

Волощук В.А.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Некрашевич О.В.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Богза М.С.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

Гікало П.В.

Національний технічний університет України
«Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського»

ДОСЛІДЖЕННЯ ДИНАМІЧНИХ ХАРАКТЕРИСТИК ТЕПЛОАСОСНОЇ УСТАНОВКИ ТИПУ «ПОВІТРЯ-ВОДА»¹

Теплонасосні установки мають широкі перспективи для систем тепло- та холодозабезпечення будинків. Для впровадження систем керування такими системами є потреба в дослідженні їх динамічних характеристик. Це можна реалізувати шляхом проведення експериментів або за рахунок створення та реалізації відповідних математичних та комп'ютерних моделей. У другому випадку часто використовується підхід, у якому фізичні процеси описуються диференціальними рівняннями збереження маси, енергії та, за потреби, моменту імпульсу.

В роботі, на основі математичного опису фізичних явищ, розроблено та реалізовано в комп'ютерному пакеті Matlab модель динамічних процесів у теплонасосній установці типу «повітря-вода» з установленою потужністю 10 кВт та використанням фреону R-134a як робочого тіла. Вхідними змінними моделі є температура і витрата повітря на вході у випарник, температура і витрата води на вході в конденсатор, а також частота обертання на валу компресора. Вихідним параметром реакції об'єкта є температура води на виході з конденсатора.

Модель було використано для дослідження динамічних характеристик об'єкта шляхом нанесення ступеневих збурень на вхідні параметри.

Виявлено, що досліджувані перехідні процеси можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку. Визначено їх коефіцієнти передачі, сталі часу, які змінюються в межах 3...5 с, та час запізнювання, за наявності, який змінюється в межах 0,5...3 с.

Показано, що зміна температури та витрати води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр ніж збурення зі сторони випарника (зміна температури та витрати повітря на вході у випарник), що підтверджується збільшенням коефіцієнта передачі перехідних процесів.

Визначено, що при різних початкових умовах коефіцієнти передачі більшості перехідних процесів змінюються, що свідчить про нелінійність об'єкта керування.

Отриману модель буде використано для її інтеграції з динамічною моделлю системи тепло- та холодозабезпечення будинку з подальшим застосуванням у задачах синтезу систем автоматичного керування та предиктивного обслуговування такими системами.

Ключові слова: математична модель, ступеневе збурення, перехідний процес, динамічні характеристики, теплонасосна установка.

Постановка проблеми. Для синтезу системи автоматичного керування теплонасосних установок (ТНУ) необхідні дані щодо динаміч-

них характеристик цього об'єкта. За допомогою математичних та комп'ютерних моделей, де враховано перехідні процеси, такі характеристики можна отримати. В теперішній час роль подібних моделей зростає у зв'язку з застосуванням нових методів керування (прогнозне керування, «цифрові двійники» тощо). Для розроблення системи

¹ Стаття підготовлена в рамках виконання проекту «Ексергетичне обґрунтування нестационарних режимів та характеристик комбінованого тепло- та холодозабезпечення енергоефективних будівель на основі теплонасосних систем» (номер державної реєстрації НДР 0122U001750).

керування модель перехідних процесів повинна визначати ключові динамічні характеристики об'єкта і мати відносно малий час реалізації. Складністю моделювання перехідних процесів ТНУ є, зокрема, необхідність формалізації процесів тепло та масообміну в компонентах різного типу. Теплообмінники, які використовуються в цих системах працюють в умовах фазових переходів робочих тіл.

Моделі можуть створюватися на основі розгляду фізичних процесів, що відбуваються в об'єктах (physics-based models), та шляхом обробки експериментальних даних (data-based models) [1], [2], [3]. У випадку моделювання об'єкта шляхом формалізації фізичних процесів використовується декілька підходів. У найпростішому підході об'єкт розглядається як такий, де його характеристики не змінюються по координатах (об'єкт з зосередженими параметрами). Складніші та точніші підходи передбачають дискретизацію компонентів об'єкта і дають можливість врахувати зміну параметрів у просторі. Для врахування динаміки зміни зон фазових переходів використовується так званий метод рухомих границь [4] (moving-boundary formulation).

Аналіз останніх досліджень і публікацій. В роботі [5] розроблено модель динамічних процесів чилера як об'єкта з зосередженими параметрами. На основі фізичного підходу спочатку було розроблено систему нелінійних диференціальних рівнянь першого порядку, потім ці рівняння було лінеаризовано, і, в результаті, модель представлено у просторі станів. Адекватність модель підтверджено серією експериментів з чилером, що використовує фреон R-134a. У порівнянні з експериментальними даними похибка результатів моделювання не перевищує 10%.

Пізніше в дослідженнях [6] автори запропонували модель динаміки чилера на основі методу рухомих границь для врахування перехідних процесів під час фазових перетворень. У моделях компресора та розширювального вентиля інерційність не враховувалася через незначний вплив. Точність моделі було оцінено шляхом проведення експериментів. Похибка в більшості випадків не перевищувала 10%.

Автори [7] навели порівняння часу реалізації моделі, що побудована на основі методу рухомих границь, з моделлю, яка створена шляхом дискретизації (метод контрольних об'ємів) і показали, що суттєвої різниці в отриманих результатах немає. Разом з тим, в роботі [7] вказано, що під час створення моделі динаміки парокомпресійної

установки, необхідно враховувати можливості, точність та час реалізації того чи іншого методу.

В роботі [8] запропоновано модель парокомпресійної теплонасосної установки типу «повітря-повітря» з фреоном R-407c, яку розроблено в MATLAB з використанням бібліотеки Simscape. Реалізація моделі дала можливість дослідити динаміку установки в складі системи обігріву будинку залежно від зміни температури навколишнього середовища.

