

УДК 681.5.015

DOI <https://doi.org/10.32782/2663-5941/2023.6/27>

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 «ВОДА-ВОДА»

Теплоасосні установки мають широкі перспективи як для систем тепло- та холодозабезпечення будинків так і для промислового застосування. 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 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 в комп'ютерному пакеті Matlab, розроблено та реалізовано модель динамічних процесів у теплоасосній установці типу «вода-вода» з установленою потужністю 25 кВт та використанням фреону R-134a як робочого тіла. Вхідними змінними моделі є температура і витрата води на вході у випарник, температура і витрата води на вході в конденсатор та частота обертання на валу компресора. Вихідним параметром реакції об'єкта є температура води на виході із конденсатора.

Перевірка точності моделі для двох випадків показала, що у порівнянні з експериментальними даними похибка з визначення параметрів об'єкта у динамічних процесах за розробленою моделлю не перевищує 10,5% (варіант № 1 – 10,5 %, варіант № 2 – 8,3%). Модель використано для дослідження динамічних характеристик об'єкта шляхом нанесення ступеневих збурень. Виявлено, що досліджувані перехідні процеси можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку. Визначено їх коефіцієнти передачі, постійні часу, які змінюються в межах 8...10 с, та час запізнювання, який змінюється в межах 1...4 с.

Показано, що зміна температури та витрати води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр, ніж зміна температури та витрати води на вході у випарник. 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 із динамічною моделлю системи тепло- та холодозабезпечення будинку з подальшим застосуванням у задачах синтезу систем автоматичного керування та предиктивного обслуговування таких систем.

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

Постановка проблеми. Для синтезу системи автоматичного керування теплоасосних установок (ТНУ) необхідні дані щодо динамічних характеристик цього об'єкта, які можна отримати за

допомогою математичних та комп'ютерних моделей, де враховано перехідні процеси. Складністю моделювання перехідних процесів ТНУ є необхідність формалізації процесів тепло- та масообміну

в компонентах та те, що теплообмінники працюють в умовах фазових переходів робочих тіл.

Моделі можуть створюватися на основі розгляду фізичних процесів, що відбуваються в об'єктах, та шляхом обробки експериментальних даних [1], [2], [3]. У найпростішому підході об'єкт розглядається як такий, де його характеристики не змінюються по координатах. Складніші та точніші підходи передбачають дискретизацію компонентів об'єкта, що дає можливість врахувати зміну параметрів у просторі. Для врахування динаміки зміни зон фазових переходів використовується так званий метод рухомих границь [4].

Аналіз останніх досліджень і публікацій. Автори [5] 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 не перевищувала 10%).

Автори [6] запропонували методологію моделювання перехідних процесів пароконденсійних установок на основі методу скінченних об'ємів. Показано підвищення точності розрахунку за умови збільшення кроку дискретизації. Визначено, що точність моделювання може 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 та врахування втрат тиску в конденсаторі та випарнику.

В роботі [7] на базі комп'ютерного пакету Matlab реалізовано модель динамічних процесів у ТНУ 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 та частота обертання на валу компресора. Вихідним параметром реакції об'єкта є температура води на виході з конденсатора. Виявлено, що досліджувані перехідні процеси можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку. Визначено їх коефіцієнти передачі, постійні 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 зміна температури та витрати повітря на вході у випарник. Визначено, що об'єкт керування є нелінійним.

Літературний аналіз показав, що моделювання динаміки ТНУ з достатньою точністю можна здійснювати без врахування перехідних процесів у компресорі й розширювальному вентилі та динамічні режими роботи ТНУ суттєво визначаються перехідними процесами у випарнику та конденсаторі.

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

Виклад основного матеріалу. В роботі досліджувалася ТНУ типу «вода-вода», розрахункова схема, якої наведена на рис. 1. Конструктивні характеристики досліджуваної ТНУ наведено у табл. 1. У проектному режимі вода із температурою $+6^{\circ}\text{C}$ надходить у випарник (EV) і охолоджується до температури $+3^{\circ}\text{C}$. Відібрана від вода теплота (\dot{Q}_{in}) передається на випаровування робочого тіла (фреон R134-a), 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 опалення, забезпечуючи її нагрівання від $+55^{\circ}\text{C}$ до $+69^{\circ}\text{C}$. Проектна теплова потужність (\dot{Q}_{out}) ТНУ становить 25 кВт. Після конденсатора робоче тіло рухається у розширювальний вентиль (EXV) для зниження тиску та температури з подальшим надходженням у випарник.

