

ТЕРМОДИНАМІЧНИЙ АНАЛІЗ ТА МОДЕЛЮВАННЯ

УДК 620.97:536.24:532.542

Експериментальне дослідження процесу тепловіддачі тетраліну при течії у горизонтальній трубі**О. А. Шумський¹, Б. В. Косой²**^{1,2}Одеський національний технологічний університет, вул. Канатна 112, м. Одеса, 65039, Україна✉ e-mail: ²bkosoy@yahoo.comORCID: ¹<https://orcid.org/0009-0008-0783-3896>; ²<https://orcid.org/0000-0001-5353-8881>

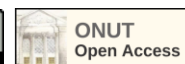
У статті представлено результати експериментального дослідження процесу конвективної тепловіддачі чистого тетраліну (1,2,3,4-тетрагідронафталіну) при течії в гладкій горизонтальній трубі в умовах сталого теплового потоку. Тетралін розглядається як високоперспективний теплоносіє для середньотемпературних сонячних колекторів (від 100 до 200 °C), що має температуру замерзання -35,8 °C, низький тиск насичених парів і є стабільним базовим середовищем для синтезу нанорідин з фулереном C60. Експериментальні дослідження процесу тепловіддачі при вимушеній конвекції тетраліну в горизонтальній трубі з внутрішнім діаметром 3,5 мм проводилися в широкому діапазоні теплових навантажень і температурах теплоносія на вході. Отримані дані показують, що при турбулентному режимі коефіцієнт тепловіддачі монотонно зростає зі збільшенням числа Рейнольдса. При цьому виявлено, що підвищення початкової температури рідини призводить до стійкого зростання коефіцієнта тепловіддачі, що обумовлено експоненціальним зниженням в'язкості, яке призводить до зменшення товщини в'язкого прикордонного підшару та істотного зростання градієнта швидкості біля стінки труби. Доведено, що спостережувана інтенсифікація теплообміну зумовлена температурною залежністю в'язкісних властивостей тетраліну. Експоненціальне зниження динамічної в'язкості під час нагрівання призводить до зменшення товщини в'язкого прикордонного підшару та зростання градієнта швидкості поблизу теплообмінної поверхні. Показано, що класичні критеріальні залежності незадовільно прогнозують значення коефіцієнтів тепловіддачі тетраліну, оскільки не враховують залежність в'язкісних властивостей рідини від температури в пристінній області. Для підвищення точності математичного опису теплообміну обґрунтовано застосування вдосконалених кореляцій із в'язкісними поправками.

Ключові слова: Тетралін; Фулерен C60; Вимушена конвекція; В'язкість; Коефіцієнт тепловіддачі; Критеріальні моделі теплообміну; Відновлювані джерела енергії

doi: <https://doi.org/10.15673/ret.v62i1.3391>

© The Author(s) 2026. This article is an open access publication

This work is licensed under the Creative Commons Attribution 4.0 International License (CC BY)

<http://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>**1. Вступ**

Геополітична криза сьогодення підкреслює актуальність більш широкого застосування відновлюваних джерел енергії що в свою чергу актуалізує дослідження сучасних ефективних теплоносіїв для середньотемпературних сонячних колекторів, що працюють у діапазоні 100-200 °C.

Традиційно застосовувані теплоносії мають критичні недоліки: вода вимагає використання трубопроводів високого тиску, розплави солей кристалізуються при високих температурах, а комерційні синтетичні органічні оливи (наприклад, Therminol VP-1) токсичні, вимагають енергоємних систем захисту від можливого нічного замерзання (температура плавлення +12 °C) і створюють ви-

сокий тиск насичених парів при робочих температурах [1,2].

Тетралін (1,2,3,4-тетрагідронафталін) має температуру плавлення $-35,8^{\circ}\text{C}$, що виключає ризик кристалізації рідини в трубах у зимовий або нічний час. При температурі кипіння 207°C тетралін має низький тиск насичених парів, що дозволяє зменшити товщину стінок горизонтальних труб і навантаження на насосне обладнання.

Особливе практичне значення тетралін має як основа для синтезу нанорідин. Завдяки високій хімічній спорідненості розчинення фулерену C60 у тетраліні утворює не просто механічну суспензію, а справжній молекулярний розчин. Ця особливість тетраліну вирішує одну з основних проблем при створенні наноматеріалів, а саме схильність частинок до седиментації та подальшої закупорки каналів системи [3].

Нанотеплоносій на базі тетраліну/фулерена C60 розглядають в ролі рідкого світлофільтра для перспективних гібридних фотоелектричних/теплових (PV/T) установок. Додаток фулерена C60 істотно збільшує значення спектральних коефіцієнтів поглинання у видимій області спектра аж до довжин хвиль $\sim 650\text{ нм}$ [4]. При цьому тетралін безперешкодно пропускає інфрачервоний спектр для прямої генерації електрики. Моделювання системи, виконане в роботі [5], доводить, що застосування даного теплоносія дозволяє досягти сумарної енергоефективності системи на рівні $60,4\%$ при збереженні прийнятної динамічної в'язкості.

