

УДК 004.942: 519.876.5

doi:10.20998/2413-4295.2022.03.02

МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ТЕМПЕРАТУРНОГО РЕЖИМУ ФАНКОЙЛА

А. С. ЗАХАРЧЕНКО*, О. В. СТЕПАНЕЦЬ

кафедра автоматизації енергетичних процесів, Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського», Київ, УКРАЇНА

*e-mail: zakharchenko.anastasia@iill.kpi.ua

АНОТАЦІЯ Фанкойли широко використовуються у системах опалення та кондиціонування як в житлових будівлях, так і комерційних приміщеннях. У роботі розглядається питання створення математичної моделі фанкойла для використання в системах контролю, побудови цифрових двійників тощо. Розробка моделей компонентів інженерних систем будівлі сприяє впровадженню складніших алгоритмів керування та аналітики для узгодження роботи обладнання і, в результаті, підвищенню енергоефективності систем, можливості дослідження динаміки систем тощо. В роботі використано систему рівнянь теплового балансу для теплоносія, повітря та стінок теплообмінника, що дозволяє моделювати роботу системи в перехідних режимах. Значну увагу було приділено розрахунку параметрів теплоносія та повітря, що включає питому теплоємність, коефіцієнти тепловіддачі, теплопровідності води та повітря, коефіцієнти кінематичної в'язкості, густина тощо. Було запропоновано використання динамічного обчислення характеристик теплоносія та повітря, реалізовано алгоритм із застосуванням мови програмування Python та бібліотек CoolProp, SciPy, NumPy та представлено результати моделювання. Для оцінки ефективності запропонованих рішень виконано порівняльний аналіз результатів моделювання для системи з постійними значеннями параметрів теплоносія та повітря, визначеними за усередненими початковими значеннями вхідних та вихідних параметрів моделі, порівняно з системою з динамічним розрахунком. На кінець досліджено динаміку впливу зовнішніх факторів на результати моделювання та представлено аналіз впливу вхідних змінних моделі на вихідні значення температури через неявні зв'язки в розрахунках параметрів, що характеризують теплоносій та повітря у фанкойлі. За результатами порівняння було оцінено відхилення у результатах моделювання досліджуваних моделей для розрахованого значення теплової потужності зі сторони повітря в абсолютних і відносних одиницях.

Ключові слова: математична модель; фанкойл; теплообмінник; динамічне моделювання; ОВКП; коефіцієнт теплопередачі

MATHEMATICAL MODELING OF THE FAN COIL TEMPERATURE BEHAVIOR

A. ZAKHARCHENKO, O. STEPANETS

Department of Automation of Energy Processes, National Technical University "Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute", Kyiv, UKRAINE

ABSTRACT Fan coils are widely used in heating and air conditioning systems in both residential buildings and commercial areas. This article deals with the creation of a mathematical model of the fan coil for use in control systems, building digital twins, etc. The development of models of components of building engineering systems contributes to the introduction of more sophisticated control algorithms and analytics to coordinate the operation of equipment and as a result improve the energy efficiency of systems, the ability to investigate the dynamics of systems, etc. In this paper, a system of heat balance equations for the water, air and walls of the heat exchanger was used, which allows for simulating the operation of the system in transient modes. Considerable attention was paid to the calculation of the coolant and air parameters, including specific heat capacity, heat transfer coefficients, water and air thermal conductivity, kinematic viscosity coefficients, density, etc. The use of dynamic calculation of the coolant and air characteristics was proposed, an algorithm using the Python programming language and the CoolProp, SciPy, and NumPy libraries were implemented, and simulation results were presented. To assess the effectiveness of the proposed solutions, an analysis of the simulation results for the system with constant values of the coolant and air parameters, determined from the averaged initial values of the input and output parameters of the model, compared to the system with dynamic calculation, was performed. Finally, we investigated the dynamics of the external factor influence on the simulation results and presented an analysis of the influence of the model input variables on the output temperature values due to implicit relationships in the calculation of the parameters characterizing the heat transfer fluid and the air in the fan coil. According to the results of the comparison, the deviations in the simulation results of the models under study were estimated for the calculated value of heat output on the air side in absolute and relative units.

Keywords: math model; fan coil; heat exchanger; dynamic modeling; HVAC; heat transfer coefficient

Вступ

Питання опалення та теплового комфорту в галузі обслуговування будівель вже багато років не втрачає актуальності, що пов'язане з значною часткою первинної енергії, що припадає на роботу технологічних систем будівель [1].