Автори [9] для моделювання динамічних процесів у теплообмінниках парокомпресійної установки під час зупинки та включення в роботу використали метод рухомих границь. При цьому було запропоновано п'ять режимів роботи для конденсатора та два режими для випарника. Порівняння результатів моделювання з експериментальними даними показало задовільні результати.

В роботі [10] розроблено динамічну модель теплонасосної установки з урахуванням зміни частоти обертання вентилятора зовнішнього повітря й компресора для підвищення її енергоефективності та забезпечення теплового комфорту. Порівняння результатів моделювання з даними експерименту показало, що похибка не перевищує 5%. Для умов дослідження показано, що шляхом зміни частоти обертання вентилятора зовнішнього повітря та компресора можна знизити на 57% час виходу на заданий режим теплового комфорту та на 75% енергоспоживання.

Автори [11] запропонували методологію моделювання перехідних процесів парокомпресійних установок на основі методу скінченних об'ємів. Показано підвищення точності розрахунку за умови збільшення кроку дискретизації. Розраховані значення тисків у випарнику та конденсаторі добре узгоджуються з експериментальними значеннями. Вказано, що точність моделювання можуть бути підвищено шляхом врахування зміни масової витрати в розширювальному клапані та компресорі під час пуску установки, оцінювання залежності коефіцієнтів теплопередачі в теплообмінниках від фазового стану, а також за рахунок врахування втрат тиску в конденсаторі та випарнику.

В дослідженнях [12] з використанням методу скінченних об'ємів розроблено та реалізовано моделі перехідних процесів пластинчастих теплообмінників за умови їх використання як випарника та конденсатора у складі теплонасосної установки. Порівняння отриманих змодельованих даних з результатами експерименту показало високу точність – похибка знаходилася в межах $0,11 \dots 1,1 \cdot 10^{-3}$, що є значно меншим за допустиме

значення (0,05). Збільшення кількості комірок до двадцяти забезпечує одночасно і високу точність і швидкість обчислень.

В роботі [13] на основі методу скінченних об'ємів, для оцінювання перехідних процесів у парокомпресійних холодильних установках запропоновано три типи моделей. У першій, базовій, моделі передбачено найбільш загальні умови рівняння масового та енергетичного балансів випарника та конденсатора. У другій моделі не враховано втрати тиску у теплообмінниках. Третя модель додатково спрощує розрахунок масової витрати робочого тіла в комірках шляхом лінійної інтерполяції. Показано, що друга модель дає практично ті ж результати, що і базова, але зменшує час розрахунку. Третя модель суттєво погіршує точність отриманих даних у порівнянні з даними базової моделі.

Отже, літературний аналіз показав, що моделювання динаміки ТНУ можна з достатньою для достатньої точності здійснювати без врахування перехідних процесів у компресорі та розширювальному вентилі. Разом з тим, динамічні режими роботи таких систем суттєво визначаються перехідними процесами у випарнику та конденсаторі.

Постановка завдання. Метою роботи є визначення динамічних характеристик ТНУ типу «повітря-вода» шляхом розроблення та реалізації математичної та комп'ютерної моделей такого об'єкта.

Виклад основного матеріалу. В роботі досліджувалася ТНУ типу «повітря-вода», розрахункова схема, якої наведена на рис. 1. У проектному режимі повітря з температурою -7°C надходить у випарник (EV) і охолоджується до температури -12°C . Відібрана від повітря теплота (\dot{Q}_{in}) передається на випаровування робочого тіла (фреон R134a), яке потім подається у компресор (CM), де стискається за рахунок роботи (\dot{N}). Після цього робоче тіло надходить у конденсатор (CD) і віддає енергію у формі теплоти воді системи опа-

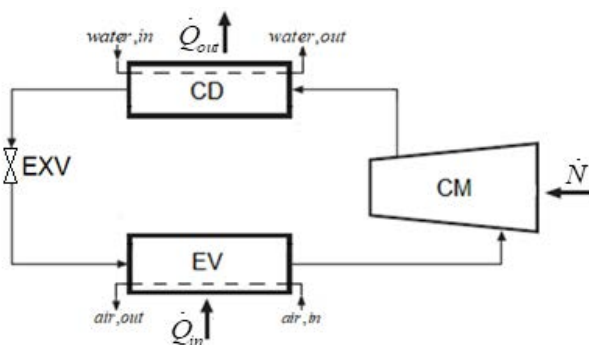


Рис. 1. Розрахункова схема ТНУ

лення, забезпечуючи її нагрівання від $+40^{\circ}\text{C}$ до $+45^{\circ}\text{C}$. Проектна теплова потужність (\dot{Q}_{out}) ТНУ становить 10 кВт. Після конденсатора робоче тіло рухається у розширювальний вентиль (EXV) для зниження тиску й температури з подальшим надходженням у випарник.

Рівняння енергетичного балансу робочого тіла в конденсаторі має вигляд

$$c_{wf,CD} M_{wf,CD} \frac{dT_{wf,CD}}{d\tau} = G_{wf} (h_{CD,in} - h_{CD,out}) - k_{CD} A_{CD} \left(T_{wf,CD} - \frac{T_{water,in} + T_{water,out}}{2} \right), \quad (1)$$

де $c_{wf,CD}$ – теплоємність робочого тіла в області конденсатора, Дж/(кг·К);

$M_{wf,CD}$ – маса робочого тіла в області конденсатора, кг;

$T_{wf,CD}$ – температура робочого тіла в області конденсатора, К;

G_{wf} – витрата робочого тіла через конденсатор, кг/с;

$h_{CD,in}$, $h_{CD,out}$ – питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з конденсатора, відповідно, Дж/кг;

k_{CD} – коефіцієнт теплопередачі в області конденсатора, Вт/(м²·К);

A_{CD} – площа теплопередачі, м²;

$T_{water,in}$, $T_{water,out}$ – температури води на вході та виході з конденсатора, відповідно, К.