Для практичного застосування тетраліну необхідні дані про його теплофізичні та гідравлічні властивості. Конвективний теплообмін тетраліну в гладких горизонтальних трубах залежить від режиму течії. У ламінарному потоці (при $Re < 2300$) на профіль швидкості накладається природна конвекція, викликана температурним градієнтом щільності органічної рідини. Це призводить до утворення вторинних макровихрів у поперечному перерізі та істотної асиметрії температурного поля по периметру труби, через що теоретичні значення числа Нуссельта потребують істотної експериментальної корекції.

Введення в тетралін наночастинок фулерену ініціює складні гідродинамічні процеси. Ефект термодифузії змушує молекули фулерену мігрувати від гарячої стінки до більш холодної осі труби. У результаті формується пристінковий шар чистого тетраліну зі зниженою в'язкістю, що діє як гідродинамічне мастило, що істотно знижує втра-

ти тиску на тертя [6-8].

Незважаючи на сприятливі термодинамічні та експлуатаційні перспективи тетраліну, у сучасній науковій літературі спостерігається гострий дефіцит надійних емпіричних даних про механізми його теплообміну в трубах. Вищевикладене обґрунтовує необхідність проведення експериментального дослідження коефіцієнта конвективної тепловіддачі чистого тетраліну та нанотеплоносія на основі тетраліну при ламінарному та турбулентному потоках у горизонтальній трубі. Отримані кореляції дозволять інженерам оптимізувати довжину абсорберів і прискорити виведення на ринок ефективних середньотемпературних сонячних систем.

2. Опис установки та методика проведення досліджень

Схема експериментальної установки показана на рисунку 1. Робоча ділянка (4, 5) являє собою трубку з нержавіючої сталі (AISI 304) із зовнішнім діаметром 4 мм, товщиною стінки 0,25 мм і загальною довжиною 3,1 м. Початкова ділянка труби (4) довжиною 0,6 м (до клеми стабілізованого джерела живлення (6)) виконує функцію ділянки стабілізації потоку, решта труби є робочою ділянкою вимірювань (5). Для контролю температури теплоносія перед входом у робочу ділянку та на виході з неї передбачені термометричні кишені, в яких встановлені лабораторні термометри (2, 9). Ці термометри дозволяють контролювати сталість температури на вході в робочу ділянку установки, а також її зміну на виході. Охолоджувальний контур (11, 12) використовується для зниження температури теплоносія перед циркуляційним насосом (13) і витратоміром (14).

По довжині робочої ділянки вимірювань встановлено вісім спаїв мідно-константових термопар (T1-T8) для вимірювання локальної температури стінки труби. Перепад температури (ΔT) на робочій ділянці контролюється за допомогою диференціальної мідно-константової термопари (8). Крім того, на вході в робочу ділянку встановлена термопара (Tin), яка служить для визначення температури теплоносія перед ділянкою нагрівання (5). Усі термопари ізольовані від поверхні сталевих трубок тефлоновою стрічкою товщиною 0,05 мм. Для усунення теплових втрат у навколишнє середовище робоча ділянка поміщена у вакуумну камеру (3), де підтримується динаміч-

ний вакуум (менше 10 кПа).

Розтягувальний пристрій (21) служить для компенсації термічної деформації робочої ділянки установки і забезпечує її горизонтальне положення за допомогою підвищених вантажів масою 15 кг. Теплоносій перекачується за допомогою циркуляційного насоса (14) через замкнутий кон-

тур установки. Масова витрата теплоносія може регулюватися зміною частоти обертів двигуна насоса за допомогою частотно-регульованого приводу (15). Масова витрата теплоносія вимірюється за допомогою кориолісового витратоміра (16), що працює в діапазоні витрати рідини від 0 до 2000 кг/год з невизначеністю 0,10%.

