

УДК 697.358-047.58

Н. Д. СТЕПАНОВА^{1*}, Д. М. СНІСАРЧУК²

¹*Каф. теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, вул. Хмельницьке шосе, 95, Вінниця, Україна, 21021, тел. +38 (063) 063 49 58, ел. пошта Stepanovand@i.ua, ORCID 0000-0002-4654-2062

²Каф. теплоенергетики, Вінницький національний технічний університет, вул. Хмельницьке шосе, 95, Вінниця, Україна, 21021, тел. +38 (098) 312 10 02, ел. пошта snisarchuk1992@gmail.com, ORCID 0009-0000-2497-0392

Моделювання показників роботи рушникосушарки в низькотемпературній системі створення мікроклімату

Мета. У статті передбачено: дослідити умови експлуатації рушникосушарки водяного типу, виготовленої з полірованої нержавіючої сталі AISI 304, у низькотемпературній системі створення мікроклімату; провести порівняльний аналіз заявленої теплової потужності рушникосушарок однакової конструкції від різних виробників, що дозволить виявити суттєві розбіжності між теоретичними та реальними показниками; розглянути методи визначення номінальної теплової потужності рушникосушарки з урахуванням вимушеного руху теплоносія в середині трубопроводу приладу, а також вільного або вимушеного руху повітря поблизу його поверхні. **Методика.** Проаналізовано вплив різних граничних умов на відповідність вимогам чинних нормативних документів щодо оцінки теплової ефективності опалювальних приладів. Для дослідження роботи рушникосушарки використано чисельне моделювання теплових процесів у середовищі SolidWorks Flow Simulation. Оцінено вплив невизначеності коефіцієнта чорноти поверхні рушникосушарки на її теплову ефективність, а також роль швидкості обтікання теплообмінної поверхні повітряними потоками. Установлено, що зниження температури теплоносія суттєво впливає на продуктивність рушникосушарки: зменшення температури теплоносія із 75 до 45 °С призводить до втрати 60–64 % теплової потужності, а зниження до 30 °С – до зменшення потужності на 85,5–87,9 %. **Результати.** Проведено порівняння результатів моделювання теплової потужності рушникосушарки з експериментальними даними, отриманими в сертифікованій лабораторії. Установлено, що результати, отримані за першим методом, корелюються з лабораторними випробуваннями з точністю до 1 %, тоді як другий метод має похибку 5,6 %. Розбіжність між результатами моделювання в SolidWorks Flow Simulation і лабораторними випробуваннями складає 20,23 %, що пов'язано з особливостями розрахункових моделей. **Наукова новизна.** Визначено оптимальні конструктивні характеристики рушникосушарок для використання в низькотемпературних системах, а також запропоновано рекомендації щодо збільшення теплообмінної поверхні рушникосушарок за рахунок оптимізації кількості та довжини горизонтальних елементів. **Практична значимість.** Підвищення достовірності розрахунків теплової потужності рушникосушарок сприятиме поліпшенню їх енергоефективності в сучасних системах тепlopостачання. Отримані результати можуть бути корисними для виробників опалювальних приладів, інженерів-теплотехніків, а також фахівців, що займаються проектуванням і модернізацією систем тепlopостачання житлових і громадських будівель.

Ключові слова: низькотемпературна система створення мікроклімату; рушникосушарка; питомий тепловий потік; система тепlopостачання; нержавіюча сталь AISI 304; тепловіддача, вільна конвекція; випромінювання; температура стінки; тепловий граничний шар

Вступ

Системи створення мікроклімату призначені для підтримання комфортних умов у приміщеннях або виробничих зонах шляхом регулювання параметрів повітряного середовища, таких як температура, вологість, чистота повітря, швидкість повітряних потоків. Застосовують такі системи у приміщеннях різного призна-

чення, у тому числі і житлових. Системи опалення належать до основних видів систем створення мікроклімату і є одним із суттєвих споживачів енергії у житлових приміщеннях. Ванна кімната як ключовий елемент житлового приміщення забезпечує комфортні санітарно-гігієнічні умови, сприяє здоров'ю мешканців та підвищує загальну функціональність і цінність

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

житла. Для підтримання оптимального мікроклімату у ванній кімнаті встановлюють рушникосушарки, які додатково забезпечують комфортне висушування рушників, запобігають утворенню вологи та плісняви. Із набранням чинності [1], рушникосушарки віднесені до складових елементів системи опалення будинку.