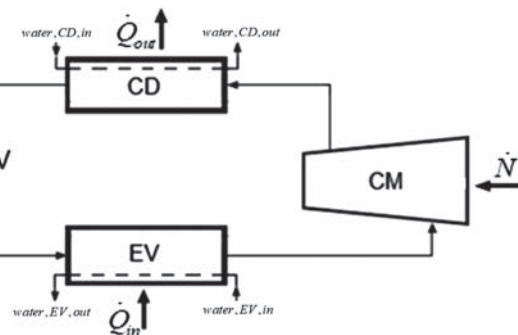


Рис. 1. Розрахункова схема ТНУ

Розроблення моделі здійснювалося за умови наступних спрощень:

- припускається, що розширення робочого тіла у дросельному вентилі є ізоентальпійним;
- масова витрата робочого тіла є незмінною у компонентах ТНУ;
- маса робочого тіла в конденсаторі та випарнику є незмінною під час перехідного процесу;
- температури теплоносіїв низькопотенційного джерела та споживача теплоти змінюються лінійно;

Таблиця 1
Конструктивні характеристики досліджуваної ТНУ

Конденсатора	
Еквівалентний діаметр для руху води, м	0,0008
Об'єм води, що міститься у конденсаторі, м ³	0,0050
Площа поперечного перерізу для проходження води, м ²	0,004
Площа теплообмінної поверхні зі сторони води, м ²	2,67
Об'єм робочого тіла у рідкому стані, що міститься у конденсаторі, м ³	0,0042
Площа теплообмінної поверхні зі робочого тіла, м ²	1,7807
Маса теплообмінної поверхні конденсатора, кг	6,37
Питома теплоємність матеріалу конденсатора, Дж/(кг·К)	880
Випарник	
Еквівалентний діаметр для руху води, м	0,0008
Об'єм води, що міститься у випарнику, м ³	0,0031
Площа поперечного перерізу для проходження води, м ²	0,004
Площа теплообмінної поверхні зі сторони води, м ²	1,83
Об'єм робочого тіла у рідкому стані, що міститься у випарнику, м ³	0,0021
Площа теплообмінної поверхні зі робочого тіла, м ²	1,29
Маса теплообмінної поверхні випарника, кг	4,47
Питома теплоємність матеріалу випарника, Дж/(кг·К)	880

– оболонки теплообмінників (конденсатора і випарника) є об'єктами із зосередженою температурою;

– температура перегріву газоподібного робочого тіла після випарника та переохолодження після конденсатора приймається незмінними в перехідному процесі.

Рівняння енергетичного балансу робочого тіла в конденсаторі має вигляд:

$$c_{wf,CD} M_{wf,CD} \frac{dT_{wf,CD}}{d\tau} = G_{wf} (h_{CD,in} - h_{CD,out}) - \alpha_{wf,CD} A_{wf,CD} (T_{wf,CD} - T_{wall,CD}), \quad (1)$$

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 із конденсатора, відповідно, Дж/кг;

$\alpha_{wf,CD}$ – коефіцієнт тепловіддачі в конденсаторі зі сторони робочого тіла, Вт/(м²·К);

$A_{wf,CD}$ – площа тепловіддачі в конденсаторі зі сторони робочого тіла, м²;

$T_{wf,CD}$ – температури робочого тіла в конденсаторі, К;
 $T_{wall,CD}$ – температури стінки конденсатора, К.

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

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

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

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

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

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

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

$\alpha_{water,CD}$ – коефіцієнт тепловіддачі в конденсаторі зі сторони води системи опалення, Вт/(м²·К);

$A_{water,CD}$ – площа тепловіддачі в конденсаторі зі сторони води системи опалення, м²;

$T_{wall,CD}$ – температури стінки конденсатора, К.

Рівняння енергетичного балансу теплообмінної поверхні конденсатора, має вигляд:

$$c_{wall,CD} M_{wall,CD} \frac{dT_{wall,CD}}{d\tau} = \alpha_{wf,CD} A_{wf,CD} (T_{wf,CD} - T_{wall,CD}) - \alpha_{water,CD} A_{water,CD} \left(T_{wall,CD} - \frac{T_{water,CD,in} + T_{water,CD,out}}{2} \right), \quad (3)$$

де $c_{wall,CD}$ – теплоємність теплообмінної поверхні конденсатора, Дж/(кг·К);

$M_{wall,CD}$ – маса теплообмінної поверхні конденсатора, кг.