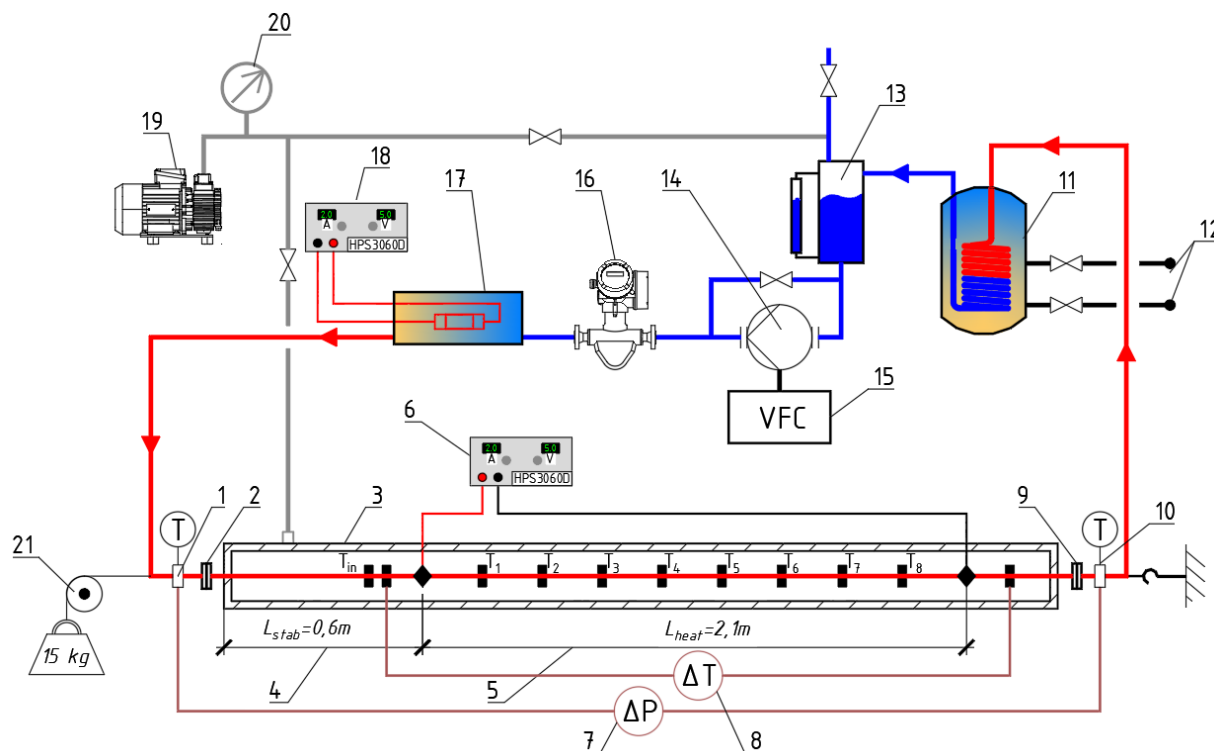


Рисунок 1 – Схема експериментальної установки: 1,9 – ізолятор; 2,10 – термометричні кишені; 3 – вакуумна камера; 4 – ділянка стабілізації; 5 – робоча ділянка вимірювань; 6,18 – стабілізовані джерела живлення Masteram HPS3060D; 7 – датчик тиску WIKA 0-25 bar; 8 – диференціальна мідь-константова термопара; 11 – бак охолодження; 12 – підключення охолоджувальної системи; 13 – бак приймач; 14 – циркуляційний насос 15WBX-12; 15 – частотно-регульований привід BLDH350; 16 – кориолісовий витратомір Proline Promass 83F; 17 – попередній нагрівач; 19 – вакуумний насос Value VE225N; 20 – вакуумметр WIKA; 21 – розтягувальний пристрій

Подача теплового навантаження на робочу ділянку здійснюється від стабілізованого джерела живлення (HPS3060D) (17). Ізолятори (2) і (9) використовуються для усунення можливого електричного контакту робочої ділянки з іншими частинами експериментальної установки. Для автоматизації збору експериментальних даних і первинної обробки отриманої інформації використовується автоматична система. До складу цієї системи входять модуль Arduino UNO, мультиметр PICOTEST 3510A та комп'ютер. Заповнення експериментальної установки теплоносієм здійснюється через приймальний бак (13), при цьому весь контур попередньо вакуумується за допомогою вакуумного насоса (19).

Розроблена схема експериментальної установки має ряд особливостей порівняно з наявними в літературі аналогами. До її переваг можна віднести високу універсальність при вирішенні комплексних завдань вивчення режимів робочого тіла, вимірювання локальних коефіцієнтів тепловіддачі в різних секціях робочої ділянки.

Створена експериментальна установка має ряд особливостей порівняно з наявними в літературі аналогами. До її переваг можна віднести високу універсальність при вирішенні комплексних завдань вивчення режимів робочого тіла, вимірювання локальних коефіцієнтів тепловіддачі в різних секціях робочої ділянки.

3. Обробка експериментальних даних

Локальні коефіцієнти теплопередачі були розраховані згідно наступного рівняння

$$\alpha = \frac{q}{(\bar{T}_w - \bar{T}_f)} \quad (1)$$

де q – щільність теплового потоку ($\text{Вт}/\text{м}^2$); T_w – локальна температура стінки, $^{\circ}\text{C}$; T_f – локальна температура рідини, $^{\circ}\text{C}$.

Серія проведених експериментів показала, що ефективність робочої ділянки змінювалася в діапазоні температур від 45 до 90 $^{\circ}\text{C}$ у межах від 0,87 до 0,95. Тепловий потік, що подавався до нагрівальної ділянки, розраховувався з урахуванням коефіцієнта ефективності робочої ділянки

$$Q = U \cdot I \cdot \eta \quad (2)$$

де I – струм, підведений до робочої ділянки, А; U – падіння напруги на ділянці, В; η – ефективність робочої ділянки (0,87...0,95)

Виходячи з цього щільність теплового потоку в секції визначалася наступним чином

$$q = \frac{Q}{\pi \cdot D \cdot L_{heat}} \quad (3)$$

де D – внутрішній діаметр каналу, м; L_{heat} – довжина ділянки, що нагрівається, м.

Локальна температура стінки на секції робочої ділянки визначалася за показаннями термомпар (Т1-Т8):

$$\bar{T}_w = \frac{T_w(x_i) + T_w(x_{i+1})}{2} \quad (4)$$

де $T_w(x_i)$, $T_w(x_{i+1})$ – показання термомпар на початку секції, та наприкінці секції, $^{\circ}\text{C}$.