У сучасних умовах глобального потепління розвиток систем теплопостачання орієнтований на низькотемпературні системи, оскільки вони відповідають вимогам енергоефективності, екологічної стійкості та зменшення впливу на зміну клімату [2, 6]. Випробування елементів систем опалення згідно з [7] виконують за умов температурного графіка системи на рівні 75 / 65 °C і температури у приміщенні 20 °C. Крім того, більшість виробників рушникосушарок у технічних характеристиках надають інформацію щодо теплової потужності для умов традиційної системи опалення, або за вимогами [8], що не відповідає температурному графіку низькотемпературної системи створення мікроклімату.

Мета

У роботі передбачено моделювання показників роботи рушникосушарки водяного типу в низькотемпературній системі створення мікроклімату шляхом врахування температурних графіків системи та фактичних умов роботи.

Методика

Упровадження низькотемпературних систем створення мікроклімату житлових приміщень має ряд переваг, зокрема дозволяє використовувати такі джерела теплоти, як конденсаційні котли, теплові насоси або сонячні колектори, які, у свою чергу, мають більш високий коефіцієнт корисної дії за нижчих температурних графіків. Використання теплових насосів у низькотемпературних системах створення мікроклімату разом із більш високим коефіцієнтом перетворення (COP) дає можливість дотримуватись стратегії декарбонізації процесу виробництва енергії.

На основі порівняння різних типів теплових насосів із позиції їх використання у вищезгаду-

ваних системах у житлових приміщеннях у районі щільної забудови можна виділити низку переваг теплових насосів типу «повітря–вода». Передусім простота монтажу зумовлена відсутністю необхідності буріння свердловин або проведення великомасштабних земляних робіт. Енергоефективність теплового насоса типу «повітря–вода» залежить від обраного температурного графіка та температури зовнішнього повітря. Ми проаналізували наявні технічні характеристики одного із виробників реверсивних чилерів [4, 10]. Залежність коефіцієнта перетворення від температури навколишнього середовища й обраного температурного графіка показано на рис. 1.

Характеристики реверсивних чилерів двох різних розрахункових потужностей, які подано на рис. 1: 1) $Q_m = 341$ кВт; 2) $Q_m = 21,4$ кВт. Робочим холодоагентом у цих чилерах є R410A.

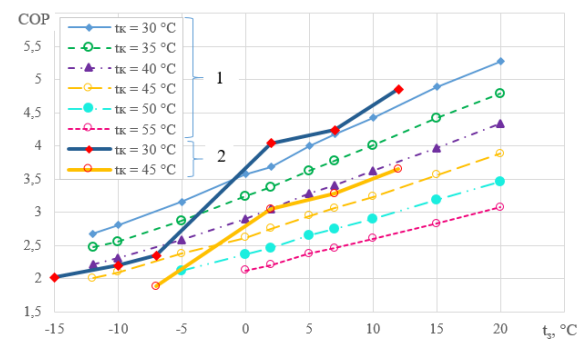


Рис. 1. Вплив температури навколишнього середовища на коефіцієнт перетворення (COP) за різних температур конденсації t_k

Fig. 1. Effect of ambient temperature on the conversion coefficient (CO) at different condensation temperatures t_k

За аналізу рис. 1 можна зробити висновок, що роботу теплового насоса (реверсивного чилера) за температури навколишнього середовища нижче -5 °C виробник регламентує лише за температури в конденсаторі нижче 45 °C, що і відповідає умовам роботи низькотемпературної системи створення мікроклімату.

Зважаючи на низьку температуру теплоносія в системі, можна передбачити, що для забезпечення комфортних умов у приміщенні необхідно буде збільшити поверхню нагріву

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

опалювального приладу, а в нашому випадку – рушникосушарки.

Для моделювання роботи за умов упродовження низькотемпературної системи створення мікроклімату обрано відносно просту модель рушникосушарки водяного типу [3], що має такі геометричні характеристики: міжосьова відстань для під'єднання 500 мм, діаметр під'єднання $G \frac{1}{2}$ ", висота стояків $H = 800$ мм, повна ширина теплообмінної поверхні $L = 530$ мм, глибина без кріплення $B = 82$ мм. Конструктивно рушникосушарка виконана з двох стояків із шести перемичок. Для виготовлення її використано нержавіючу сталь AISI 304 [11].