Рівняння енергетичного балансу робочого тіла у випарнику має вигляд:

$$c_{wf,EV} M_{wf,EV} \frac{dT_{wf,EV}}{d\tau} = G_{wf} (h_{EV,in} - h_{EV,out}) + \alpha_{wf,EV} A_{wf,EV} (T_{wall,EV} - T_{wf,EV}), \quad (4)$$

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 із випарника, відповідно, Дж/кг;

$\alpha_{wf,EV}$ – коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони робочого тіла, Вт/(м²·К);

$A_{wf,EV}$ – площа тепловіддачі випарника зі сторони робочого тіла, м²;

$T_{wall,EV}$ – температури стінки випарника, К;

$T_{wf,EV}$ – температури робочого тіла в у випарнику, К.

Рівняння енергетичного балансу теплоносія низькотемпературного джерела, що охолоджується у випарнику має вигляд:

$$\frac{1}{2} c_{water, EV} M_{water, EV} \frac{d(T_{water, EV, in} + T_{water, EV, out})}{d\tau} = G_{water, EV} (h_{water, EV, in} - h_{water, EV, out}) - \alpha_{water, EV} A_{water, EV} \left(\frac{T_{water, EV, in} + T_{water, EV, out}}{2} - T_{wall, EV} \right), \quad (5)$$

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

$M_{water, EV}$ – маса води в області випарника, кг;

$T_{water, EV, in}$, $T_{water, EV, out}$ – температура води на вході та виході із випарника, К;

$G_{water, EV}$ – витрата води через випарник, кг/с;

$h_{water, EV, in}$, $h_{water, EV, out}$ – питома ентальпія води на вході та виході із випарника, відповідно, Дж/кг;

$\alpha_{water, EV}$ – коефіцієнт тепловіддачі у випарнику зі сторони води низькотемпературного джерела, Вт/(м²·К);

$A_{water, EV}$ – площа тепловіддачі випарника зі сторони води низькотемпературного джерела, м²;

$T_{wall, EV}$ – температури стінки випарника, К.

Рівняння енергетичного балансу теплообмінної поверхні випарника, має вигляд:

$$c_{wall, EV} M_{wall, EV} \frac{dT_{wall, EV}}{d\tau} = \alpha_{water, EV} A_{water, EV} \left(\frac{T_{water, EV, in} + T_{water, EV, out}}{2} - T_{wall, EV} \right) - \alpha_{wf, EV} A_{wf, EV} (T_{wall, EV} - T_{wf, EV}), \quad (6)$$

де $c_{wall, EV}$ – теплоємність теплообмінної поверхні випарника, Дж/(кг·К);

$M_{wall, EV}$ – маса теплообмінної поверхні випарника, кг.

Для конденсатора та випарника передбачено пластинчасті теплообмінники. Коефіцієнти тепловіддачі зі сторони робочого тіла в області випарника та конденсатора визначалися за формулами:

$$\alpha_{wf, CD} = C_{CD} (T_{wf, CD} - T_{wall, CD})^{n_{CD}}; \quad (7)$$

$$\alpha_{wf, EV} = C_{EV} (T_{wall, EV} - T_{wf, EV})^{n_{EV}}, \quad (8)$$

де C_{CD} , C_{EV} , n_{CD} , n_{EV} – емпіричні коефіцієнти, взяті із [8].

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі зі сторони теплоносіїв в області випарника і конденсатора використовувалося критеріальне рівняння [9]:

$$\alpha_w = 0,2536 \frac{\lambda_w}{d_e} \text{Re}_w^{0,65} \text{Pr}_w^{0,4}; \quad (9)$$

$$\text{Re}_w = \frac{G_w D_h}{\mu_w}; \quad (10)$$

$$D_h = 2b, \quad (11)$$

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

d_e – еквівалентний діаметр каналу, м;

Re_w , Pr_w – число Рейнольдса та Прандтля.

G_w – витрата теплоносія, кг/с;

D_h – гідравлічний діаметр, м

μ_w – динамічна в'язкість теплоносія,

b – відстань між пластинами, м.

Витрата робочого тіла у тепловому насосі визначалася із залежності:

$$G_{wf} = V_s \rho_{CM, in} N \eta_{vol}, \quad (12)$$

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 перекрідний процес. Тоді енергетичний баланс цього компонента буде мати вигляд [10], [11]:

$$W_{CM} = G_{wf} (h_{CM, out} - h_{CM, in}), \quad (13)$$

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 із компресора і визначалася за формулою:

$$h_{CM, out} = h_{CM, in} + \frac{h_{CM, out, is} - h_{CM, in}}{\eta_{is}}, \quad (14)$$

де $h_{CM, out, is}$ – питома ентальпія робочого тіла на виході із 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 методики [12], [13]:

$$\eta_{vol} = k_1 \cdot \left(1 + k_s \cdot \frac{t_{CM, in} - 18}{100} \right) \cdot \exp \left(k_2 \cdot \frac{p_{CM, in}}{p_{CM, out}} \right); \quad (15)$$

$$\frac{\eta_{vol}}{\eta_{is}} = \left(1 + k_e \cdot \frac{t_{CM, in} - 18}{100} \right) \cdot \exp \left(a \cdot \frac{T_1}{T_2} + b \right), \quad (16)$$

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

$p_{CM, in}/p_{CM, out}$ – степінь 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 із розширювального вентиля, відповідно, кДж/кг.