Рівняння енергетичного балансу води, що нагрівається в конденсаторі, має вигляд

$$\frac{1}{2} c_{water,CD} M_{water,CD} \frac{d(T_{water,in} + T_{water,out})}{d\tau} = G_{water} (h_{water,in} - h_{water,out}) + k_{CD} A_{CD} \left(T_{wf,CD} - \frac{T_{water,in} + T_{water,out}}{2} \right), \quad (2)$$

де $c_{water,CD}$ – теплоємність води в області конденсатора, Дж/(кг·К);

$M_{water,CD}$ – маса води в області конденсатора, кг;

$T_{water,in}$, $T_{water,out}$ – температура води на вході та виході з конденсатора, К;

G_{water} – витрата води через конденсатор, кг/с;

$h_{water,in}$, $h_{water,out}$ – питома ентальпія води на вході та виході з конденсатора, відповідно, Дж/кг.

Рівняння енергетичного балансу робочого тіла у випарнику має вигляд

$$c_{wf,EV} M_{wf,EV} \frac{dT_{wf,EV}}{d\tau} = G_{wf} (h_{EV,in} - h_{EV,out}) + k_{EV} A_{EV} \left(\frac{T_{air,in} + T_{air,out}}{2} - T_{wf,EV} \right). \quad (3)$$

де $c_{wf,EV}$ – теплоємність робочого тіла в області випарника, Дж/(кг·К);

$M_{wf,EV}$ – маса робочого тіла в області випарника, кг;

$T_{wf,EV}$ – температура робочого тіла в області випарника, К;

G_{wf} – витрата робочого тіла через випарник, кг/с;

$h_{EV,in}$, $h_{EV,out}$ – питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з випарника, відповідно, Дж/кг;

k_{EV} – коефіцієнт теплопередачі в області випарника, Вт/(м²·К);

A_{EV} – площа теплопередачі, м²;

$T_{air,in}$, $T_{air,out}$ – температури повітря на вході та виході з випарника, відповідно, К.

Рівняння енергетичного балансу повітря, що охолоджується у випарнику має вигляд

$$\frac{1}{2} c_{air, EV} M_{air, EV} \frac{d(T_{air, in} + T_{air, out})}{d\tau} = G_{air} (h_{air, in} - h_{air, out}) - k_{EV} A_{EV} \left(\frac{T_{air, in} + T_{air, out}}{2} - T_{wf, EV} \right), \quad (4)$$

де $c_{air, EV}$ – теплоємність повітря в області випарника, Дж/(кг·К);

$M_{air, EV}$ – маса повітря в області випарника, кг;

$T_{air, in}$, $T_{air, out}$ – температура повітря на вході та виході з випарника, К;

G_{air} – витрата повітря через випарник, кг/с;

$h_{air, in}$, $h_{air, out}$ – питома ентальпія повітря на вході та виході з випарника, відповідно, Дж/кг.

Коефіцієнт теплопередачі повітряного випарника (оребреного теплообмінника) визначається по відношенню до його зовнішньої поверхні

$$k_{EV} = \left(\frac{1}{\alpha_{air}} + \frac{1}{\alpha_{wf}} \cdot \frac{A_{air}}{A_{wf}} \right)^{-1}, \quad (5)$$

де A_{air} та A_{wf} – площі поверхонь нагріву випарника зі сторони повітря та зі сторони робочого тіла, відповідно, м²;

α_{air} та α_{wf} – відповідні коефіцієнти тепловіддачі зі сторони повітря та зі сторони робочого тіла, відповідно, Вт/(м²·К).

Для конденсатора передбачено пластинчастий теплообмінник, у якому коефіцієнт теплопередачі визначається за формулою

$$k_{CD} = \left(\frac{1}{\alpha_{water}} + \frac{\delta_w}{\lambda_w} + \frac{1}{\alpha_{wf}} \right)^{-1}, \quad (6)$$

де α_{water} – коефіцієнт тепловіддачі зі сторони води, Вт/(м²·К);

δ_w – товщина пластини, м;

λ_w – коефіцієнт теплопровідності матеріалу пластини, Вт/(м·К);

Значення коефіцієнтів тепловіддачі робочого тіла у випарнику та конденсаторі приймалися відповідно до рекомендацій, які наведено в [14], [15], [16], [17], [18].

Витрата робочого тіла у тепловому насосі визначалась з залежності

$$G_{wf} = V_s \rho_{CM, in} N \eta_{vol}, \quad (7)$$

де V_s – робочий об'єм компресора, м³;

N – частота обертання компресора;

η_{vol} – об'ємний ККД компресора;

$\rho_{CM, in}$ – густина робочого тіла на вході у компресор, кг/м³.

Приймається, що у компресорі відсутній перехідний процес. Тоді енергетичний баланс цього компонента буде мати вигляд [19], [20]

$$W_{CM} = G_{wf} (h_{CM, out} - h_{CM, in}), \quad (8)$$

де G_{wf} – витрата робочого тіла через компресор, кг/с;

$h_{CM, in}$ – питома ентальпія робочого тіла на вході у компресор, Дж/кг;

$h_{CM, out}$ – питома ентальпія робочого тіла на виході з компресора і визначалась за формулою

$$h_{CM, out} = h_{CM, in} + \frac{h_{CM, out, is} - h_{CM, in}}{\eta_{is}}, \quad (9)$$

де $h_{CM, out, is}$ – питома ентальпія робочого тіла на виході з компресора після ізоентропійного стиснення, Дж/кг;

η_{is} – ізоентропійний ККД компресора.