Для підвищення ефективності роботи систем забезпечення будівлі потрібно узгоджувати роботу різного виду обладнання. Розробка математичних моделей функціональних елементів систем опалення,

вентиляції та кондиціонування (ОВКП) дозволяє впроваджувати складніші алгоритми керування обладнання для забезпечення оптимальних параметрів мікроклімату [2,3]. Також моделі можуть використовуватися для проведення аналітики, розробки цифрових двійників компонентів інженерних систем тощо.

Фанкойли є одними з найпоширеніших елементів систем охолодження та обігріву та характеризуються високою ефективністю роботи [3, 4]. Моніторинг поведінки теплообмінника в

динамічних режимах роботи має вагоме значення як в діагностиці роботи та оптимізації керування високоенергоєфективними системами, так і в впровадженні інноваційних технологій та інтелектуальних функцій у сфері автоматизації будівель.

Залежно від методів моделювання, можна виокремити моделі типу «білий ящик», «чорний ящик» та «сірий ящик» [5]. Перші моделі розробляються на основі розуміння фізики процесу та основних інженерних принципів. Моделі чорного ящика розробляються шляхом вимірювання входів і виходів системи та знаходження лінійної або нелінійної математичної функції для наближення роботи системи. Моделі сірого ящика розробляються з використанням моделей білого ящика, параметри яких можуть визначатися на основі експериментальних даних [1,6].

Моделі, що розглядаються у роботі відносяться до сірого ящика, так як враховують емпіричні залежності та для підвищення точності результатів моделювання можуть проходити процедуру ідентифікації, використовувати різного виду емпіричні кореляції [7–9].

Мета роботи

У статті розглядається приклад побудови математичної моделі фанкойла для використання в прогнозуванні теплової поведінки систем ОВКП та параметрів мікроклімату приміщень будівель різного призначення, де застосовується динамічне керування параметрами повітря та теплоносія.

Метою роботи є підвищення точності моделювання за рахунок впровадження динамічного розрахунку характеристик повітря та теплоносія у фанкойлі, оцінка результатів моделювання за різними входними збуреннями для визначення доцільності використання запропонованого рішення за різних умов та проведення подальших досліджень.

Виклад основного матеріалу

Фанкойл складається з вентилятора та теплообмінника, через який протікає певний теплоносій (рис. 1). Теплова потужність теплообмінника має нелінійну залежність від витрати повітря та води [3]. Співвідношення між потужністю та потоками рідини через теплообмінник залежить від конструкції та розмірів фанкойла, та інших параметрів стану об'єкта. Моделювання роботи фанкойла здійснюється на основі фізичних законів та властивостях об'єкта та включає конвекцію теплоносія, теплопровідність через теплообмінник і конвекцію повітря, яке нагрівається або охолоджується [10].

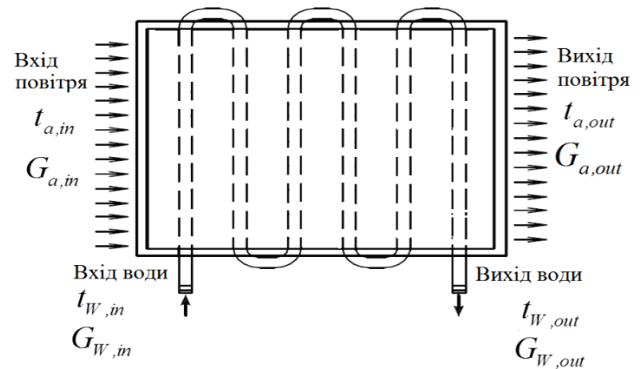


Рис. 1 – Принципова схема роботи фанкойла

Для даної моделі зроблені наступні припущення [2, 7]:

- Вентилятор фанкойла керується ступінчасто і має чотири можливих швидкості: вимкнений, низька швидкість, висока і середня. Витрата повітря залежить від швидкості вентилятора і приймається сталою для кожної з них. Витрата повітря на вході і виході з фанкойла приймається рівною.
- Температура теплоносія в фанкойлі приймається рівною середньому значенню його температури на вході і виході теплообмінника: $\frac{1}{2}(t_{w,E} + t_{w,L})$.
- Температура повітря в фанкойлі приймається рівною середньому значенню його температури на вході і виході теплообмінника: $\frac{1}{2}(t_{a,E} + t_{a,L})$.
- Властивості повітря та теплоносія змінюються залежно від значень температур і витрат теплоносія та повітря.
- Враховуються властивості матеріалу труб і оребрення теплообмінника, фізичні розміри та їх різниця температур.
- Температура поверхні теплообмінника вища за температуру точки роси повітря, що надходить.