Теплофізичні властивості робочих тіл, що використовуються у досліджуваній ТНУ, визначалися за допомогою програми Coolprop [14].

Точність запропонованої моделі оцінювалася на основі експериментальних даних, що наведено в [15]. Конструктивні та експлуатаційні характеристики установки є ідентичними до даних з [15].

В якості показника точності моделі з оцінювання динамічних процесів використовувався показник, який визначався за формулою [3]:

$$MAPE = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N \left| \frac{\Delta Y_{m,i} - \Delta Y_{exp,i}}{\Delta Y_{exp,i}} \right| \times 100\%, \quad (12)$$

де ΔY – зміна досліджуваного параметра порівняно з його початковим значенням; індекси “m” та “exp” позначають результат моделі та експерименту, відповідно; i – i -й розрахунковий або експериментальний результат у заданий момент часу; N – загальна кількість розрахункових та експериментальних результатів під час динамічного процесу.

Збурення під час моделювання в точності відповідають експериментальним даним взятих з [15] (рис. 2).

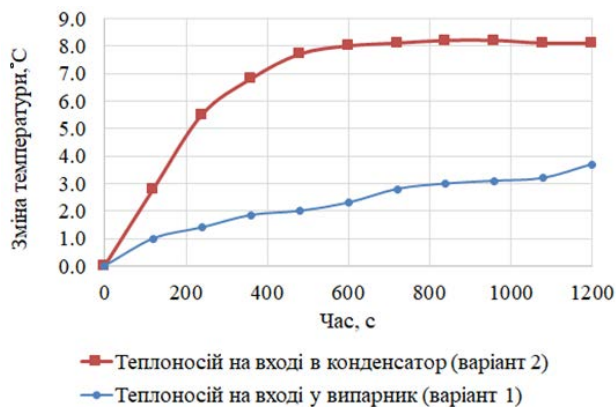


Рис. 2. Динаміка нанесення збурень під час експериментів для оцінки точності розробленої моделі [15]

Експериментальні дані з рис. 3 показують, що точність розробленої моделі задовільна (похибка MAPE рівна 10.5%).

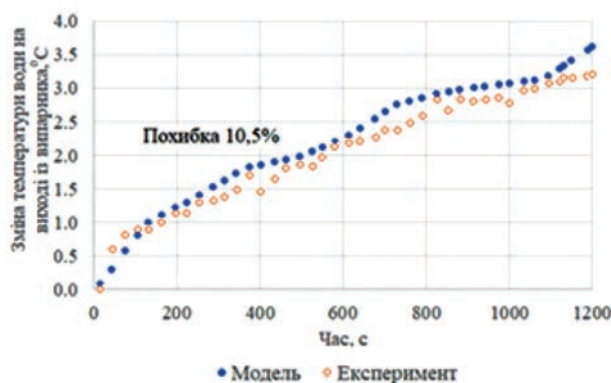


Рис. 3. Порівняння результатів розрахунків із визначення динаміки зміни температури теплоносія низькопотенційного джерела на виході із випарника за розробленою моделлю із експериментальними даними, що наведено в [15] (варіант 1 з рис. 2)

Відповідно до рис. 4 очевидно, що збільшення температури теплоносія на вході в конденсатор

приведе до зростання температури конденсації і зменшення холодопродуктивності випарника. Як наслідок, температура теплоносія на виході з випарника зростає. Середня похибка MAPE результатів моделювання порівняно з експериментальними даними для випадку 2 становить 8,3%, що на достатньому рівні підтверджує точність розробленої динамічної моделі ТНУ.

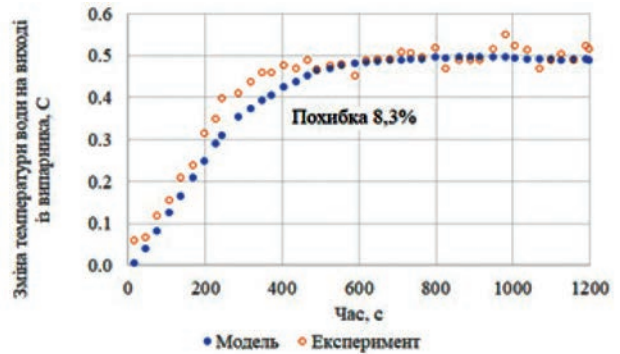


Рис. 4. Порівняння результатів розрахунків із визначення динаміки зміни температури теплоносія низькопотенційного джерела на виході із випарника за розробленою моделлю із експериментальними даними, що наведено в [15] (варіант 2 з рис. 2)

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

Динаміка зміни температури води на виході із конденсатора $T_{water,CD,out}$ ТНУ за умови ступеневих збурень наведена на рис. 5.