Об'ємний (η_{vol}) та ізоентропійний (η_{is}) ККД компресора розраховувалися на основі використання кореляційних залежностей та з застосуванням методики, що наведена в [21], [22]

$$\eta_{vol} = k_1 \cdot \left(1 + k_s \cdot \frac{t_{CM, in} - 18}{100} \right) \cdot \exp \left(k_2 \cdot \frac{p_{CM, in}}{p_{CM, out}} \right); \quad (10)$$

$$\frac{\eta_{vol}}{\eta_{is}} = \left(1 + k_e \cdot \frac{t_{CM, in} - 18}{100} \right) \cdot \exp \left(a \cdot \frac{T_1}{T_2} + b \right), \quad (11)$$

де $t_{CM, in}$ – температура робочого тіла на вході у компресор, °С;

$p_{CM, in}/p_{CM, out}$ – ступінь стиснення робочого тіла в компресорі;

T_1/T_2 – відношення абсолютних температур конденсації та випаровування;

k_1 , k_s , k_2 , k_e , a та b – коефіцієнти, які прийняті рівними 1.04, 0.15, -0.07, -0.1, -2.40, та 2.88, відповідно.

Розширювальний вентиль розраховано за умови незмінної ентальпії

$$h_{EXV, in} = h_{EXV, out} \quad (12)$$

де $h_{EXV, in}$ та $h_{EXV, out}$ – питома ентальпія робочого тіла на вході та виході з розширювального вентиля, відповідно, кДж/кг.

Термофізичні властивості робочих тіл, що використовуються у досліджуваному тепловому насосі визначалися за допомогою програми Coolprop [23].

У випадку експлуатації ТНУ найбільш значущим регульованим параметром є температура теплоносія на виході з конденсатора.

Динаміка зміни температури води на виході з конденсатора ($T_{water, out}$) ТНУ за умови ступеневих збурень наведена на рис. 2. Як видно з рис. 2, збурення зі сторони конденсатора, а саме зміна температури ($T_{water, in}$) та витрати (G_{water}) води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр ніж збурення зі сторони випарника – зміна температури ($T_{air, in}$) та витрати (G_{air}) повітря на вході у випарник.

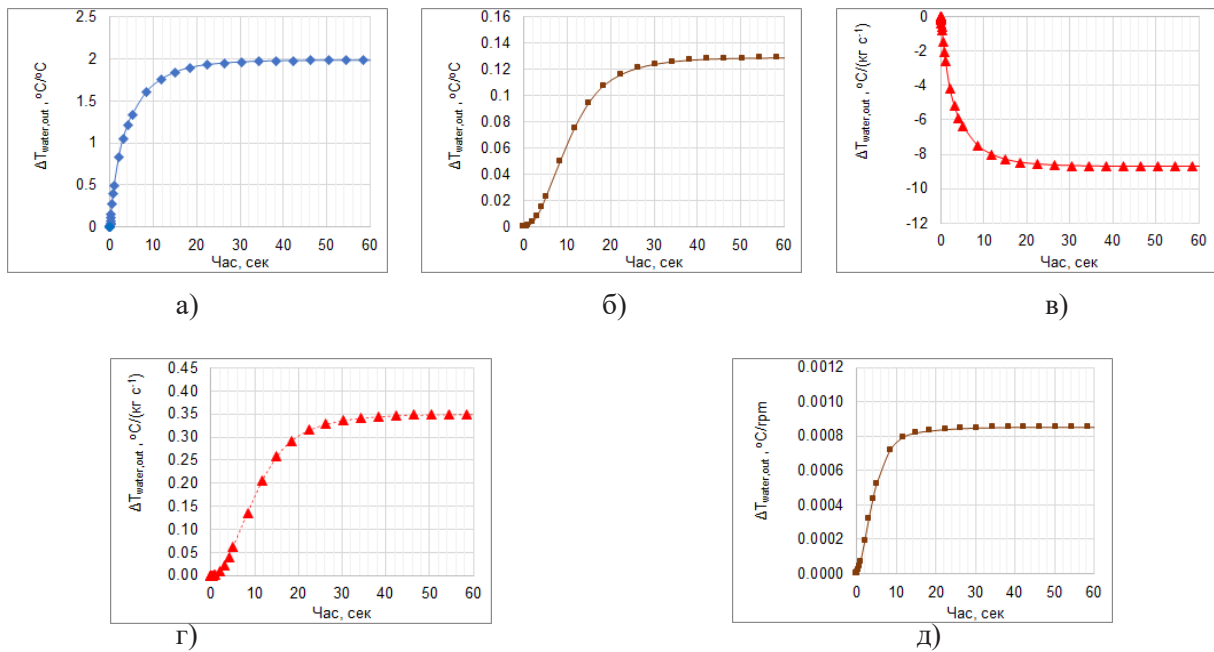


Рис. 2. Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора після нанесення ступеневого збурення: а) температурою води на вході в конденсатор на 1°C, б) температурою повітря на вході у випарник на 1°C, в) витратою води у системі опалення на 1 кг/сек, г) витратою повітря через випарник на 1 кг/сек, д) частотою обертання валу компресора на 1 rpm

З рис. 2 можна зробити висновок, що досліджувані перехідні процеси в об'єкті можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку з або без запізнення.

Відповідно до отриманих результатів значення коефіцієнтів пропорційності між температурою води на виході з конденсатора та температурою води на вході в конденсатор, а також температурою повітря на вході у випарник дорівнюють, відповідно, 1,99°C /°C та 0,13°C /°C. Значення коефіцієнтів пропорційності по каналу $G_{\text{water}} - T_{\text{water, out}}$ дорівнює -8,72 °C / (кг·с⁻¹), а по каналу $G_{\text{air}} - T_{\text{water, out}}$ становить 0,35°C / (кг·с⁻¹). Зміна частоти обертання валу компресора (N) також впливає на зміну температури $T_{\text{water, out}}$ з коефіцієнтом пропорційності 0,00085°C /rpm. Сталі часу перехідних процесів зміни температури $T_{\text{water, out}}$, що зумовлені ступеневим зростанням температури та витрати води на вході в конденсатор, рівні відповідно 5 та 4,1 с (рис. 2, а, в). Ступеневі збурення температури та витрати повітря на вході у випарник можна апроксимувати перехідними процесами зміни температури води на виході з конденсатора аперіодичною ланкою першого порядку з сталою часу 3 с та часом запізнення 3,2 та 3 с, відповідно (рис. 2, б, г). У випадку ступеневого зростання частоти обертання валу компресора перехідний процес об'єкта має сталу часу 4,5 с та час запізнення 0,5 с.