Розглянемо систему рівнянь, яка включає тепловий баланс для теплоносія, що протікає через теплообмінник, для повітря та матеріалу теплообмінника [2, 6,11].

$$\begin{cases} \frac{1}{2} \rho_w c_w A_w l \frac{d(t_{w,E} + t_{w,L})}{dt} = G_{w,E} c_w (t_{w,E} - t_{w,L}) + \alpha_{gw} A_{gw} \left(t_g - \frac{t_{w,E} + t_{w,L}}{2} \right); \\ \frac{1}{2} \varepsilon_a \rho_a c_a A_a b \frac{d(t_{a,E} + t_{a,L})}{dt} = G_{a,E} c_a (t_{a,E} - t_{a,L}) + \alpha_{ga} A_{ga} \left(t_m - \frac{t_{a,E} + t_{a,L}}{2} \right); \\ M_g c_g \frac{dt_g}{dt} = \alpha_{gw} A_{gw} \left(\frac{t_{w,E} + t_{w,L}}{2} - t_g \right) + \alpha_{ga} A_{ga} \left(\frac{t_{a,E} + t_{a,L}}{2} - t_m \right), \end{cases} \quad (1)$$

де $t_{w,E}$, $t_{w,L}$ – вхідна та вихідна температури теплоносія, К; $t_{a,E}$, $t_{a,L}$ – вхідна та вихідна температури повітря, К; t_g – температура стінок теплообмінника, К; t_m – температура поверхні ребр теплообмінника, К; A_{gw} , A_{ga} – площа внутрішньої та зовнішньої поверхні теплообмінника, м²; $\rho_w = f(t_{w,E}, t_{w,L})$, $\rho_a = f(t_{a,E}, t_{a,L})$ – густина води та повітря, кг/м³; $c_w = f(t_{w,E}, t_{w,L})$, $c_a = f(t_{a,E}, t_{a,L})$, c_g – питома теплоємність води, повітря та матеріалу теплообмінника, Дж/(кг · °С); A_w – площа перетину труби теплообмінника, м²; A_a – площа повітропроходу, м²; l – довжина труб теплообмінника, м; ε_a – об'єм повітря в теплообміннику, м³; b – довжина повітропроходу фанкойла, м; $G_{w,E}$, $G_{a,E}$ – масовий потік через фанкойл, кг/с; M_g – маса металу теплообмінної поверхні, кг; α_{gw} , α_{ga} – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони теплоносія та зі сторони повітря, Вт/(м² · К).

Ефективність теплового обміну η_s розраховується за формулою [2, 12]:

$$\eta_s = \frac{\left(t_m - \frac{t_{a,E} + t_{a,L}}{2} \right)}{\left(t_g - \frac{t_{a,E} + t_{a,L}}{2} \right)}. \quad (2)$$

З рівняння (2) можна визначити температуру поверхні ребр теплообмінника відносно температури стінок теплообмінника:

$$t_m = \eta_s t_g + (1 - \eta_s) \frac{t_{a,E} + t_{a,L}}{2}. \quad (3)$$

Розглянемо розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі, що є нелінійними функціями і залежать від вхідних та вихідних значень температури та витрати [7]:

$$\alpha_{gw} = \frac{Nu_w \cdot \lambda_w}{R_{d,w}}; \quad (4)$$

$$\alpha_{ga} = \frac{Nu_a \cdot \lambda_a}{R_{d,a}}, \quad (5)$$

де $\lambda_w = f(t_{w,E}, t_{w,L})$, $\lambda_a = f(t_{a,E}, t_{a,L})$ – коефіцієнти теплопровідності води та повітря, Вт/(м² · К); Nu_w – число Нуссельта для теплоносія, Nu_a – число Нуссельта для повітря, що розраховуються за наступними формулами (6), (7).

$$Nu_w = C_1 Re_w^{n_1}; \quad (6)$$

$$Nu_a = C_2 Re_a^{n_2}, \quad (7)$$

де C_1, C_2, n_1, n_2 – емпіричні константи, які визначаються для теплообмінника експериментальним шляхом.

