря, при втратах тиску в системі повітропроводів на рівні 250 Па, складе від 47 до 56%. Крім зменшення енерговитрат на транспортування вентиляційного повітря зменшується необхідний переріз повітропроводів і відповідно матеріалоемності системи повітропроводів на 40-50%.

Висновки

- Впровадження центральних систем кондиціювання з ежекційними повітророзподільниками є більш доцільною з економічної точки зору внаслідок зменшення енерговитрат на транспортування повітря.
- Зменшення енерговитрат на транспортування повітря, при втратах тиску в системі повітропроводів на рівні 250 Па, складе від 47 до 56%.
- Матеріалоемність системи знизиться на 40-50% за рахунок зменшення необхідних перерізів повітропроводів.
- Усувається температурна стратифікація повітря при роботі системи центрального кондиціювання в режимі повітряного опалення.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Li Zhaojian, Jiang Yi. Analysis on cooling energy consumption of residential buildings in China' s urban areas[J]. HV&AC. 2009, 39(5): 82-88.
2. Lu Chao, Lu Zhenneng, Gong Yulie, Ma Zhitong. The Comprehensive Evaluation of Optimization Air-Condition System Based on Analytic Hierarchy Methodology, Energy Procedia, Volume 105, May 2017, Pages 2095-2100
3. Патент України 63551. Ежекційний повітророзподільник / Пономарчук І. А., Пономарчук Р. О.; Опубл. 2011, Бюл. №19. – 3с.
4. І.А. Пономарчук, Л.Д. Луценко. Моделювання аеродинамічних процесів в ежекційному повітророзподільному пристрої. Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві, №2, 2012р., 107-110.
5. І.А. Пономарчук, Л.Д. Луценко. Порівняльний аналіз процесів зміни стану повітря в системах кондиціювання для теплового періоду. Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві, №2, 2013р., 119-123.
6. Amai, H., Novoselac, A. Experimental study on air change effectiveness in mixing ventilation. Building and Environment 15 November 2016 109:101-111.

Пономарчук Ігор Анатолійович – к.т.н., доцент кафедри інженерних систем у будівництві, Вінницький національний технічний університет.

Слободян Наталья Михайлівна – к.т.н., доцент кафедри інженерних систем у будівництві, Вінницький національний технічний університет.

**I. Ponomarchuk
N. Slobodian**

RESOURCE AND ENERGY CENTER FOR AIR CONDITIONING WITH EQUIPMENT AIR CONDITIONING DEVICES

Vinnitsia National Technical University

The paper analyzes the energy consumption of water and air transport systems, as well as the design features of existing air conditioning systems. The constructive features are presented and efficiency of application of the central air-conditioning system with ejection air-distributing devices is substantiated. An estimation of efficiency of application of the central air-conditioning systems with ejection air-distributing devices is carried out by the analysis of energy inputs for air-conditioned air transportation. Comparison of material and energy consumption for the transport of tidal air in traditional central systems and the system with ejecting airborne devices.

Key words: central air conditioning system; ejection air distributor; energy transportation costs of air; material content.

Ponomarchuk Igor – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engineering Systems in Construction, Vinnitsia National Technical University.

Slobodian Natalya – Candidate of Technical Sciences, Associate Professor of the Department of Engineering Systems in Construction, Vinnitsia National Technical University.

**И. А. Пономарчук
Н. М. Слободян**

РЕСУРС И ЭНЕРГОСБЕРЕГАЮЩИХ ЦЕНТРАЛЬНАЯ СИСТЕМОЙ КОНДИЦИОНИРОВАНИЯ ВОЗДУХА С ЭЖЕКЦИОННОГО ВОЗДУХОРАСПРЕДЕЛИТЕЛЬНЫХ УСТРОЙСТВ

Винницкий национальный технический университет

В работе представлен анализ энергопотребления систем транспортировки воды и воздуха, а также конструктивных особенностей существующих систем кондиционирования воздуха. Представлены конструктивные особенности и обоснована эффективность применения центральной системы кондиционирования с эжекционного воздухораспределительных устройств. Выполнена оценка эффективности применения центральных систем кондиционирования с эжекционного воздухораспределительных устройств с помощью анализа энергозатрат на транспортировку кондиционированного воздуха. Выполнено сравнение материалоемкости и энергозатрат на транспортировку приточного воздуха в традиционных центральных системах и системе с эжекционного воздухораспределительных устройств.

Ключевые слова: центральная система кондиционирования воздуха; эжекционное воздухораспределительное устройство; энергозатраты транспортировки воздуха; материалоемкость.

Пономарчук Игорь Анатольевич – к.т.н., доцент кафедры инженерных систем в строительстве, Винницкий национальный технический университет.

Слободян Наталья Михайловна – к.т.н., доцент кафедры инженерных систем в строительстве, Винницкий национальный технический университет.