Ця рушникосушарка пройшла випробування в сертифікованій лабораторії HEATEST, s.r.o. (Brno, Czech Republic) за умов: температура прямої мережної води на вході в рушникосушарку $\tau_1 = 74,33$ (52,34) °C; на виході – $\tau_2 = 64,22$ (46,98) °C; температура навколишнього середовища $t_{nc} = 20,18$ (20,11) °C; витрата грієної води $G_{th} = 0,00306$ (0,00307) кг/с.

У подальших дослідженнях буде розглянуто варіант нижнього під'єднання рушникосушарки до водяної системи теплопостачання. Температура прямої мережної води τ_1 змінюватиметься в межах від 75 до 30 °C кроком у 5 °C.

Для дослідження показників роботи рушникосушарки розроблено математичну модель теплогідродинамічних процесів у ній, яка описує такі процеси теплопередачі:

- вимушена конвекція (ламінарна течія) під час руху грієної води у стояках і перемичках;
- теплопровідність через циліндричну стінку;
- вільна конвекція повітря біля вертикальних стояків;
- вільна конвекція під час обтікання ряду горизонтальних труб;
- випромінювання з нагрітої поверхні рушникосушарки.

Під час моделювання теплогідродинамічних процесів було розглянуто два підходи щодо визначення коефіцієнтів тепловіддачі за вільної та вимушеної конвекції, оскільки процес тепловіддачі є складним і залежить від багатьох фак-

торів [5, 8], тому важливим питанням є визначення граничних умов.

Згідно з першим підходом, число Нуссельта за вимушеної конвекції під час руху рідини у гладких трубах становитиме:

$$\overline{Nu}_{dp} = 1,4 \cdot (Re_{dp} \cdot d/l)^{0,4} \cdot$$

$$\cdot Pr_p^{0,33} \cdot (Pr_p / Pr_{cm})^{0,25}, \quad (1)$$

де $Re_{dp} = w \cdot d / \nu$ – критерій Рейнольдса; w – середня швидкість теплоносія в елементі, м/с; ν – в'язкість теплоносія за середньої температури; d – внутрішній діаметр елемента рушникосушарки (стояка або перемички); l – внутрішній діаметр елемента рушникосушарки (стояка або перемички); Pr_p – число Прандтля для рідини; Pr_{cm} – число Прандтля для рідини за температури стінки.

Залежність (1) використовують для ламінарної течії за умови $l/d > 10$, $Re_{dp} > 10$ і визначальної температури – середньої температури води в рушникосушарці $(\tau_1 + \tau_2)/2$.

Для вільної конвекції за першим підходом використано залежності:

для вертикальних елементів рушникосушарки (стояків), за умови $Gr_{lp} \cdot Pr_p > 10^9$:

$$\overline{Nu}_{lp} = 0,15 \cdot (Gr_{lp} \cdot Pr_p)^{0,33} \cdot (Pr_p / Pr_{st})^{0,25}; \quad (2)$$

за умови $Gr_{lp} \cdot Pr_p < 10^9$:

$$\overline{Nu}_{lp} = 0,76 \cdot (Gr_{lp} \cdot Pr_p)^{0,25} \cdot (Pr_p / Pr_{cm})^{0,25}; \quad (3)$$

– для горизонтальних елементів рушникосушарки (перемичок), за умови $10^3 < Gr_{dp} \cdot Pr_p < 10^8$:

$$\overline{Nu}_{dp} = 0,5 \cdot (Gr_{dp} \cdot Pr_p)^{0,25} \cdot (Pr_p / Pr_{cm})^{0,25}; \quad (4)$$

де $Gr = g \cdot \beta \cdot \Delta t \cdot l^3 / (\nu^2)$ – критерій Грасгофа; β – температурне розширення теплоносія за середньої температури, K^{-1} ; Δt – середня різниця температур між теплоносієм та стінкою в елементах, K.

Теплофізичні властивості повітря в рівняннях (2) – (4) взято за температурою повітря

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

далеко від стінки, тобто за температурою навколишнього середовища t_{nc} .

Другий підхід враховує, що число Нуссельта за вимушеної конвекції під час руху рідини в гладких трубах [5] за ламінарної течії й умови $q_s = \text{const}$, не залежить від чисел Re_{dp} і Pr_p і дорівнює $\overline{Nu}_{dp} = 4,36$.