Re_w, Re_a – число Рейнольдса для теплоносія та повітря, що розраховується як:

$$Re_w = \frac{u_w R_{d,w}}{\nu_w} = \frac{G_{w,E} R_{d,w}}{\nu_w N \pi R_{d,w}^2 \rho_w}; \quad (8)$$

$$Re_a = \frac{u_a R_{d,a}}{\nu_a} = \frac{G_{a,E} R_{d,a}}{\nu_a \rho_a A_a}, \quad (9)$$

де u_w, u_a – швидкість потоку теплоносія та повітря, м/с; $\nu_w = f(t_{w,E}, t_{w,L})$, $\nu_a = f(t_{a,E}, t_{a,L})$ – коефіцієнт кінематичної в'язкості, м²/с; R_d – гідравлічний діаметр, м, що розраховується як:

$$R_{d,w} = r_i; \quad (10)$$

$$R_{d,a} = \frac{2(S-2r_i)(e-\delta_c)}{(S-2r_i)+(e-\delta_c)}, \quad (11)$$

де r_i – внутрішній радіус трубки теплообмінника, м; S – відстань між сусідніми трубками теплообмінника, м; δ_c – товщина ребр теплообмінника, м; e – відстань між ребрами теплообмінника, м.

Використані вхідні дані для розробки моделі та отримання аналітичних даних представлені в табл. 1.

Для реалізації моделі використовувалася мова програмування Python. Для вирішення системи диференціальних рівнянь застосовується пакет `scipy.integrate.odeint` та бібліотека NumPy для роботи з даними, виконання математичних операцій та пришвидшення обчислень. Розрахунок поточних значень параметрів, що характеризують динамічні властивості теплоносія та повітря, функціонально залежних від поточних значень тиску, температури, витрати тощо на вході і виході об'єкта, здійснювалося за допомогою бібліотеки CoolProp.

Потужність фанкойла не змінюється лінійно з витратою води та повітря. Співвідношення між потужністю та витратами теплоносія та повітря через теплообмінник залежить від конструкції та розмірів. Маючи розраховані значення різниць температур на вході/виході та витрати на стороні повітря або води, теплову потужність фанкойла можна оцінити за формулою (12) [3,9].

$$Q_a = G_{a,E} c_a (t_{a,E} - t_{a,L}). \quad (12)$$

Результати моделювання представлені на рис. 2 і включають динаміку зміни вихідних параметрів системи (температур води, повітря та металу теплообмінника) та теплову потужність фанкойла відповідно до розрахованих температур за збурення $\Delta t_{w,E} = 10\text{К}$.

Таблиця 1 – Вхідні дані для моделювання роботи фанкойла

Параметр	Значення	Одиниці
Характеристики фанкойла		
Довжина труб теплообмінника	21	м
Площа внутрішньої поверхні теплообмінника	0.53	м ²
Площа зовнішньої поверхні теплообмінника	8.81	м ²
Внутрішній діаметр труби теплообмінника	0.004	м
Площа повітроходу	0.18	м ²
Товщина ребр теплообмінника	0.0002	м
Відстань між ребрами теплообмінника	0.0024	м
Відстань між сусідніми трубками теплообмінника	0.022	м
Маса металу теплообмінної поверхні	17.5	кг
Початкові умови моделювання		
Вхідна температури теплоносія	313	К
Вихідна температури теплоносія	300	К
Вхідна температури повітря	273	К
Вихідна температури повітря	290	К
Масовий потік теплоносія через фанкойл	0.2	кг/с
Масовий потік повітря через фанкойл	0.18	кг/с

Динамічний розрахунок характеристик теплоносія та повітря, що залежать від їх температури, тиску, витрати на вході й виході з фанкойла, використовується з метою підвищення точності моделювання поведінки фанкойла за різних умов роботи. Для оцінки ефекту від впровадженнь було проведено порівняння результатів моделювання для запропонованої системи та для моделі зі статичними параметрами за стаціонарних початкових умов, що описана в роботі [2]. Моделювання проводилося за збуренням для кожного вхідного параметра моделі (табл. 2).

На рис. 3 приведено результати моделювання, що дозволяють оцінити вплив кожного з вхідних параметрів на поведінку об'єкта та на точність отриманих результатів через непрямі зв'язки, пов'язані з нелінійними залежностями параметрів середовища (питома теплоємність води та повітря, коефіцієнти тепловіддачі, теплопровідності води та повітря, коефіцієнти кінематичної в'язкості, густина тощо) від вхідних змінних та змінних стану системи.