Масова температура потоку вздовж робочої ділянки визначалася за рівнянням енергетичного балансу

$$T_f(x) = T_{in} + \frac{Q \cdot x}{m \cdot C_p \cdot L_{heat}} \quad (5)$$

де, T_{in} – показання термомпар перед початком нагрівальної ділянки, показання якої приймалася як

температура рідини, $^{\circ}\text{C}$; m – масова витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{с}$; C_p – питома теплоємність теплоносія, $\text{Дж}/(\text{кг} \cdot \text{K})$; L – довжина ділянки, що нагрівається, м.

Локальна температура рідини на ділянці розраховувалася за формулою

$$\bar{T}_f = \frac{T_f(x_i) + T_f(x_{i+1})}{2} \quad (6)$$

де $T_f(x_i)$, $T_f(x_{i+1})$ – температура рідини на початку секції, та наприкінці секції, $^{\circ}\text{C}$.

З метою зручності обробки даних щодо коефіцієнта тепловіддачі при вимушеній конвекції в трубі інформацію про теплофізичні властивості тетраліну було взято зі статті [9]. Дані про теплопровідність тетраліну було взято зі статті [5].

Теплофізичні властивості, а також теплопровідність теплоносія розраховувалися виходячи із запропонованих кореляцій [5,9] при температурі рідини на локальній ділянці.

Для подальшого аналізу на кожній секції визначалися безрозмірні числа подібності:

$$\text{Re} = \frac{4 \cdot m}{\pi \cdot D \cdot \mu} \quad (7)$$

де Re – число Рейнольдса; m – масова витрата теплоносія, $\text{кг}/\text{с}$; D – внутрішній діаметр каналу, м; μ – динамічна в'язкість теплоносія, $\text{Па} \cdot \text{с}$.

$$\text{Pr} = \frac{C_p \cdot \mu}{\lambda} \quad (8)$$

де Pr – число Прандтля; λ – теплопровідність теплоносія.

$$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot D}{\lambda} \quad (9)$$

де Pr – число Нусельта; λ – теплопровідність теплоносія.

4. Аналіз отриманих результатів

Експериментальні значення коефіцієнта тепловіддачі при постійних температурі входу в робочу ділянку та тепловому навантаженню в залежності від числа Рейнольдса зображені на рисунку 2.

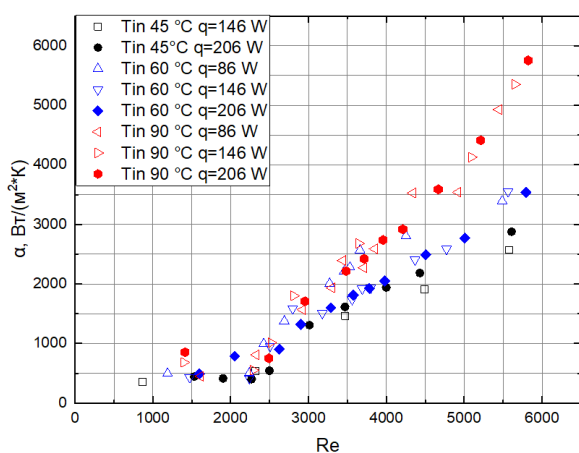


Рисунок 2 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі від числа Рейнольдса при постійних температурі на вході в ділянку та тепловому навантаженні

Оскільки передбачається, що теплоносії використовуються в теплообмінних апаратах, доцільніше проводити порівняння залежно від величини масової витрати та питомої теплоємності, оскільки ці параметри безпосередньо впливають на ефективність теплообмінників. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від $M \cdot C_p$ показано на рисунку 3.

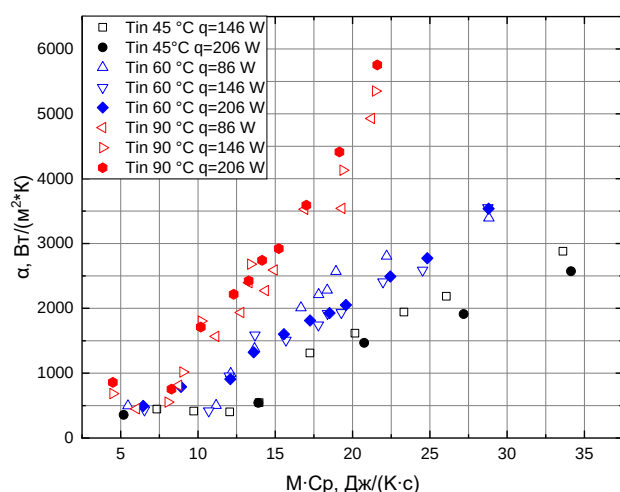


Рисунок 3 – Залежність коефіцієнта тепловіддачі від $M \cdot C_p$ при постійних температурі на вході в ділянку та тепловому навантаженні

Для узагальнення експериментальних даних використовувалася критеріальна залежність Dittus і Boelter [10]

$$Nu = C \cdot Re^m \cdot Pr^{0.4} \quad (10)$$

де C , m – коефіцієнти підгонки рівняння.