Для вільної конвекції за другим підходом використано залежності [13]:

– для вертикальних елементів рушникосушарки (стояків), за умови $10^9 < Gr_{lp} \cdot Pr_p < 10^{13}$:

$$\overline{Nu}_{lp} = \left\{ \frac{0,825 + 0,387 \cdot (Gr_{lp} \cdot Pr_p)^{1/6}}{[1 + (0,492 \cdot Pr_p)^{9/16}]^{8/27}} \right\}^2; \quad (5)$$

за умови $Gr_{lp} \cdot Pr_p < 10^9$:

$$\overline{Nu}_{lp} = 0,68 + 0,67 \cdot (Gr_{lp} \cdot Pr_p)^{1/4} / [1 + (0,492 \cdot Pr_p)^{9/16}]^{4/9}; \quad (6)$$

– для горизонтальних елементів рушникосушарки (перемичок), за умови $10^2 < Gr_{dp} \cdot Pr_p < 10^4$:

$$\overline{Nu}_{dp} = 0,85 \cdot (Gr_{dp} \cdot Pr_p)^{0,188}; \quad (7)$$

за умови $10^4 < Gr_{dp} \cdot Pr_p < 10^7$:

$$\overline{Nu}_{dp} = 0,48 \cdot (Gr_{dp} \cdot Pr_p)^{0,25}. \quad (8)$$

Визначальною температурою у рівняннях (5) – (8) є середня температура теплового граничного шару $t = (t_{\text{nc}} + t_{\text{ст}})/2$.

Визначення коефіцієнта тепловіддачі випроміненням залежить від температури нагрітої стінки, температури навколишнього середовища та ступеня чорноти поверхні рушникосушарки ε , який згідно з [12–14] для полірованої нержавіючої сталі становить $\varepsilon = 0,075 \dots 0,16$. Під час моделювання взято $\varepsilon = 0,0919$ згідно із [14].

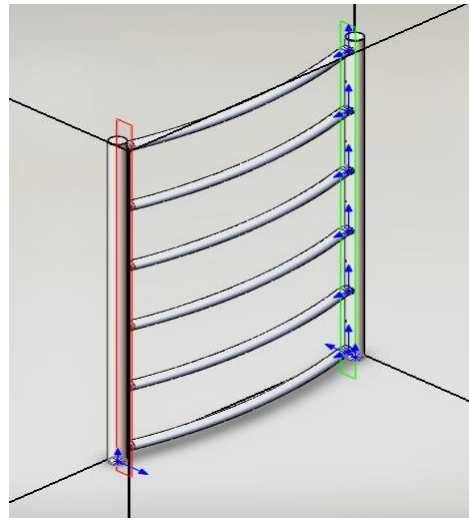


Рис. 2. Модель рушникосушарки у SolidWorks

Fig. 2. Model of a towel dryer in SolidWorks

Під час визначення швидкості теплоносія в елементах рушникосушарки взято рівномірний його розподіл по горизонтальних елементах.

Окрім математичного моделювання тепло-масообмінних процесів у рушникосушарці, було проведено моделювання теплопередачі в рушникосушарці за допомогою програмного модуля SolidWorks Flow Simulation. Дослідження виконано на розробленій моделі рушникосушарки [7] (рис. 2).

Узято такі граничні умови: $G_{\text{тн}} = 0,00306$ кг/с; $\tau_1 = 75$ °C; $\tau_2 = 65$ °C; $t_{\text{nc}} = 20$ °C; тиск на вихідній грані рушникосушарки $P_2 = 3$ бар. Матеріалом елементів рушникосушарки обрано нержавіючу сталь AISI 304, що має поліровану зовнішню поверхню. Розв'язано зовнішню задачу. Поставлено головні цілі: температура стінки та повітря і тепла потужність.

Як видно з рис. 2, результати моделювання за першим підходом добре корелюються з результатами випробувань у сертифікованій лабораторії (точність у межах 1 %), тоді як за другим підходом розбіжність досягає 5,6 %. Розбіжність між результатами моделювання в SolidWorks Flow Simulation і результатами лабораторії складає 20,23 %, що також є добрим результатом.

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

Результати

Результати моделювання теплової потужності рушникосушарки за вищенаведеними підходами показано на рис. 3.