Як видно із рис. 5, збурення зі сторони конденсатора, а саме зміна температури $T_{water,CD,in}$ та витрати $G_{water,CD}$ води на вході у конденсатор мають більший вплив на вихідний параметр, ніж зміна температури $T_{water,EV,in}$ та витрати $G_{water,EV}$ води на вході у випарник. Можна зробити висновок, що досліджувані перехідні процеси в об'єкті можна апроксимувати аперіодичними ланками першого порядку з або без запізнювання (див. табл. 2).

На основі розробленої моделі було досліджено вплив початкових умов на перехідні процеси у ТНУ при трьох варіантах початкових умов:

1) початкові значення температури води на вході у випарник приймалися рівними +6, +8 та +10°C.

Як видно із рис. 6(а) коефіцієнт передачі по каналу $T_{water,CD,in} - T_{water,CD,out}$ не залежить від початкової температури води на вході у випарник. Коефіцієнт передачі між температурою води на виході із конденсатора та температурою води на вході у випарник, витратою води системи опалення, витратою води через випарник, а також частотою

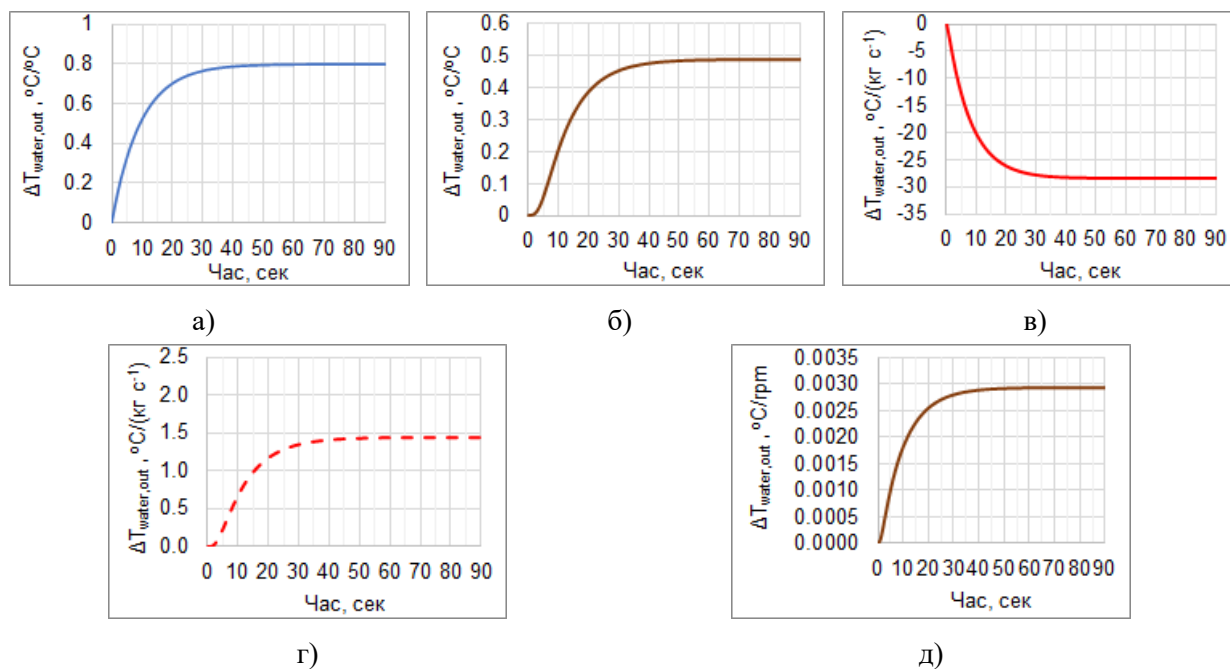


Рис. 5. Перехідні процеси зміни температури води на виході із конденсатора після нанесення ступеневого збурення: а) температури води на вході в конденсатор, б) температури води на вході у випарник, в) витрати води системи опалення, г) витрати води через випарник, д) частоти обертання валу компресора

