

I.P. Ващишак¹, С.П. Ващишак², Т.М. Мазур¹, М.П. Мазур¹

Дослідження ефективності теплопередачі гнітової теплової трубки з індукційним нагріванням осердя з магнітної нержавіючої сталі

¹Івано Франківський національний технічний університет нафти і газу, м. Івано-Франківськ, Україна,
tetiana.mazur@nung.edu.ua

²Університет Короля Данила, м. Івано-Франківськ, Україна

Представлено результати математичного моделювання теплової трубки з індукційним нагрівом осердя, призначеної для ефективної передачі низькотемпературного теплового потоку робочій рідині в умовах обмежених габаритів. Розглянуто конструкцію, що включає тонкостінний корпус з міді, пористу гнітову структуру із сітки з немагнітної нержавіючої сталі та осердя з магнітної нержавіючої сталі, яке нагрівається за допомогою циліндричної індукційної котушки, розміщеної на корпусі над осердям. На основі фізичних моделей теплообміну розроблено математичний опис процесів, що враховує індукційне виділення тепла, теплоємність компонентів трубки та теплові втрати при вільній конвекції. Встановлено залежність динаміки нагріву та теплової ефективності від кута нахилу теплової трубки відносно вертикалі. Результати розрахунків показали, що при вертикальному розташуванні досягається максимальна ефективність, а зі збільшенням кута нахилу понад 60° спостерігається зростання гравітаційного опору руху рідини, що призводить до поступового зменшення теплопередачі. Показано, що при нахилах до 80° працездатність конструкції зберігається, однак для забезпечення стабільної роботи при ще більших кутах необхідні додаткові заходи: зменшення радіуса пор гнітової структури для підвищення капілярного тиску, збільшення товщини або кількості шарів сітки, а також підбір робочих рідин із більш сприятливими змочувальними властивостями. Подальші роботи спрямовані на експериментальну перевірку отриманих моделей та оптимізацію конструктивних параметрів для розширення діапазону робочих кутів нахилу.

Ключові слова: тепла трубка, осердя, термічний опір, тепловий потік, теплопровідність, резонансний контур, частота.

Подано до редакції 10.01.2025; прийнято до друку 15.09.2025.

Вступ

Теплові трубки внаслідок своєї високої теплопровідності отримали широке застосування в різноманітних пристроях для передачі тепла, опалення, вирівнювання температур тощо [1-4]. Внаслідок незначного перепаду температур по довжині корпусу гнітові теплові трубки можуть бути використані як низькотемпературні джерела тепла для зігрівання тіла людини. В роботі [1] досліджено вплив різноманітних типів осердь на ефективність нагрівання тіла трубки при вертикальній її орієнтації. Це дозволяє вибрати оптимальний матеріал і розмір

осердя, але не дає змоги зрозуміти як буде змінюватися температура трубки при зміні кута її нахилу. Крім цього, конструкція трубки та індукційна система розігріву теплоносія не були описані теоретично, що не дозволяє точно оцінити теплові та енергетичні характеристики трубки і спрогнозувати їх зміни.

I. Постановка задачі

Для того, щоб оцінити вплив різних елементів конструкції трубки на її загальний тепловий опір,

визначити перепад температури по довжині корпусу, зрозуміти поведінку гнітової теплової трубки при різних кутах орієнтації у просторі, знайти граничні кути нахилу, необхідно створити математичну модель теплової трубки з пористим гнітом. Для швидкого та ефективного розігріву теплової трубки необхідно розрахувати параметри основних елементів системи її індукційного нагріву та провести моделювання роботи цієї системи у спеціалізованому програмному середовищі.

II. Виклад основного матеріалу

Конструкція теплової трубки з пористим гнітом та індукційним нагріванням теплоносія наведена на рис. 1. Основу її складає тонкостінна мідна трубка 1, довжиною 0,5 м, діаметром 0,018 м з товщиною стінки $t_{wall} = 1 \cdot 10^{-3}$ м, внутрішнім радіусом $r_{in} = 8 \cdot 10^{-3}$ м, запаяна знизу П-подібною мідною кришкою 2. П-подібна конструкція кришки дозволяє додатково підводити тепло до теплової трубки знизу за допомогою нагрівача 3, зона контакту з трубкою якого для покращення теплопередачі покривається термопастою 4. Всередину нижньої частини трубки встановлюється каркас 5 з алюмосилікатного скла S-Glass з високою теплопровідністю і низьким газовиділенням для роботи у вакуумі [5]. Довжина каркасу $l_{evap} = 3 \cdot 10^{-2}$ м, товщина $t_{frame} = 3 \cdot 10^{-4}$ м. На нього у багато шарів намотується осердя 6 зі смужок тонкої магнітної нержавіючої сталі AISI 430. Осердя рівномірно розподіляється по довжині каркасу 5, воно має товщину $t_{core} = 3 \cdot 10^{-4}$ м. У каркасі 5 зроблено отвори 7, які призначені для вільної циркуляції теплоносія. Теплоносій 8 (дистильована вода) заливається до рівня верхнього кінця каркасу 5, а його об'єм становить 4,5 мл. Над осердям, випитул до каркасу 5, встановлюється пористий гніт 9 з сітки (100 меш), виготовленої з немагнітної нержавіючої сталі AISI 304 (діаметр проводу $d_w = 114 \cdot 10^{-6}$ м, розмір отвору $d_h = 149 \cdot 10^{-6}$ м, пористість $\phi_{wick} = 0,7$) довжиною 450 мм. Гніт має чотири повних витки, що щільно прилягають один до одного, загальною товщиною $t_{wick} \approx 1 \cdot 10^{-4}$ м. У верхній кінець трубки 1, над пористим гнітом 9, запаяно корпус вакуумного клапану 10, фіксатор якого 11 встановлено на капронову прокладку 12.