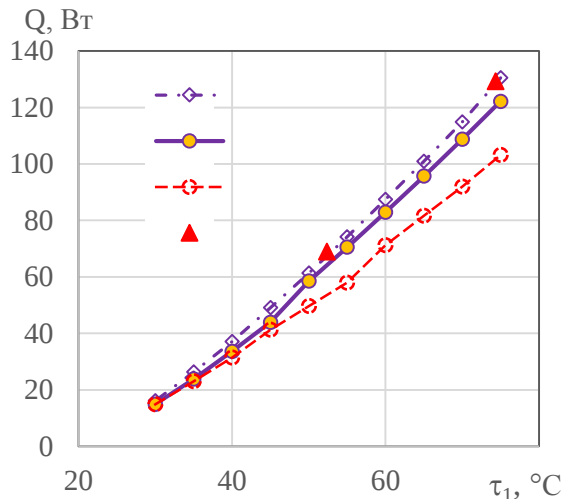


Рис. 3. Результати визначення теплової потужності рушникосушарки:

1 – підхід 1; 2 – підхід 2; 3 – дослідження в SolidWorks Flow Simulation; 4 – результати випробувань у сертифікованій лабораторії HEATEST, s.r.o. (Býkev, Czech Republic)

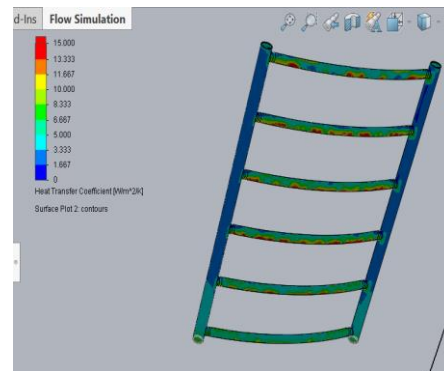
Fig. 3. Results of determining the thermal power of a towel dryer:

1 – approach 1; 2 – approach 2; 3 – study in SolidWorks Flow Simulation; 4 – test results in the certified laboratory HEATEST, s.r.o. (Býkev, Czech Republic)

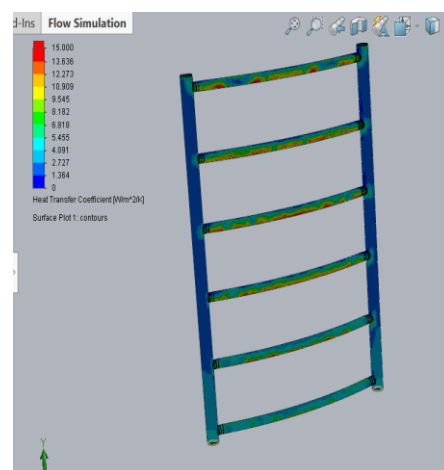
Якщо оцінити вплив коефіцієнта тепловіддачі випромінювання у сумарному коефіцієнті тепловіддачі від стінки рушникосушарки до навколишнього середовища, то для першого підходу він складає 6,8–13,1 % (менша цифра відповідає більшій температурі теплоносія на вході в рушникосушарку), а для другого – 7,1–18,1 % відповідно. Тому додатково проаналізовано вплив значення ε на теплову потужність рушникосушарки (Q). Так, під час зміни $\varepsilon = 0,0919$ на $\varepsilon = 0,16$ [14] величина Q , визначена за першим підходом, зросла на 4,66 – 6,32 %, а визначена за другим підходом – на 5,24 – 7,34 %. Водночас у програмному продукті SolidWorks Flow Simulation значення ε прив'язане до обраного матеріалу рушникосушарки і складає 0,074. На нашу думку, це може

пояснити наведену вище розбіжність у значеннях теплової потужності рушникосушарки.

Із рис. 3 видно, що теплова потужність рушникосушарки зі зменшенням температури гріючого теплоносія на вході, тобто під час переходу на низькотемпературну систему створення мікроклімату, суттєво зменшується. Так, зменшення з $\tau_1 = 75$ °C до $\tau_1 = 45$ °C спричиняє зменшення теплової потужності (за сталої витрати теплоносія) на 60–64 %, а до $\tau_1 = 30$ °C – на 85,5–87,9 % залежно від обраного підходу до моделювання. Зменшення температури прямої мережної води однозначно спричиняє й одночасне зменшення середньологарифмічного температурного напору з 49,7–50,8 °C (за $\tau_1 = 75$ °C) до 23,02–23,34 °C (за $\tau_1 = 45$ °C) або до 9,36 – 9,4 °C (за $\tau_1 = 30$ °C).