Таблиця 2

Параметри об'єкта за наведеними каналами

Канал	Коефіцієнт передачі	Постійна часу, с	Час запізнення, с
$T_{water,CD,in} - T_{water,CD,out}$	0,8 °C/°C	9	0
$T_{water,EV,in} - T_{water,CD,out}$	0,48 °C/°C	10	4,1
$G_{water,CD} - T_{water,CD,out}$	- 28,5 °C/(кг·с ⁻¹)	8	0
$G_{water,EV} - T_{water,CD,out}$	1,4 °C/(кг·с ⁻¹)	10	3,4
$N - T_{water,CD,out}$	0,0029 °C/(об/хв)	9	1

обертання валу компресора у перехідному процесі зростає зі збільшенням початкової температури води на вході у випарник. З рис. 6 (г) для заданих початкових значень температури води на вході у випарник коефіцієнт передачі між температурою води на виході із конденсатора та витратою води через випарник рівний 1,44, 1,75 та 1,98 °C/°C;

2) початкові значення частоти обертання валу компресора були рівними 3000, 3500, 4000 об/хв.

З рис. 7 видно, що початкова частота обертання валу компресора не має впливу на перехідний процес зміни температури $T_{water,CD,out}$ у випадку ступеневого зростання температури води на вході в конденсатор (рис. 7 (а)). Для всіх інших видів збурень частота обертання валу компресора

впливає на коефіцієнт передачі каналів збурень. Зокрема, із рис. 7 (б, в, г) можна побачити, що коефіцієнти передачі по каналам $T_{water,EV,in} - T_{water,CD,out}$, $G_{water,CD} - T_{water,CD,out}$ та $G_{water,EV} - T_{water,CD,out}$ збільшуються у випадку зростання частоти обертання компресора. Разом з тим, коефіцієнт передачі по каналу $N - T_{water,CD,out}$ зменшується відповідно до значень 0,0031, 0,0029, 0,0027 °C/рпм у випадку зростання частоти обертання N відповідно 3000, 3500 та 4000 рпм (рис. 7(д));

3) початкові значення температур води на вході в конденсатор становили +45, +50 та +55°C.

З рис. 8 бачимо, що на відміну від попередніх варіантів, у цьому випадку початкова температура води на вході в конденсатор або взагалі не впливає

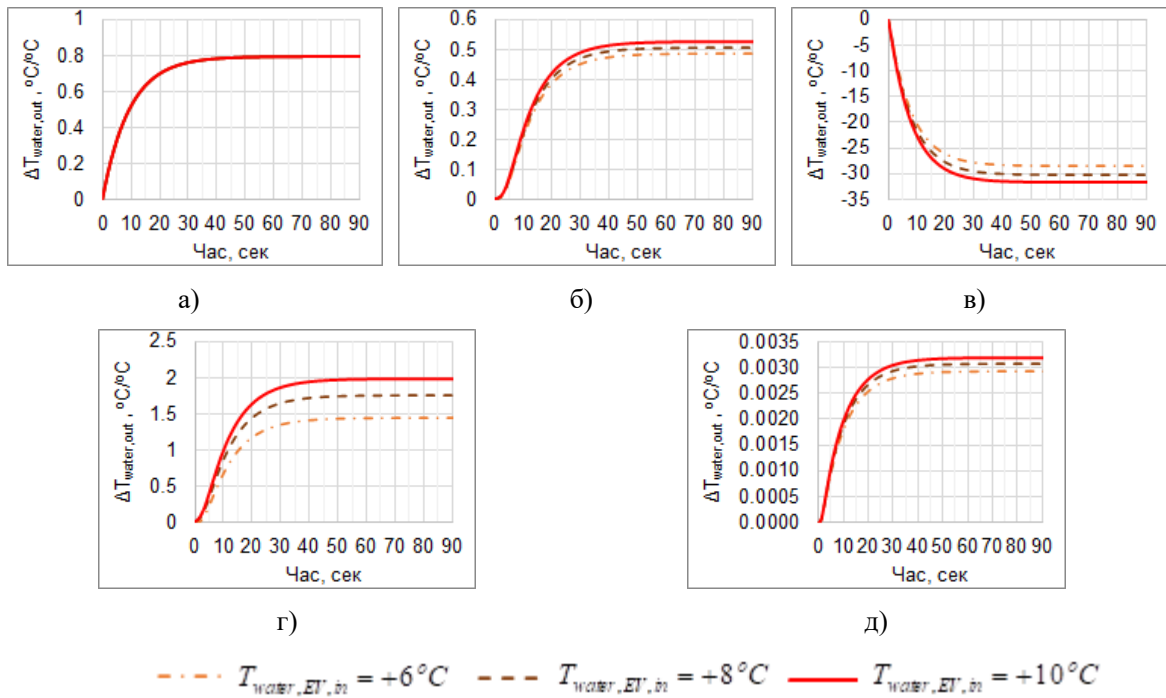


Рис. 6. Перехідні процеси зміни температури води на виході із конденсатора ТНУ для варіанту 1: а) температури води на вході в конденсатор на 1 °С, б) температури води на вході у випарник на 1 °С, в) витрати води системи опалення на 1 кг/с, г) витрати води через випарник на 1 кг/с, д) частоти обертання валу компресора на 1 грт