В роботі, на основі розробленої моделі, досліджено вплив початкових умов на перехідні процеси у досліджуваній установці. Окремо розглянуто три варіанти початкових умов. У варіанті 1 початкові значення температури повітря на вході у випарник приймалися рівними -10, 0 та +5°C. Для варіанту 2 початкові значення частоти обертання валу компресора були рівними 3000, 3500, 4000 rpm. Варіант 3 характеризувався тим, що початкові значення температур води на вході в конденсатор становили +38, +43 та +48°C.

На рис. 3 наведено вплив початкової температури повітря на вході у випарник на перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора під впливом різних ступеневих збурень. Як видно з рис. 2, а коефіцієнт пропорційності по каналу температура води на вході в конденсатор ($T_{\text{water, in}}$) – температура води на виході з конденсатора ($T_{\text{water, out}}$) не залежить від початкової температури повітря на вході у випарник. Разом з тим коефіцієнт пропорційності між температурою води на виході з конденсатора та температурою води на вході у випарник, витратою води системи опалення, витратою повітря через випарник, а також частотою обертання валу компресора у перехідному процесі зростає зі збільшенням початкової температури повітря на вході у випарник. Наприклад, для початкових значень температури повітря на вході у випарник - 10, 0 та +5°C коефіцієнт

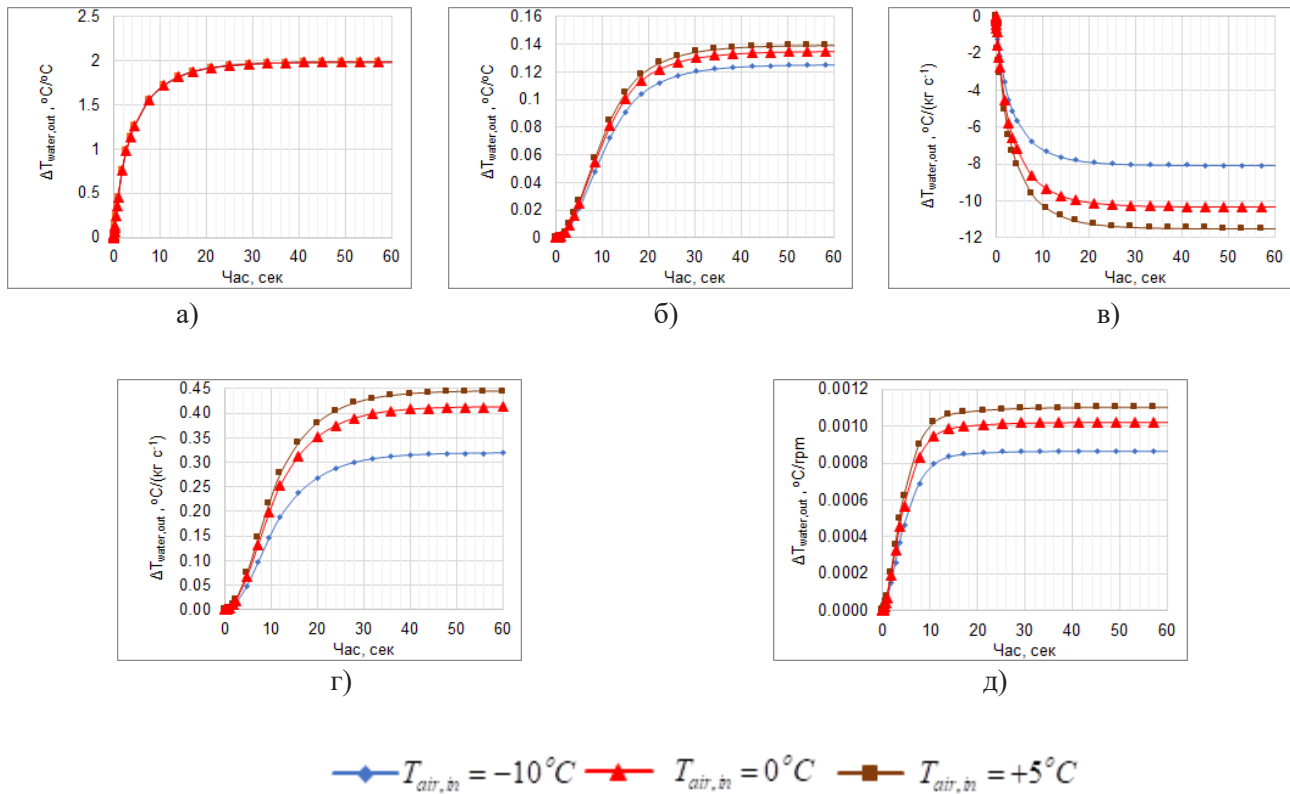


Рис. 3. Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора ТНУ з різними значеннями початкової температури повітря на вході у випарник після нанесення ступеневого збурення (варіант 1): а) температурою води на вході в конденсатор на 1°C, б) температурою повітря на вході у випарник на 1°C, в) витратою води у системі опалення на 1 кг/сек, г) витратою повітря через випарник на 1 кг/сек, д) частотою обертання валу компресора на 1 rpm

пропорційності між температурою води на виході з конденсатора та температурою води на вході у випарник рівний, відповідно, 0,125, 0,135 та 0,140°C/°C (рис. 3, б).

На рис. 4 представлено перехідні процеси температури води після конденсатора на ступеневі збурення з різними значеннями початкової частоти обертання валу компресора: 3000, 3500, 4000 rpm.