Таблиця 2 – Вхідні дані збурень для моделювання

Вид збурення	Позначення	Початкові умови	Значення збурення
За вхідною температурою води	$t_{w,E}$	313 К	333 К
За витратою повітря	$G_{a,E}$	0.18 кг/с	0.27 кг/с
За витратою теплоносія	$G_{w,E}$	0.2 кг/с	0.30 кг/с
За вхідною температурою повітря	$t_{a,E}$	273 К	293К

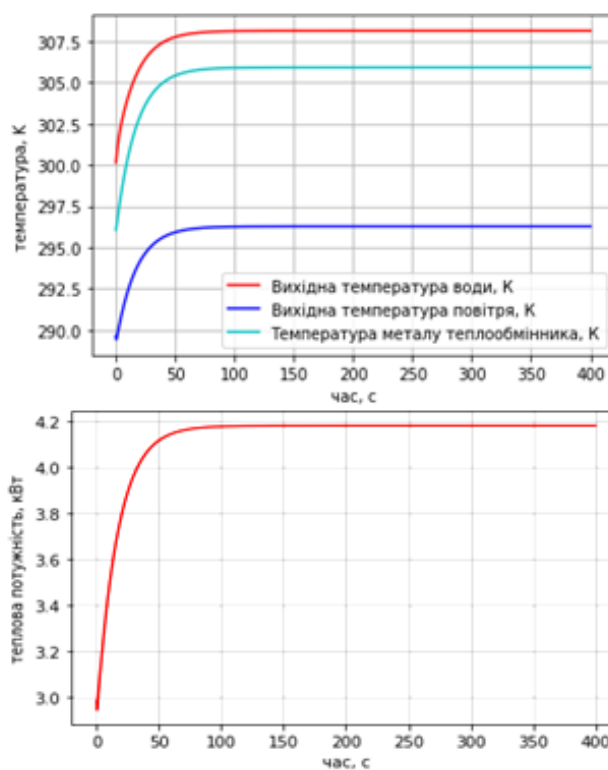


Рис. 2 – Результати моделювання

Обговорення результатів

Відповідно до рис. 3 можна зробити висновок, що найбільше відхилення результатів моделювання спостерігаються за зміни величини витрати повітря і, відповідно, найменше – для зміни температури вхідного повітря. Також варто зазначити, що відхилення результатів моделювання є значно більшим для вихідної температури повітря, що впливає на розрахунок значення кількості теплоти, що передається приміщенню, де розташований фанкойл [1, 6].