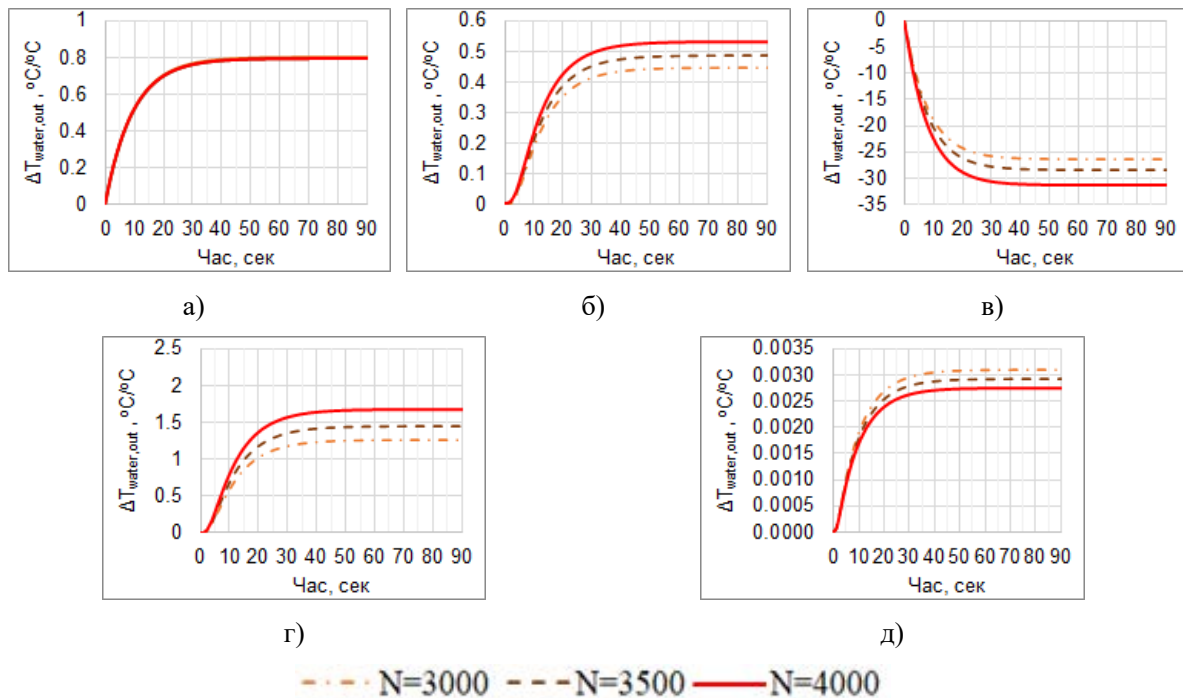


Рис. 7. Перехідні процеси зміни температури води на виході із конденсатора ТНУ для варіанту 2: а) зміна температури води на вході в конденсатор на 1 С, б) зміна температури води на вході у випарник на 1 С, в) зміна витрати води системи опалення на 1 кг/с, г) зміна витрати води через випарник на 1 кг/с, д) зміна частоти обертання валу компресора на 1 грт