$\tau_1 = 45$ °C



$\tau_1 = 30$ °C

Рис. 4. Коефіцієнт теплопередачі рушникосушарки

Fig. 4. The heat transfer coefficient of towel dryers

Наукова новизна та практична значимість

Таким чином, для забезпечення комфортних умов у приміщенні ванної кімнати необхідно значно збільшувати поверхню нагріву рушникосушарки. Оцінити цю величину можна шляхом проведення додаткових досліджень.

Моделювання роботи рушникосушарки в SolidWorks Flow Simulation дозволяє оцінити коефіцієнти теплопередачі різних елементів (див. рис. 4.). Як видно з рис. 4, коефіцієнти теплопередачі горизонтальних елементів суттєво перевищують коефіцієнти теплопередачі вертикальних елементів, тому збільшувати поверхню нагріву рушникосушарки подібної конструкції більш доцільно за рахунок збільшення довжини й кількості горизонтальних елементів.

Висновки

Обґрунтовано доцільність упровадження низькотемпературних систем створення мікроклімату в житлових приміщеннях. Доведено доцільність застосування теплових насосів типу «повітря–вода» для житлових будинків у районах щільної забудови у зв'язку із їх вищою ефективністю в низькотемпературних режимах і відносною простотою монтажу. Проаналізовано технічні характеристики теплових насосів (реверсивних чилерів) і встановлено, що використання цих машин із низькотемпературним графіком призводить до збільшення їх коефіцієнта перетворення COP, тобто до підвищення енергоефективності. Установлено найбільш доцільний графік температур прямої мережної води для температур навколишнього середовища нижче ніж -5°C , що складає не вище ніж 45°C .

Розглянуто теплогідродинамічні процеси, що відбуваються в рушникосушарці, та побудовано її математичну модель на основі двох

підходів щодо визначення граничних умов теплообміну. Наведено граничні умови для моделювання теплопередачі в рушникосушарці за допомогою програмного модуля SolidWorks Flow Simulation.

У результаті проведеного моделювання встановлено, що результати, отримані за першим підходом (визначальна температура в разі вільної конвекції – температурою повітря далеко від стінки), з точністю до 1 % описують результати, отримані в сертифікованій лабораторії HEATEST. Другий підхід дає похибку з результатами випробувань на рівні 5,6 %. Моделювання в SolidWorks Flow Simulation відмінне від результатів лабораторії на 20,23 %.

Установлено, що вибір відповідного ступеня чорноти поверхні рушникосушарки ϵ може призвести до розбіжності в результатах 4,66–7,34 % за зміни $\epsilon = 0,0919$ на $\epsilon = 0,16$.

З'ясовано, що зі зменшенням температури грійного теплоносія, тобто в разі переходу на низькотемпературну систему створення мікроклімату, теплова потужність рушникосушарки зменшується на 60–64 % і на 85,5–87,9 % за зміни від $\tau_1 = 75^{\circ}\text{C}$ до $\tau_1 = 45^{\circ}\text{C}$ і $\tau_1 = 30^{\circ}\text{C}$ відповідно. Це можна пояснити, як мінімум, суттєвим зменшенням середньологарифмічного температурного напору із $49,7\text{--}50,8^{\circ}\text{C}$ (за $\tau_1 = 75^{\circ}\text{C}$) до $23,02\text{--}23,34^{\circ}\text{C}$ (за $\tau_1 = 45^{\circ}\text{C}$) або до $9,36\text{--}9,4^{\circ}\text{C}$ (за $\tau_1 = 30^{\circ}\text{C}$).

За результатами моделювання в SolidWorks Flow Simulation встановлено, що коефіцієнти теплопередачі горизонтальних елементів рушникосушарок значно перевищують відповідні коефіцієнти вертикальних елементів. Отже, збільшити поверхню нагріву рушникосушарки з метою підтримання оптимальних параметрів мікроклімату доцільно за рахунок збільшення кількості і довжини горизонтальних її елементів.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. ДБН В.2.5-64:2012 Внутрішній водопровід та каналізація. Частина I. Проектування. Частина II. Будівництво [Чинний від 2013-03-01]. Вид. офіц. Київ : Мінрегіон України, 2013. 105 с.
2. Снісарчук Д. М., Степанова Н. Д. Доцільність впровадження низькотемпературних систем створення мікроклімату будівель. *Матеріали ЛІІІ Науково-технічної конференції факультету будівництва, цивіль-*