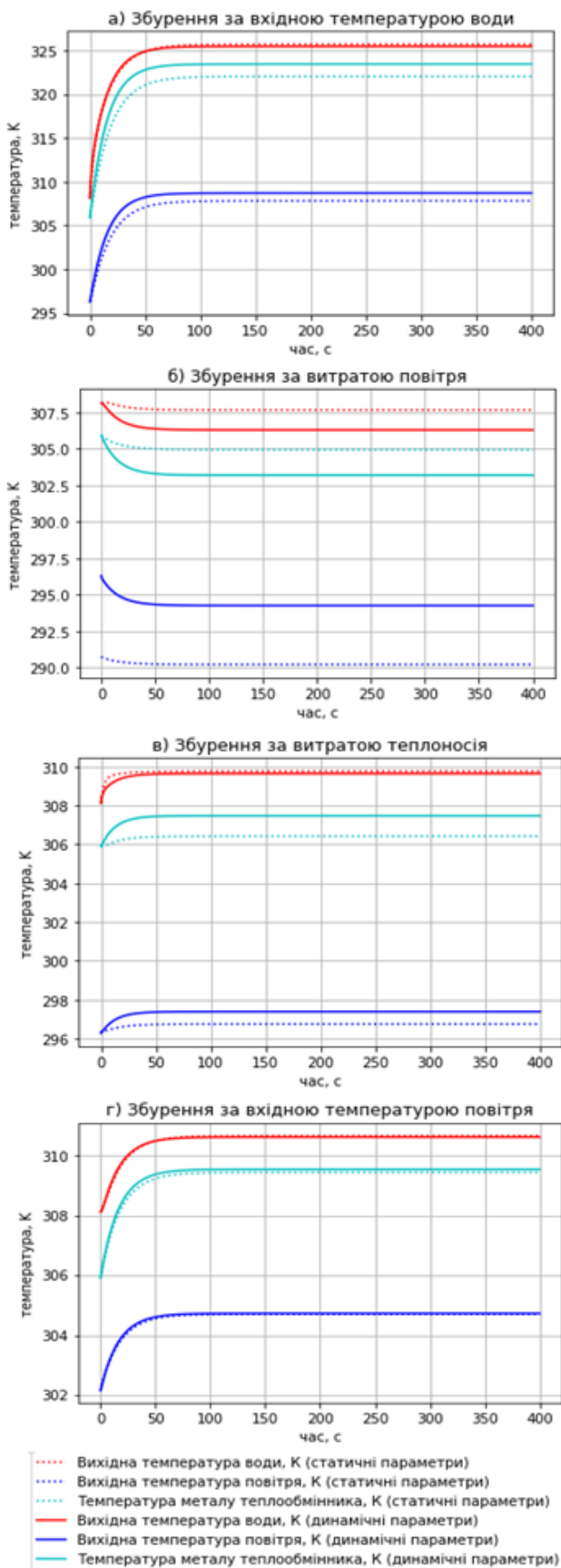


Рис. 3 – Порівняння результатів моделювання

Таким чином, можна зробити висновок, що використання моделей зі постійними значеннями характеристик теплоносія та повітря є більш доцільним у випадках, коли основним збуренням для системи є зміна температури вхідного повітря або в випадку моделювання з метою розрахунку вихідної температури води системи та кількості теплоти, що відбирається зі сторони теплоносія. У даному випадку використання постійних, усереднених значень параметрів речовин дозволяє спростити розрахунки.

В інших випадках, динамічний розрахунок параметрів потенційно має підвищувати точність отриманих результатів за рахунок врахування їх нелінійної залежності від певного набору факторів проти моделей зі статичними параметрами [7]. Найбільший ефект від динамічного розрахунку параметрів очікується при використанні для моделювання у реальному часі та використанні в широкому діапазоні значень вхідних величин.

Для оцінки результатів моделювання також було розглянуто абсолютне відхилення теплової потужності фанкойла зі сторони повітря (рис. 4), що матиме безпосередній вплив на моделювання теплового режиму приміщення, де знаходиться фанкойл.

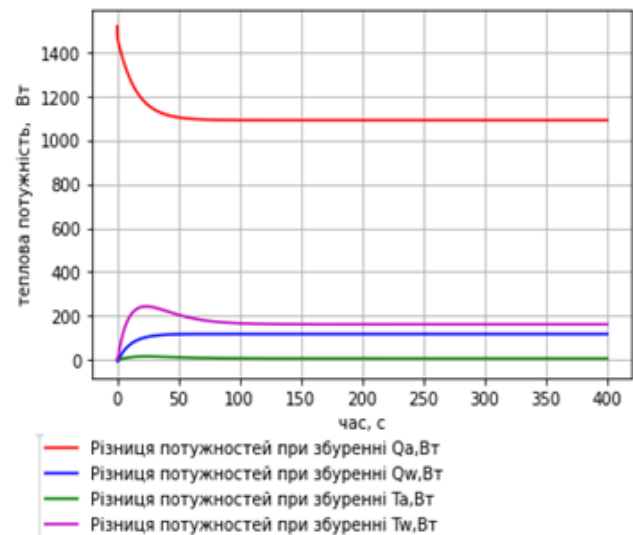


Рис. 4 – Відхилення в розрахунках теплової потужності фанкойла зі сторони повітря для різних збурень

Оцінимо відносні похибки результатів моделювання за розрахованим значенням Q_a^∞ та Q_s^∞ – теплової потужності в стаціонарному стані системи:

$$\varepsilon_{T_w} = \frac{|Q_d^\infty - Q_s^\infty|}{Q_d^\infty} \cdot 100\% = \frac{160.28}{6398.42} \cdot 100\% = 2.5\% \quad (13)$$

$$\varepsilon_{Q_a} = \frac{|Q_d^\infty - Q_s^\infty|}{Q_d^\infty} \cdot 100\% = \frac{1091.67}{5693.43} \cdot 100\% = 19.2\% \quad (14)$$

$$\varepsilon_{Q_w} = \frac{|Q_d^\infty - Q_s^\infty|}{Q_d^\infty} \cdot 100\% = \frac{116.02}{4362.72} \cdot 100\% = 2.66\% \quad (15)$$

$$\varepsilon_{T_a} = \frac{|Q_d^\infty - Q_s^\infty|}{Q_d^\infty} \cdot 100\% = \frac{4.68}{2084.05} \cdot 100\% = 0.2\% \quad (16)$$

Висновки

Запропонована математична модель фанкойла враховує значну кількість параметрів, фізичних властивостей об'єкта і можливих факторів впливу на процес теплообміну. Використання динамічного обчислення характеристик теплоносія та повітря (питомої теплоємності води та повітря, коефіцієнтів тепловіддачі, теплопровідності води та повітря, коефіцієнтів кінематичної в'язкості, густини, тощо) підвищує точність розрахунку вихідної температури повітря і, відповідно, теплової потужності фанкойла зі сторони повітря, про що свідчить відхилення між розрахунками моделей зі статичними та динамічними характеристиками речовин, що варіюються від 0.2% до 19.2%. Проте для остаточної оцінки ефективності прийнятих рішень необхідно продовжити дослідження та провести порівняння з експериментальними даними.