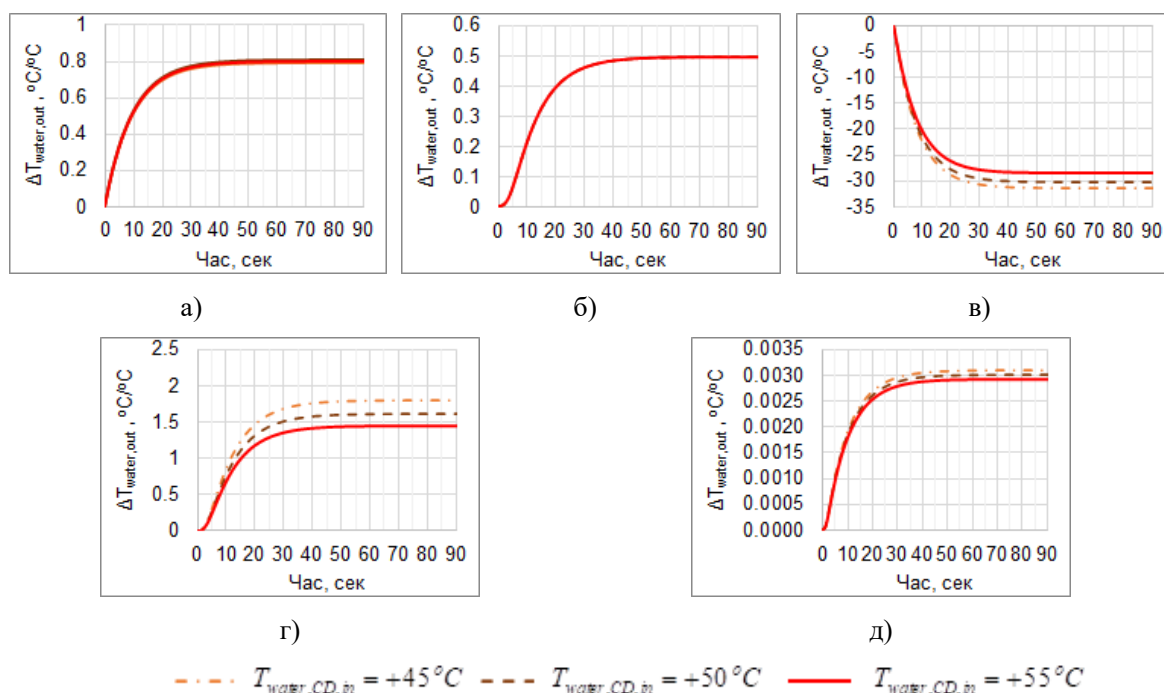


Рис. 8. Перехідні процеси зміни температури води на виході із конденсатора ТНУ для варіанту 3: а) зміна температури води на вході в конденсатор на 1 °С, б) зміна температури води на вході у випарник на 1 °С, в) зміна витрати води системи опалення на 1 кг/с, г) зміна витрати води через випарник на 1 кг/с, д) зміна частоти обертання компресора на 1 грм

(рис. 8 (а, б)), або несуттєво змінює (рис. 8 (в, г, д)) коефіцієнт передачі у перехідних процесах між вхідним збуренням та вихідним параметром.

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

Перевірка на адекватність показала, що, як порівняти з експериментальними даними, похибка з визначення параметрів об'єкта у динамічних процесах за розробленою моделлю не перевищує 10%.

Використавши розроблену модель, було змодельовано перехідні процеси ТНУ у випадку різних збурень та початкових умов, що 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 зміна температури та витрати води на вході у випарник. Визначено, що при різних початкових умовах кое-

фіцієнти передачі більшості перехідних процесів змінюються.

Виявлено, що апроксимовані аперіодичними ланками першого порядку перехідні процеси зміни температури води на виході із конденсатора, зумовлені ступеневим зростанням температури та витрати води на вході в конденсатор, мають постійні часу 9 та 8 с. Перехідні процеси зміни температури води на виході із конденсатора, зумовлені ступеневими збуреннями температури та витрати води на вході у випарник, можна апроксимувати аперіодичною ланкою першого порядку із постійною часу 10 с та часом запізнення 4,1 та 3,4 с. У випадку ступеневого зростання частоти обертання валу компресора апроксимований перехідний процес характеризується постійною часу 9 с та часом запізнення 1 с.

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

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

Список літератури:

1. 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.
2. 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.
3. 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.
4. 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.
5. 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.
6. 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.
7. Voloshchuk, V.A.; Nekrashevych, O.V.; Bohza, M.S.; Hikalo, P.V. DYNAMIC CHARACTERISTICS OF AN AIR-SOURCE HEAT-PUMP SYSTEM. *Sci. Notes Taurida Natl. VI Vernadsky Univ. Ser. Tech. Sci.* 2023, *2*, 36–44, doi:10.32782/2663-5941/2023.3.2/07.
8. 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.
9. Muley, A.; Manglik, R.M. Experimental Study of Turbulent Flow Heat Transfer and Pressure Drop in a Plate Heat Exchanger With Chevron Plates. *J. Heat Transf.* 1999, *121*, 110–117, doi:10.1115/1.2825923.
10. 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.
11. 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.
12. 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.
13. 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.
14. 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.
15. 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.

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 a water-to-water heat pump system with an installed capacity of 25 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 water 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 comparison of the model results with the experimental data during the transient response process has shown that the average errors of the calculated results don't exceed the experimental ones more than 10.5% (experimental case 1 – 10.5%, experimental case 2 – 8.3%). The model was used to study the dynamic characteristics of the plant by applying step disturbances. 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 8...10 s, and time delays – the range 1...4 s.

It was shown that disturbances of the temperature and water flow rate at the condenser inlet had higher impact on the output parameter than the temperature and water 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.*