Підбір коефіцієнтів здійснювався окремо для

ламінарного ($Re \leq 2100$) та турбулентного ($Re \geq 2800$) масивів точок. Перехідний режим ($2100 < Re < 2800$) до процедури апроксимації не включався. Такий підхід відповідає загальноприйнятій практиці побудови узагальнюючих кореляцій внутрішнього конвективного теплообміну, оскільки число Нуссельта є безрозмірним критерієм, що відокремлює закон теплообміну від геометричного масштабу задачі та поточного значення теплопровідності теплоносія. У межах обробленого масиву були отримані такі універсальні залежності:

$$Nu_{lam} = 0.0167 \cdot Re^{0.78} \cdot Pr^{0.4} \quad (11)$$

$$Nu_{turb} = 0.0142 \cdot Re^{0.91} \cdot Pr^{0.4} \quad (12)$$

На рисунку 4 показано відхилення експериментальних даних від отриманої моделі

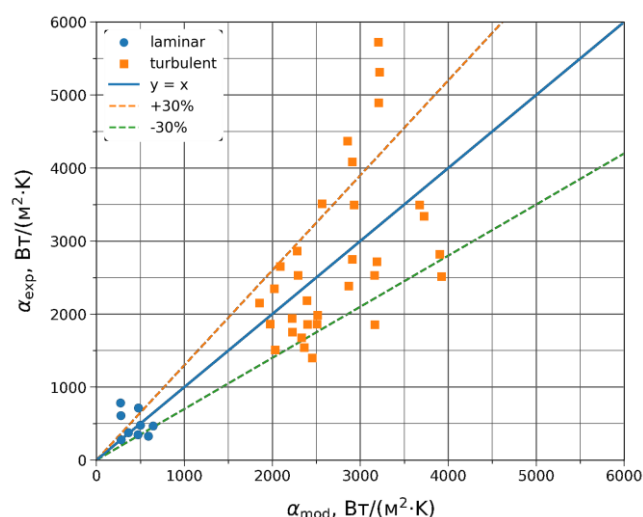


Рисунок 4 – Відхилення експериментальних значень від розрахованих за моделлю для ламінарного та турбулентного режимів

Аналіз експериментальних даних показує, що для всіх серій проведених експериментів коефіцієнт тепловіддачі в турбулентному режимі монотонно зростає зі збільшенням числа Рейнольдса. Цей ефект вказує на визначальну роль вимушеної конвекції. Одночасно масив значень коефіцієнта тепловіддачі розпадається на кілька сімейств, що відповідають різним температурам входу та тепловим навантаженням. Отримані дані свідчать про те, що одних лише гідродинамічних параметрів недостатньо для опису процесу теплообміну теплоносія в трубі. Слід підкреслити, що температурно-залежні властивості рідини роблять самостійний внесок у формування теплообмінної чутли-

вості. Найбільш помітно це проявляється в тому, що точки $T_{in} = 90^\circ\text{C}$ практично у всьому діапазоні чисел Рейнольдса розташовуються вище точок для $T_{in} = 60^\circ\text{C}$, а останні, у свою чергу, вище точок для $T_{in} = 45^\circ\text{C}$.

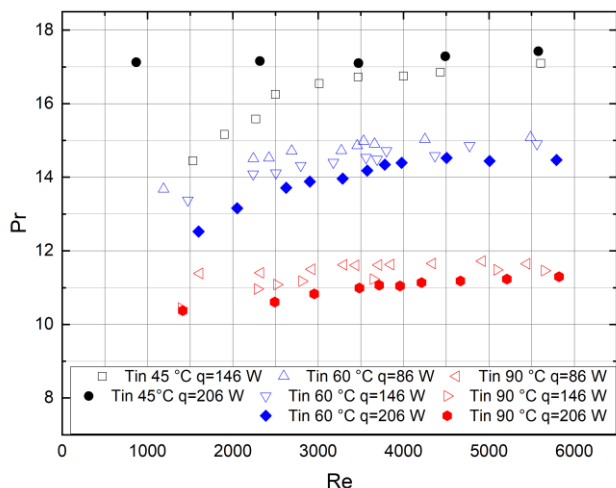


Рисунок 5 – Зміна числа Прандтля в дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса

Ключовим результатом проведених експериментів є стійке зростання коефіцієнта тепловіддачі α при підвищенні температури на вході в ділянку. Сам по собі цей ефект не може бути пояснений лише класичним множником $\text{Pr}^{0.4}$. Представлений на рисунку 5 розподіл експериментальних значень числа Прандтля в дослідженому діапазоні чисел Рейнольдса демонструє, що при збільшенні температури число Прандтля, навпаки, зменшується. Отже, основним механізмом є зміна в'язкісних властивостей рідини та структури пристінної області течії. Для рідин температурна залежність в'язкості задовільно описується рівнянням Andrade [11]

$$\mu = A \cdot e^{\frac{T}{B}} \quad (13)$$

де μ – динамічна в'язкість, Па·с; A , B – емпіричні константи, що залежать від речовини; T – температура, К;

З рівняння (9) можна зробити висновок: експоненціальне зменшення в'язкості пов'язане зі зростанням температури [12]. Зниження в'язкості призводить до зменшення товщини в'язкого прикордонного підшару біля стінки, зростання градієнта швидкості поблизу поверхні теплообміну та посилення конвективного переносу тепла. Для рідин із помітною мінливістю властивостей у ко-

реляції вводяться в'язкісні поправки. Найбільш відомим прикладом є рівняння Sieder and Tate [13]:

$$\text{Nu} = 0.027 \cdot \text{Re}^{0.8} \cdot \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{\mu_f}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad (14)$$

де μ_w – динамічна в'язкість при температурі стінки, Па·с; μ_f – динамічна в'язкість при середній температурі потоку.