Приведена порівняльна характеристика дозволяє оцінити доцільність використання запропонованої рішення при різних умовах, вимогах до моделі та обчислювальних можливостях.

Запропонована реалізація дозволяє використовувати дану модель для дослідження об'єкта і його динамічних характеристик, аналізу роботи обладнання, впровадження віртуальних датчиків тощо. За рахунок високої точності та динамічності обрахунку параметрів речовин, модель може використовувати в широкому діапазоні вхідних величин, для побудови цифрового двійника фанкойла, реалізації моделювання в реальному часі тощо.

Список літератури

1. Afram, A., & Janabi-Sharifi, F. Gray-box modeling and validation of residential HVAC system for control system design. *Applied Energy*. 2015. Vol. 137, P. 134–150. doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.026.
2. Martinčević A., Vašak M., Lešić V. Identification of a control-oriented energy model for a system of fan coil units. *Control Engineering Practice*. 2019. Vol. 91, P. 104100. doi: 10.1016/j.conengprac.2019.07.018.
3. Edwards Kilian, De Rosa Mattia, Finn Donal. Optimal control of fan coil battery air and water flow rates requiring minimal on-line measurements. *Applied Thermal Engineering*. 2021. Vol. 198, P. 117469. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117469.

4. Jin G.-Y., Cai W.-J., Wang Y.-W., Yao Y. A simple dynamic model of cooling coil unit. *Energy Conversion and Management*. 2006. Vol. 47 (15–16), P. 2659–2672. doi: 10.1016/j.enconman.2005.10.020.
5. Gutierrez Gonzalez V., Ramos Ruiz G., Fernandez Bandera C. Empirical and comparative validation for a building energy model calibration methodology. *Sensors*. 2020. Vol. 20 (17), P.5003. doi: 10.3390/s20175003.
6. Yao Y., Yu Y. Modeling and Control in Air-conditioning Systems. *Energy and Environment Research in China*. Berlin: Springer Berlin, 2017. 479. doi: 10.1007/978-3-662-53313-0.
7. Yao Y., Huang M., Mo J., Dai S. State-space model for transient behavior of water-to-air surface heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2013. Vol. 64. P. 173–192. doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.037.
8. Taler D. Mathematical modeling and experimental study of heat transfer in a low-duty air-cooled heat exchanger. *Energy Conversion and Management*. 2018. Vol. 159. P. 232–243. doi: 10.1016/j.enconman.2018.01.018.
9. Jouhara H., Almahmoud S., Brough D., Guichet V. Experimental and theoretical investigation of the performance of an air to water multi-pass heat pipe-based heat exchanger. *Energy*. 2021. Vol. 219. P. 1196624. doi: 10.1016/j.energy.2020.1196624.
10. Abdulrahman A.A. Enhemed, Rosbi Bin Mamat, Dirman Hanafi. Mathematical modeling of industrial heat exchanger system. *Applied Mechanics and Materials*. 2012. Vol. 229–231. P. 2122–2124. doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.229-231.2122.
11. Liu Y., Zhoua G., Mab J. Simulation of an air liquid combined heat exchanger. *Procedia Engineering*. 2011. Vol. 15. P. 4052–4057. doi: 10.1016/j.proeng.2011.08.760.
12. Jagirdar M., & Lee P. S. Mathematical modeling and performance evaluation of a desiccant coated fin-tube heat exchanger. *Applied Energy*. 2018. Vol. 212. P.401–415. doi: 10.1016/j.apenergy.2017.12.038.