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

- льної та екологічної інженерії ВНТУ (Вінниця, 20–22 бер. 2024 р.). Вінниця : ВНТУ, 2024. С. 1–3.
3. *СТАЛЬ AISI 304*. URL: <https://westa.kiev.ua/ua/standarty/marki-stali/stal-aisi-304>
 4. Ткаченко С., Степанова Н., Степанов Д., Степанов О. Рушникосушарка як елемент сучасної системи теплопостачання. *Сучасні технології, матеріали і конструкції в будівництві*. 2021. Т. 30, № 1. С. 132–139. DOI: <https://doi.org/10.31649/2311-1429-2021-1-132-139>
 5. *Benefits of Low-temperature Heating Systems*. URL: <https://www.heatgeek.com/benefits-of-low-temperature-heating-systems/>
 6. *DIN EN 442-2:2015 Radiators and convectors - Part 2: Test methods and rating* [Effective Date 01-03-2015]. German Institute for Standardisation (Deutsches Institut für Normung), 2015. 81 p.
 7. Incropera F. P., Dewitt D. P., Bergman T. L., Lavine A. S. *Fundamentals of heat and mass transfer*. Danvers : John Wiley & Sons, Inc, 2011. 997 p.
 8. Inverter Air-Cooled Liquid chillers & Reversible Air to Water Heat Pumps. *Ereba* 17-21. URL: https://www.hosbv.com/data/specifications/14389_CIAT%207449145%20-%20EREBA%2017%20HT.pdf
 9. Kapjor A., Durcansky P., Vantuch M. Effect of Heat Source Placement on Natural Convection from Cylindrical Surfaces. *Energies*. 2020. Vol. 13. P. 1–13. DOI: <https://doi.org/10.3390/en13174334>
 10. Saari J. *Heat exchanger dimensioning*. Lappeenranta university of technology, 2019. 101 p.
 11. *Surface Emissivity Coefficients*. URL: https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html
 12. *Table of emissivity of various surfaces*. URL: https://www.transmetra.ch/images/transmetra_pdf/publikationen_literatur/pyrometrie-thermografie/emissivity_table.pdf
 13. Water chillers. Heat pumps. *AQUACIAT POWER*. URL: <https://surl.li/flhjgk>
 14. Woods S. I., Jung T. M., Sears D. R., Yu J. Emissivity of silver and stainless steel from 80 K to 300 K: Application to ITER thermal shields. *Cryogenics*. 2014. Vol. 60. P. 44–48. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2014.01.002>

N. D. STEPANOVA^{1*}, D. M. SNISARCHUK²

^{1*}Dep. Heat Power Engineering, Vinnytsia National Technical University, Khmelnytske Shose, 95, Vinnytsia, Ukraine, 21021, tel. +38 (063) 063 49 58, e-mail Stepanovand@i.ua, ORCID 0000-0002-4654-2062

²Dep. Heat Power Engineering, Vinnytsia National Technical University, Khmelnytske Shose, 95, Vinnytsia, Ukraine, 21021, tel. +38 (098) 312 10 02, e-mail snisarchuk1992@gmail.com, ORCID 0009-0000-2497-0392

Modeling the Performance of a Towel Dryer in a Low-Temperature Microclimate System

Purpose. The article is aimed at: investigating the operating conditions of a water-type towel dryer made of polished stainless steel AISI 304 in a low-temperature microclimate system; conducting a comparative analysis of the declared thermal power of towel dryers of the same design from different manufacturers, which will reveal significant differences between theoretical and real indicators; considering methods for determining the rated thermal power of a towel dryer, taking into account the forced movement of the coolant in the middle of the device pipeline, and so on. **Methodology.** The influence of various boundary conditions on compliance with the requirements of current regulatory documents for assessing the thermal efficiency of heating devices is analyzed. Numerical modeling of thermal processes in the SolidWorks Flow Simulation environment was used to study the operation of a towel dryer. The influence of the uncertainty of the blackness coefficient of the towel dryer surface on its thermal efficiency, as well as the role of the speed of air flow around the heat exchange surface, was evaluated. It was found that a decrease in the coolant temperature significantly affects the performance of the towel dryer: a decrease in the coolant temperature from 75 to 45 °C leads to a loss of 60–64 % of the heat output, and a decrease to 30 °C leads to a decrease in the output by 85.5–87.9 %. **Findings.** The results of modeling the thermal power of a towel dryer were compared with experimental data obtained in a certified laboratory. It was found that the results obtained by the first method correlate with laboratory tests to within 1 %, while the second method has an error of 5.6 %. The discrepan-