Якщо при нагріванні рідини виконується $\mu_f > \mu_w$ то множник $(\mu_f / \mu_w)^{0.14} > 1$, і розрахункове число Нуссельта збільшується. Таким чином, зростання тепловіддачі зі зростанням температури на вході в досліджуваній системі фізично узгоджується з відомим механізмом в'язкісної інтенсифікації теплообміну [11].

Отриманий експериментально ефект добре узгоджується з висновками досліджень, присвячених внутрішньому теплообміну в трубах за змінних властивостей. Sieder and Tate [13] показали, що для рідин за наявності значної різниці між температурою потоку та температурою стінки використання поправки на відношення в'язкостей істотно покращує опис тепловіддачі. Sleicher and Rouse [14] пізніше модифікували рівняння для розрахунку коефіцієнта тепловіддачі, отриманого при постійних властивостях рідини, для кореляції даних при змінних властивостях середовища. Автори підкреслюють, що врахування впливу температури на в'язкість особливо важливе при дослідженні коефіцієнтів тепловіддачі для рідких теплоносіїв. У класичній формі кореляції Dittus and Boelter [10] вплив температурної мінливості властивостей безпосередньо не враховується, і така залежність може занижувати або завищувати коефіцієнт тепловіддачу.

Додатковим підтвердженням важливості врахування мінливості властивостей є дослідження режимів, близьких до перехідних. У роботах Gniewinski [15] та Abraham et al. [16] показано, що перехідна область $2300 \leq \text{Re} \leq 3000$ не підпорядковується універсальній степеневій кореляції, а чутливість теплообміну до вхідних умов та зміни властивостей зростає. Цей висновок узгоджується зі спостережуваним у даному масиві розривом між ламінарною та турбулентною областями і з необхідністю виключення перехідної області з процедури апроксимації. Для розвинутого турбулентного потоку при $\text{Re} > 4800$ кореляції типу Gniewinski [14] зазвичай дають істотно кращу узгод-

женість з експериментом, ніж поблизу початку переходу. Отже, виділення ламінарної та турбулентної областей у самостійні підмасиви для побудови кореляції є не тільки обчислювально зручним, але й фізично обґрунтованим.

З практичної точки зору отримані результати означають, що для опису досліджуваного теплообміну проста кореляція (11) є прийнятною як перший рівень узагальнення, однак вона не повністю враховує температурний ефект на зміни властивостей теплоносія на робочій ділянці. Цей ефект проявляється у виразному розділенні експериментальних точок за температурними рівнями навіть після переходу до критеріального опису. Тому для подальшого підвищення точності моделі доцільно розглянути розширені кореляції, що містять додатковий множник, який відображає мінливість в'язкості, або будувати окремі залежності для різних температурних діапазонів. Такий підхід краще відповідатиме як експериментальним даним, так і класичним уявленням про внутрішній теплообмін рідин із властивостями, що суттєво залежать від температури.

5. Висновки

Проведено експериментальне дослідження процесу тепловіддачі тетраліну за умови вимушеної конвекції в гладкій горизонтальній трубі. Встановлено, що в турбулентному режимі течії коефіцієнт тепловіддачі монотонно зростає зі збільшенням числа Рейнольдса, що підтверджує визначальну роль вимушеної конвекції.

Виявлено істотний вплив початкової температури теплоносія на інтенсивність теплообміну. Підвищення температури на вході в робочу ділянку (від 45 до 90 °C) призводить до закономірного та стійкого зростання коефіцієнта тепловіддачі.

Доведено, що спостережувана інтенсифікація теплообміну зумовлена температурною залежністю в'язкісних властивостей тетраліну. Експоненціальне зниження динамічної в'язкості під час нагрівання призводить до зменшення товщини в'язкого прикордонного підшару та зростання градієнта швидкості поблизу теплообмінної поверхні.

Показано, що базові гідродинамічні параметри та класичні критеріальні рівняння (такі як модель Dittus and Boelter [10]) є недосконалими для точного опису процесу теплообміну тетраліну в горизонтальній трубі, оскільки вони не враховують виражені температурні градієнти та мін-

ливість властивостей органічної рідини в пристінній області.

З метою подальшої підвищення точності математичної моделі рекомендується вдосконалювати кореляційні залежності, що враховують вплив температурний вплив на в'язкість теплоносія в ядрі потоку та біля стінки.