References (transliterated)

1. Afram A., Janabi-Sharifi F. Gray-box modeling and validation of residential HVAC system for control system design. *Applied Energy*, 2015, Vol. 137, pp. 134–150, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.026.
2. Martinčević A., Vašak M., Lešić V. Identification of a control-oriented energy model for a system of fan coil units. *Control Engineering Practice*, 2019, Vol. 91, p. 104100. doi: 10.1016/j.conengprac.2019.07.018.
3. Edwards Kilian, De Rosa Mattia, Finn Donal. Optimal control of fan coil battery air and water flow rates requiring minimal on-line measurements. *Applied Thermal Engineering*, 2021, Vol. 198, p. 117469, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2021.117469.
4. Jin G.-Y., Cai W.-J., Wang Y.-W., Yao Y. A simple dynamic model of cooling coil unit. *Energy Conversion and Management*, 2006, Vol. 47 (15–16), pp. 2659–2672, doi: 10.1016/j.enconman.2005.10.020.
5. Gutierrez Gonzalez V., Ramos Ruiz G., Fernandez Bandera C. Empirical and comparative validation for a building energy model calibration methodology. *Sensors*, 2020, Vol. 20 (17), p. 5003, doi: 10.3390/s20175003.

6. Yao Y., Yu Y. Modeling and Control in Air-conditioning Systems. *Energy and Environment Research in China*. Berlin: Springer Berlin, 2017, p. 479, doi: 10.1007/978-3-662-53313-0.
7. Yao Y., Huang M., Mo J., Dai. State-space model for transient behavior of water-to-air surface heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2013, Vol. 64, pp. 173–192, doi: 10.1016/j.ijheatmasstransfer.2013.04.037.
8. Taler D. Mathematical modeling and experimental study of heat transfer in a low-duty air-cooled heat exchanger. *Energy Conversion and Management*, 2018, Vol. 159, pp. 232–243, doi: 10.1016/j.enconman.2018.01.018.
9. Jouhara H., Almahmoud S., Brough D., Guichet V. Experimental and theoretical investigation of the performance of an air to water multi-pass heat pipe-based heat exchanger. *Energy*, 2021, Vol. 219, p. 1196624, doi: 10.1016/j.energy.2020.119624.
10. Abdulrahman A. A. Enhanced, Rosbi Bin Mamat, Dirman Hanafi. Mathematical modeling of industrial heat exchanger system. *Applied Mechanics and Materials*, 2012, Vol. 229–231, pp. 2122–2124, doi: 10.4028/www.scientific.net/AMM.229-231.2122.
11. Liu Y., Zhoua G., Mab J. Simulation of an air liquid combined heat exchanger. *Procedia Engineering*, 2011, Vol. 15, pp. 4052–4057, doi: 10.1016/j.proeng.2011.08.760.
12. Jagirdar M., Lee P. S. Mathematical modeling and performance evaluation of a desiccant coated fin-tube heat exchanger. *Applied Energy*, 2018, Vol. 212, pp. 401–415, doi: 10.1016/j.apenergy.2017.12.038.

Відомості про авторів (About authors)

Захарченко Анастасія Сергіївна – аспірантка, кафедра автоматизації енергетичних процесів, Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського», Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5767-3028>; e-mail: zakharchenko.anastasiya@iill.kpi.ua

Anastasiya Zakharchenko – Ph. D. student, Department of Automation of Energy Processes, National Technical University “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv, Ukraine; ORCID: <https://orcid.org/0000-0001-5767-3028>; e-mail: zakharchenko.anastasiya@iill.kpi.ua

Степанець Олександр Васильович – кандидат технічних наук, доцент кафедри автоматизації енергетичних процесів, Національний технічний університет України «КПІ ім. Ігоря Сікорського», Київ, Україна; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4444-0705>; e-mail: stepanets.av@gmail.com

Oleksandr Stepanets – Candidate of Technical Sciences, Docent, Department of Automation of Energy Processes, National Technical University “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute”, Kyiv, Ukraine; ORCID: <https://orcid.org/0000-0003-4444-0705>; e-mail: stepanets.av@gmail.com

Будь ласка, посилайтесь на цю статтю наступним чином:

Захарченко А. С., Степанець О. В. Математичне моделювання температурного режиму фанкойла. *Вісник Національного технічного університету «ХПІ»*. Серія: Нові рішення в сучасних технологіях. – Харків: НТУ «ХПІ». 2022. № 3 (13). С. 11-17. doi:10.20998/2413-4295.2022.03.02.

Please cite this article as:

Zakharchenko A., Stepanets O. Mathematical modeling of the fan coil temperature behavior. *Bulletin of the National Technical University "KhPI"*. Series: New solutions in modern technology. – Kharkiv: NTU "KhPI", 2022, no. 3(13), pp. 11–17, doi:10.20998/2413-4295.2022.03.02.

Надійшла (received) 01.09.2022