З рис. 4 видно, що початкова частота обертання валу компресора не має впливу на перехідний процес зміни температури $T_{water,out}$ у випадку ступеневого зростання температури води на вході в конденсатор (рис. 4, а). Для всіх інших видів збурень частота обертання валу компресора впливає на коефіцієнт передачі каналів збурень. З рис. 4 можна побачити, що коефіцієнт пропорційності по каналу збурення $N - T_{water,out}$ зменшується і рівний, відповідно, 0,00091, 0,00084, 0,00078°C /rpm. у випадку зростання частоти обертання N , рівний, відповідно 3000, 3500 та 4000 rpm (рис. 4, д).

У решті перехідних процесах абсолютне значення коефіцієнта пропорційності між температурою води на виході з конденсатора та збуреннями

зростає зі збільшенням частоти обертання валу компресора.

На рис. 5 наведено реакцію температури води після конденсатора на ступеневі збурення вхідних параметрів з різними значеннями температур води на вході в конденсатор: +38, +43, +48°C.

З рис. 5 бачимо, що на відміну від попередніх варіантів, у цьому випадку початкова температура води на вході в конденсатор або взагалі не впливає (рис. 5, а, б), або несуттєво змінює (рис. 5, в, г, д) коефіцієнт пропорційності у перехідних процесах між вхідним збуренням та вихідним параметром.

Висновки. Розроблено та реалізовано динамічну модель для дослідження перехідних процесів у парокомпресійній ТНУ «повітря-вода». Вхідними змінними моделі є температура і витрата повітря на вході у випарник, температура і витрата води на вході в конденсатор, а також частота обертання валу компресора. Вихідним параметром реакції об'єкта є температура води на виході з конденсатора.

З використанням розробленої моделі було змодельовано перехідні процеси ТНУ у випадку

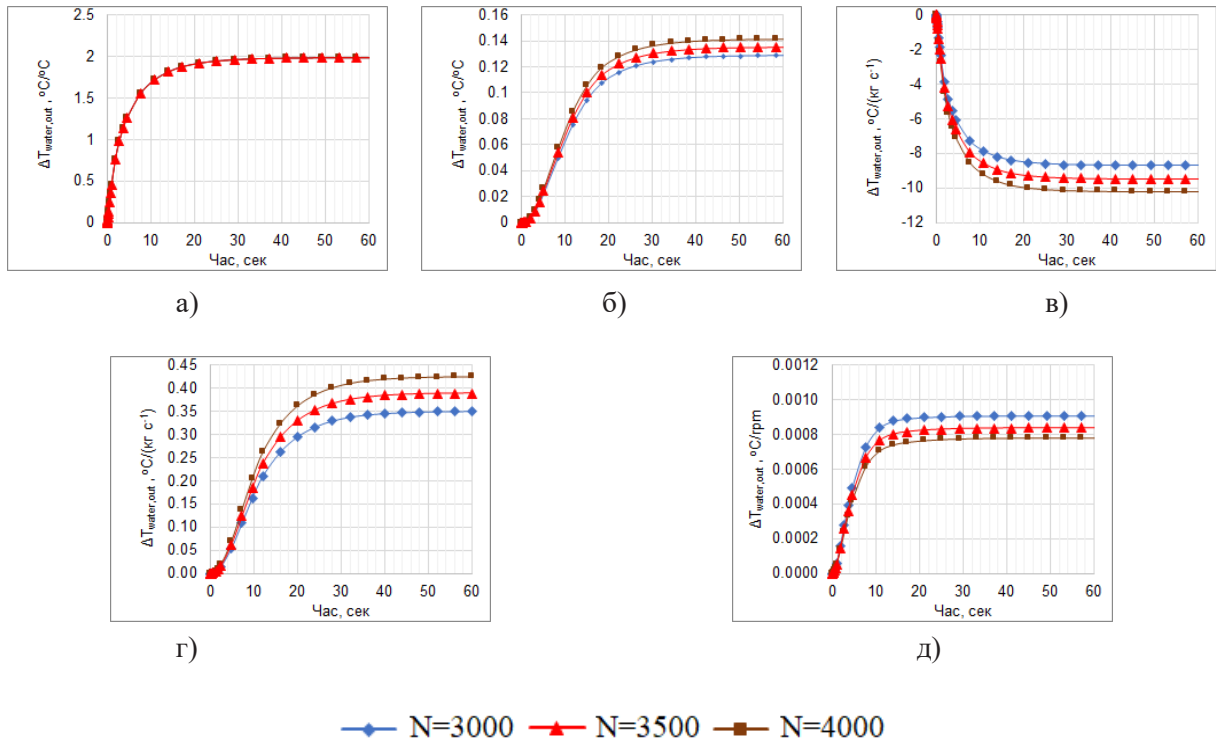


Рис. 4. Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора ТНУ з різними значеннями кутової швидкості компресора після нанесення ступеневого збурення (варіант 2): а) температурою води на вході в конденсатор на 1 °С, б) температурою повітря на вході у випарник на 1 °С, в) витратою води у системі опалення на 1 кг/сек, г) витратою повітря через випарник на 1 кг/сек, д) частотою обертання валу компресора на 1 rpm