ІНФОРМАЦІЙНО-КОМУНІКАЦІЙНІ ТЕХНОЛОГІЇ ТА МАТЕМАТИЧНЕ МОДЕЛЮВАННЯ

cy between the results of modeling in SolidWorks Flow Simulation and laboratory tests is 20.23 %, which is due to the peculiarities of the computational models. **Originality.** The optimal design characteristics of heated towel rails for use in low-temperature systems have been determined, and recommendations for increasing the heat exchange surface of heated towel rails by optimizing the number and length of horizontal elements have been proposed. **Practical value.** Improving the reliability of calculations of the thermal capacity of towel dryers will help to improve their energy efficiency in modern heat supply systems. The results obtained can be useful for manufacturers of heating devices, heating engineers, as well as specialists involved in the design and modernization of heat supply systems for residential and public buildings.

Keywords: low-temperature microclimate system; towel dryer; specific heat flux; heat supply system; stainless steel AISI 304; heat transfer, free convection; radiation; wall temperature; thermal boundary layer

REFERENCES

1. *Vnutrishnii vodoprovod ta kanalizatsiia. Chastyna I. Proektuvannia. Chastyna II. Budivnytstvo, 105 DBN V.2.5-64:2012.* (2013). Kyiv: Ministry of Regional Development of Ukraine. (in Ukrainian)
2. Snisarchuk, D. M., & Stepanova, N. D. (2024, March). Dotsilnist vprovadzhennia nyzkotemperaturnykh system stvorennia mikroklimatu budivel. In *Materialy LIII Naukovo-tekhnichnoi konferentsii fakultetu budivnytstva, tsyvilnoi ta ekolohichnoi inzhenerii VNTU* (pp. 1-3). Vinnytsia: VNTU. (in Ukrainian)
3. *Stal AISI 304.* Retrieved from <https://westa.kiev.ua/ua/standarty/marki-stali/stal-aisi-304> (in Ukrainian)
4. Tkachenko, S., Stepanova, N., Stepanov, D., & Stepanov, O. (2021). Towel dryer as an element of the modern heat supply system. *Modern Technology, Materials and Design in Construction*, 30(1), 132-139. DOI: <https://doi.org/10.31649/2311-1429-2021-1-132-139> (in Ukrainian)
5. *Benefits of Low-temperature Heating Systems.* Retrieved from <https://www.heatgeek.com/benefits-of-low-temperature-heating-systems/> (in English)
6. *Radiators and convectors - Part 2: Test methods and rating, 81 DIN EN 442-2:2015.* (2015). German Institute for Standardisation (Deutsches Institut für Normung). (in English)
7. Incropera, F. P., Dewitt, D. P., Bergman, T. L., & Lavine, A. S. (2011). *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. Danvers: John Wiley & Sons, Inc. (in English)
8. Inverter Air-Cooled Liquid Chillers & Reversible Air to Water Heat Pumps. *Ereba 17-21*. Retrieved from https://www.hosbv.com/data/specifications/14389_CIAT%207449145%20-%20EREBA%2017%20HT.pdf (in English)
9. Kapjor, A., Durcansky, P., & Vantuch, M. (2020). Effect of Heat Source Placement on Natural Convection from Cylindrical Surfaces. *Energies*, 13(17), 4334. DOI: <https://doi.org/10.3390/en13174334> (in English)
10. Saari J. (2019). *Heat Exchanger Dimensioning*. Lappeenranta University of Technology. (in English)
11. *Surface Emissivity Coefficients.* Retrieved from https://www.engineeringtoolbox.com/emissivity-coefficients-d_447.html (in English)
12. *Table of Emissivity of Various Surfaces.* Retrieved from https://www.transmetra.ch/images/transmetra_pdf/publikationen_literatur/pyrometrie-thermografie/emissivity_table.pdf (in English)
13. Water Chillers. Heat Pumps. *AQUACIAT POWER*. Retrieved from <https://surl.li/flhjgk> (in English)
14. Woods, S. I., Jung, T. M., Sears, D. R., & Yu, J. (2014). Emissivity of silver and stainless steel from 80K to 300K: Application to ITER thermal shields. *Cryogenics*, 60, 44-48. DOI: <https://doi.org/10.1016/j.cryogenics.2014.01.002> (in English)

Надійшла до редколегії: 26.11.2024

Прийнята до друку: 25.03.2025