Дослідження виконано в межах реалізації проєкту «Нові термоакумуляційні наноматеріали для когенераційних сонячних енергетичних установок (розробка технології отримання, теплофізичні властивості та теплообмін)», що фінансується міністерством освіти і науки України в межах Конкурсу молодих вчених 2025 року.

Особистий внесок авторів CRediT

Шумський О.А.: проведення експерименту, математична обробка результатів, аналіз та узагальнення даних. **Косой Б.В.:** адміністрування, концептуалізація ідей, методологія, аналіз даних.

Література

1. **Moens L., Blake D. M.** Advanced heat transfer and thermal storage fluids // International Solar Energy Conference. – 2005. – Vol. 47373. – P. 791-793. <https://doi.org/10.1115/ISEC2005-76192>
2. **García S., Martín M.** Analysis of the performance of concentrated solar power facilities using different thermal fluids // Chemical Engineering Research and Design. – 2021. – Vol. 168. – P. 46-58. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2021.01.030>
3. **Otanicar T. P., Phelan P. E., Prasher R. S., Rosengarten G., Taylor R. A.** Nanofluid-based direct absorption solar collector // Journal of renewable and sustainable energy. – 2010. – Vol. 2. – P. 033102. <https://doi.org/10.1063/1.3429737>
4. **Желєзний В. П., Борисов В. О., Квасницький Б. А., Шумський О. А., Івченко Д. О.** Вплив домішок фулерена C60 на спектральні коефіцієнти поглинання світла в технічних рідинах // Фізика аеродисперсних систем. – 2024. – Вип. 62. – С. 48-56. <https://doi.org/10.18524/0367-1631.2024.62.318548>
5. **Lamosa R. A., Motovoy I., Khliiev N., Nikulin A., Khliyeva O., Moita A. S., ... & del Barrio Elena, P.** Tetralin+ fullerene C60 solutions for thermal management of flat-plate photovoltaic/thermal collector // Energy Conversion and Management. – 2021. – Vol. 248. – P. 114799. <https://doi.org/10.1016/>

j.enconman.2021.114799

6. **Lee Jaekeun et al.** Enhancement of lubrication properties of nano-oil by controlling the amount of fullerene nanoparticle additives // *Tribology Letters*. – 2007. – Vol. 28.2. – P. 203-208. <https://doi.org/10.1007/s11249-007-9265-2>

7. **X.Meibo, R. Wang, J. Yu.** Application of fullerene C60 nano-oil for performance enhancement of domestic refrigerator compressors // *International journal of refrigeration*. – 2014. – Vol. 40. – P. 398-403. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.12.004>.

8. **Мороз С., Лук'янов М., Желєзний В.** Густина і в'язкість розчинів холодоагенту R600a/мінеральне мастило / фуллерени C60 // *Холодильна техніка та технологія*. – 2017. – Т. 53(1). – С. 63-70. <https://doi.org/10.15673/ret.v53i1.544>

9. **Motovoy I. V., Zhelezny V. P., Khliyeva O. Y., Melnik Y. Y., Diachenko I. A., Dmitriev Y. D.** Density, specific heat capacity and viscosity of fullerene C60 solutions in tetralin // *Journal of Physics: Conference Series*. – 2020. – Vol. 1683. – No. 3. – P. 032027. <https://doi.org/10.1088/1742-6596/1683/3/032027>

10. **Dittus F. W., Boelter L. M. K.** Heat transfer in automobile radiators of the tubular type // *International communications in heat and mass transfer*. – 198. – Vol. 12(1). – P. 3-22.

11. **Andrade E. D. C.** The viscosity of liquids // *Nature*. – 1930. – Vol. 125(3148). – P. 309-310.

<https://doi.org/10.1038/125309b0>

12. **Шумський О. А., Борисов, В. О.** Дослідження коефіцієнта поглинання, густини та в'язкості розчинів нанофлюїду Dowtherm RP/фулерен C 60 // *Холодильна техніка та технологія*. – 2025. – Т. 61(4). – С. 415-426. <https://doi.org/10.15673/ret.v61i4.3354>

13. **Sieder E. N., Tate G. E.** Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes // *Industrial & Engineering Chemistry*. – 1936. – Vol. 28(12). – P. 1429. <https://doi.org/10.1021/ie50324a027>

14. **Sleicher C. A., Rouse M. W.** A convenient correlation for heat transfer to constant and variable property fluids in turbulent pipe flow // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 1974. – Vol. 18(5). – P. 677-683. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90279-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90279-3)

15. **Gnielinski V.** New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow // *International Chemical Engineering*. – 1976. – Vol. 16(2). – P. 359-368. <https://doi.org/10.1115/1.2150834>

16. **Abraham J. P., Sparrow E. M., Tong, J. C. K.** Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent // *International Journal of Heat and Mass Transfer*. – 2009. – Vol. 52(3-4). – P. 557-563. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2008.07.009>

Отримана в редакції 14.02.2026, прийнята до друку 03.03.2026

Experimental investigation of the heat transfer coefficient of tetralin in laminar and turbulent flow in a horizontal tube

Oleksii Shumskiy¹✉, Borys Kosoy²

¹⁻²Odesa National University of Technology, 112 Kanatna str., Odesa, 65039, Ukraine