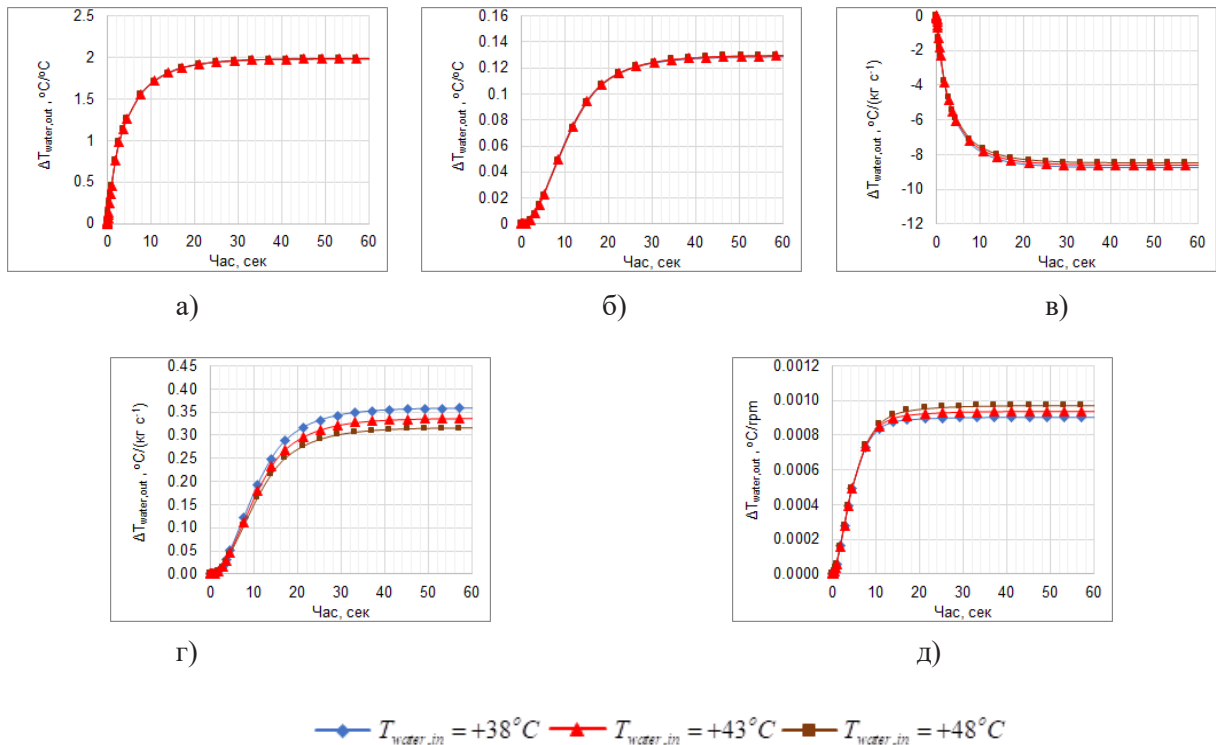


Рис. 5. Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора ТНУ з різними значеннями температури води на вході в конденсатор після нанесення ступеневого збурення (варіант 3): а) температурою води на вході в конденсатор на 1 °С, б) температурою повітря на вході у випарник на 1 °С, в) витратою води у системі опалення на 1 кг/сек, г) витратою повітря через випарник на 1 кг/сек, д) частотою обертання валу компресора на 1 rpm

різних збурень та початкових умов, що, своєю чергою, дало можливість дослідити динамічні характеристики об'єкта.

Виявлено, що досліджувані перехідні процеси можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку.

Показано, що зміна температури та витрати води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр ніж збурення зі сторони випарника (зміна температури та витрати повітря на вході у випарник).

Визначено, що при різних початкових умовах коефіцієнти передачі більшості перехідних процесів змінюються.

Виявлено, що апроксимовані аперіодичними ланками першого порядку перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора,

зумовлені ступеневим зростанням температури та витрати води на вході в конденсатор, мають сталі часу 5 та 4,1 с. Перехідні процеси зміни температури води на виході з конденсатора, зумовлені ступеневими збуреннями температури та витрати повітря на вході у випарник можна апроксимувати аперіодичною ланкою першого порядку зі сталою часу 3 с та часом запізнення 3,2 та 3 с. У випадку ступеневого зростання частоти обертання валу компресора апроксимований перехідний процес характеризується сталою часу 4,5 с та часом запізнення 0,5 с.

Отриману модель буде використано для її інтеграції з динамічною моделлю системи теплозабезпечення будинку з подальшим застосуванням у задачах синтезу систем автоматичного керування та предиктивного обслуговування.

Список літератури:

- Goyal, A.; Staedter, M.A.; Garimella, S. A Review of Control Methodologies for Vapor Compression and Absorption Heat Pumps. *Int. J. Refrig.* **2019**, *97*, 1–20, doi:10.1016/j.ijrefrig.2018.08.026.
- Rasmussen, B.P. Review Article Dynamic Modeling for Vapor Compression Systems–Part I: Literature Review. **2012**, *18(5)*, 934–955, doi:10.1080/10789669.2011.582916.
- Afram, A.; Janabi-Sharifi, F. Review of Modeling Methods for HVAC Systems. *Appl. Therm. Eng.* **2014**, *67*, 507–519, doi:10.1016/j.applthermaleng.2014.03.055.
- Grald, E.W.; MacArthur, J.W. A Moving-Boundary Formulation for Modeling Time-Dependent Two-Phase Flows. *Int. J. Heat Fluid Flow* **1992**, *13*, 266–272, doi:10.1016/0142-727X(92)90040-G.
- Yao, Y.; Huang, M.; Chen, J. State-Space Model for Dynamic Behavior of Vapor Compression Liquid Chiller. *Int. J. Refrig.* **2013**, *36*, 2128–2147, doi:10.1016/j.ijrefrig.2013.05.006.
- Yao, Y.; Wang, W.; Huang, M. A State-Space Dynamic Model for Vapor Compression Refrigeration System Based on Moving-Boundary Formulation. *Int. J. Refrig.* **2015**, *60*, 174–189, doi:10.1016/j.ijrefrig.2015.07.027.
- Rasmussen, B.P.; Shenoy, B. Review Article Dynamic Modeling for Vapor Compression Systems–Part II: Simulation Tutorial.
- Singh, S.; Sørensen, K. Dynamic Model of a Heat Pump Based House Heating System.; November 19 2018; pp. 87–94.
- Li, B.; Alleyne, A.G. A Dynamic Model of a Vapor Compression Cycle with Shut-down and Start-up Operations. *Int. J. Refrig.* **2010**, *33*, 538–552, doi:10.1016/j.ijrefrig.2009.09.011.
- Song, K.; Jeon, Y.; Park, K.; Kim, Y. Dynamic Performance Characteristics of R410A Heat Pump with Consideration of Energy Efficiency and Thermal Comfort at Various Compressor Frequencies and Outdoor Fan Speeds. *Appl. Therm. Eng.* **2020**, *165*, 114499, doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.114499.
- Sanama, C.; Xia, X. Transient State Modelling and Experimental Investigation of the Thermal Behavior of a Vapor Compression System. *Math. Probl. Eng.* **2021**, *2021*, 1–14, doi:10.1155/2021/9941451.
- Salazar-Herran, E.; Martin-Escudero, K.; del Portillo-Valdes, L.A.; Flores-Abascal, I.; Romero-Anton, N. Flexible Dynamic Model of PHEX for Transient Simulations in Matlab/Simulink Using Finite Control Volume Method. *Int. J. Refrig.* **2020**, *110*, 83–94, doi:10.1016/j.ijrefrig.2019.11.003.
- Husmann, R.; Aschemann, H. Dynamic Modeling of a Vapor Compression Cycle. *IFAC-Pap.* **2022**, *55*, 523–528, doi:10.1016/j.ifacol.2022.09.148.
- Zhang, J.; Kærn, M.R.; Ommen, T.; Elmegaard, B.; Haglind, F. Condensation Heat Transfer and Pressure Drop Characteristics of R134a, R1234ze(E), R245fa and R1233zd(E) in a Plate Heat Exchanger. *Int. J. Heat Mass Transf.* **2019**, *128*, 136–149, doi:10.1016/j.ijheatmasstransfer.2018.08.124.
- Longo, G.A. Refrigerant R134a Condensation Heat Transfer and Pressure Drop inside a Small Brazed Plate Heat Exchanger. *Int. J. Refrig.* **2008**, *31*, 780–789, doi:10.1016/j.ijrefrig.2007.11.017.
- Kedzierski, M.A.; Brown, J.S.; Koo, J. Performance Ranking of Refrigerants with Low Global Warming Potential. *Sci. Technol. Built Environ.* **2015**, *21*, 207–219, doi:10.1080/10789669.2014.974479.
- Shafiq, Q.N.; Liaw, J.-S.; Wang, C.-C. A Comprehensive Review on the Nucleate/Convective Boiling of Low-GWP Refrigerants: Alternatives to HFC Refrigerants. *Processes* **2023**, *11*, 468, doi:10.3390/pr11020468.

18. Posew, K.; Laohalertdecha, S.; Wongwises, S. Evaporation Heat Transfer Enhancement of R-134a Flowing inside Smooth and Micro-Fin Tubes Using the Electrohydrodynamic Technique. *Energy Convers. Manag.* **2009**, *50*, 1851–1861, doi:10.1016/j.enconman.2009.02.003.
19. Kinab, E.; Marchio, D.; Rivière, P.; Zoughaib, A. Reversible Heat Pump Model for Seasonal Performance Optimization. *Energy Build.* **2010**, *42*, 2269–2280, doi:10.1016/j.enbuild.2010.07.007.
20. Sanaye, S.; Chahartaghi, M.; Asgari, H. Dynamic Modeling of Gas Engine Driven Heat Pump System in Cooling Mode. *Energy* **2013**, *55*, 195–208, doi:10.1016/j.energy.2013.03.074.
21. Mateu-Royo, C.; Sawalha, S.; Mota-Babiloni, A.; Navarro-Esbrí, J. High Temperature Heat Pump Integration into District Heating Network. *Energy Convers. Manag.* **2020**, *210*, 112719, doi:10.1016/j.enconman.2020.112719.
22. Mateu-Royo, C.; Navarro-Esbrí, J.; Mota-Babiloni, A.; Amat-Albuixech, M.; Molés, F. Thermodynamic Analysis of Low GWP Alternatives to HFC-245fa in High-Temperature Heat Pumps: HCFO-1224yd(Z), HCFO-1233zd(E) and HFO-1336mzz(Z). *Appl. Therm. Eng.* **2019**, *152*, 762–777, doi:10.1016/j.applthermaleng.2019.02.047.
23. Bell, I.H.; Wronski, J.; Quoilin, S.; Lemort, V. Pure and Pseudo-Pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. *Ind. Eng. Chem. Res.* **2014**, *53*, 2498–2508, doi:10.1021/ie4033999.

Voloshchuk V.A., Nekrashevych O.V., Bohza M.S., Hikalo P.V. DYNAMIC CHARACTERISTICS OF AN AIR-SOURCE HEAT-PUMP SYSTEM

Heat pump systems are regarded with great promise for further increased applications in heating and cooling systems. For implementation of automated control systems dynamic characteristics of such systems should be determined. This can be achieved with experiments or with development of mathematical and computer models. In the last case physical processes are described with differential equations of mass, energy and momentum conservation.

In this work a model expressing dynamic processes in an air-to-water heat pump system with an installed capacity of 10 kW and R-134a was developed and implemented in a software application. The input variables of the model were the temperature and flow rate of air at the evaporator inlet, the temperature and flow rate of water at the condenser inlet, and the compressor speed. The output parameter of the plant's response was the water temperature at the condenser outlet.

The model was used to study the dynamic characteristics of the plant by applying step disturbances to the input parameters.

It was found that the studied transient responses could be identified with first order models. The values of process gains, time constants, which changed within the range 3...5 s, and time delays, which changed within the range 0,5...3 s, were determined.

It was shown that disturbances of the temperature and water flow rate at the condenser inlet had higher impact on the output parameter than disturbances within the evaporator (temperature and air flow rate at the evaporator inlet), which was confirmed by increasing process gains.

It was found that under different initial conditions, the process gains of the most transient responses change, which indicated nonlinearity of the plant.

The obtained model will be used to integrate it with the dynamic model of the heating and cooling systems and further implementation in control systems and predictive maintenance.

Key words: *mathematical model, step disturbance, transient response, dynamic characteristics, heat pump system.*