✉ e-mail: ²bkosoy@yahoo.com

ORCID: ¹<https://orcid.org/0009-0008-0783-3896>; ²<https://orcid.org/0000-0001-5353-8881>

This article presents the results of an experimental study of the convective heat transfer of pure tetralin (1,2,3,4-tetrahydronaphthalene) flowing through a smooth horizontal pipe under steady-state heat flux conditions. Tetralin is considered a highly promising heat transfer fluid for medium-temperature solar collectors (100 to 200 °C), having a freezing point of minus 35.8 °C, low saturated vapor pressure, and is a stable base medium for the synthesis of nanoliquids with fullerene C60. Experimental studies of the heat transfer process under forced convection of tetralin in a horizontal tube with an inner diameter of 3.5 mm were obtained over a wide range of heat loads and inlet heat transfer fluid temperatures. The results show that in the turbulent regime, the heat transfer coefficient increases monotonically with increasing Reynolds number. It was found that an increase in the initial fluid temperature leads to a steady increase in the heat transfer coefficient, which is due to an exponential decrease in viscosity, resulting in a reduction in the thickness of the viscous boundary sublayer and a significant increase in the velocity gradient near the pipe wall. It is shown that classical criterion-based relationships provide unsatisfactory predictions of the heat transfer coefficients for tetralin, since they do not account for the dependence of the flu-

id's viscous properties on temperature in the wall-adjacent region. To improve the accuracy of the mathematical description of heat transfer, the use of improved correlations with viscosity corrections is justified.

Keywords: Tetralin; Fullerene C60; Forced convection; Viscosity; Heat transfer coefficient; Criterion-based heat transfer models; Renewable energy sources

References

1. Moens, L., Blake, D. M. (2005). Advanced heat transfer and thermal storage fluids. *International Solar Energy Conference*, 47373, 791-793.
2. García, S., Martín, M. (2021). Analysis of the performance of concentrated solar power facilities using different thermal fluids. *Chemical Engineering Research and Design*, 168, 46-58.
3. Otanicar, T. P., Phelan, P. E., Prasher, R. S., Rosengarten, G., Taylor, R. A. (2010). Nanofluid-based direct absorption solar collector. *Journal of renewable and sustainable energy*, 2(3), 033102.
4. Zheleznyi, V. P., Borisov, V. O., Kvasnytskyi, B. A., Shumskyi, O. A., Ivchenko, D. O. (2024). The effect of C60 fullerene impurities on the spectral light absorption coefficients in technical liquids. *Physics of Aerodisperse Systems*, (62), 48-56.
5. Lamosa, R. A., Motovoy, I., Khliyev, N., Nikulin, A., Khliyeva, O., Moita, A. S., ... & del Barrio Elena, P. (2021). Tetralin + fullerene C60 solutions for thermal management of flat-plate photovoltaic/thermal collector. *Energy Conversion and Management*, 248, 114799.
6. Lee, Jaekeun, et al. (2007) Enhancement of lubrication properties of nano-oil by controlling the amount of fullerene nanoparticle additives. *Tribology Letters* 28.2, 203-208.
7. Xing, M., Ruixiang W., Jianlin Y. (2014) Application of fullerene C60 nano-oil for performance enhancement of domestic refrigerator compressors. *International journal of refrigeration* 40, 398-403.
8. Moroz, S., Lukyanov, M., & Zhelezny, V. (2017). Density and Viscosity of R600a Refrigerant/Mineral Oil/C60 Fullerene Solutions. *Refrigeration Engineering and Technology*, 53(1), 63-70
9. Motovoy, I. V., Zhelezny, V. P., Khliyeva, O. Y., Melnik, Y. Y., Diachenko, I. A., Dmitriev, Y. D. (2020). Density, specific heat capacity and viscosity of fullerene C60 solutions in tetralin. In *Journal of Physics: Conference Series*, 1683, 3, 032027).
10. Dittus, F. W., & Boelter, L. M. K. (1985). Heat transfer in automobile radiators of the tubular type. *International communications in heat and mass transfer*, 12(1), 3-22.
11. Andrade, E. D. C. (1930). The viscosity of liquids. *Nature*, 125, (3148), 309-310.
12. Shumskyi, O., & Borysov, V. (2025). Absorption coefficient, density, and viscosity of Dowtherm RP/fullerene C60 nanofluid solutions. *Refrigeration Engineering & Technology*, 61(4).
13. Sieder, E. N., & Tate, G. E. (1936). Heat transfer and pressure drop of liquids in tubes. *Industrial & Engineering Chemistry*, 28(12), 1429.
14. Sleicher, C. A., & Rouse, M. W. (1975). A convenient correlation for heat transfer to constant and variable property fluids in turbulent pipe flow. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18(5), 677-683.
15. Gnielinski, V. (1976). New equations for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. *International Chemical Engineering*, 16(2), 359-368.
16. Abraham, J. P., Sparrow, E. M., & Tong, J. C. K. (2009). Heat transfer in all pipe flow regimes: laminar, transitional/intermittent, and turbulent. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(3-4), 557-563.

Received 14 February 2026

Approved 03 March 2026

Available in Internet 31 March 2026