Під номером 13 вказано місця пайки в корпусі теплової трубки.

Для досягнення низького перепаду температур вздовж поверхні теплової трубки робочий тиск насиченої пари в її середині становить 12,3 кПа при температурі 50 °С.

Для індукційного нагрівання осердя 6 струмами високої частоти застосовується циліндрична котушка індуктивності 14. Котушка 14 намотана в нижній частині теплової трубки на ізоляційний шар 15 з теплопровідного термостійкого силіконового компаунду SE 4486 фірми DOW з теплопровідністю 1,9 Вт/(м·К) [6] товщиною 0,1 мм і містить 100 витків мідного дроту ПЕВ-2-0,25 [7]. Струм на котушку 14 подається через струмопровідні кільця 16 за

допомогою клем 17. Зовні котушка покрита шаром 18 композитного електроізоляційного матеріалу Syntoflex 515 [8], який з метою екранування котушки обгорнутий двома шарами мідної фольги 19 товщиною 0,1 мм кожен. У електроізоляційному матеріалі 18 та екрані 19 пророблено отвори для струмопровідних клем 17, які з метою зменшення довжини ліній зв'язку, впаюються безпосередньо у плату керування індукційним нагріванням 20, що живиться від зовнішнього генератора сигналів. Плата 20 має струмопровідні доріжки тільки з верхнього боку, до яких безпосередньо припаюються радіoelementи. Нижній бік плати суцільно покритий фольгою, яка з метою захисту від завад приєднана до виводу «землі». Повітряний проміжок 21 дозволяє зменшити температуру плати за рахунок вільної циркуляції повітря. Відкрита частина теплової трубки, яка приймає участь у теплообміні $l_0 = 0,45$ м.

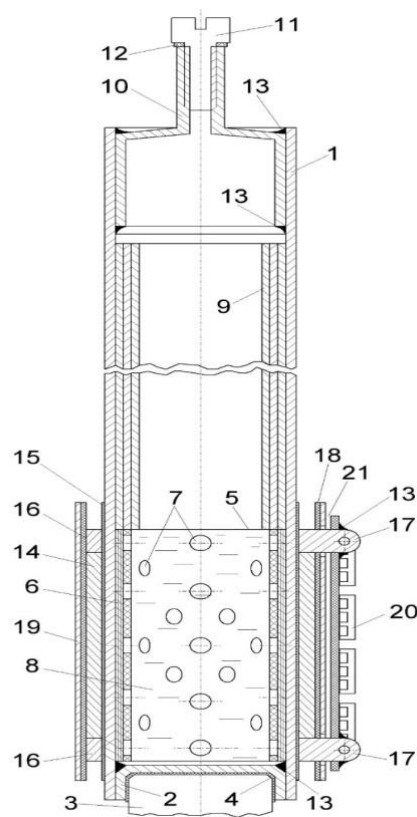


Рис. 1. Конструкція теплової трубки з індукційним нагрівом.

У процесі передачі тепла в тепловій трубці з пористим гнітом виникають певні перепади температур, які можна виразити через еквівалентні термічні опори відповідних електричних ланок [9-11].

На рис. 2 показані поперечні перепади температур, які виникають вздовж одного боку теплової трубки 1 з осердям 2, розміщеним на каркасі з отворами 3, та пористим гнітом 4, розміщеної горизонтально, при передачі зовнішнього теплового потоку Q_I паровим каналом 5 з зони випаровування до зони конденсації.

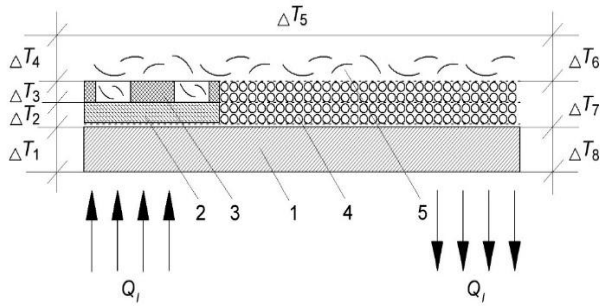


Рис. 2. Перепади температур по довжині трубки з пористим гнітом.

На рис. 3 показана еквівалентна електрична схема термічних опорів, які виникають при роботі трубки на рис. 2. Напрямок дії теплового потоку Q_l вибрано як напрям руху струму.

Відведення теплоти від поверхні теплової трубки здійснюється конвекцією та тепловим випромінюванням [9,10]. Додаткові перепади температур з'являються у зонах випаровування та конденсації внаслідок передачі теплоти теплопровідністю через стінки теплової трубки. Також термічні опори існують на межах розділу рідина-пар та у паровому ядрі трубки [10-12].

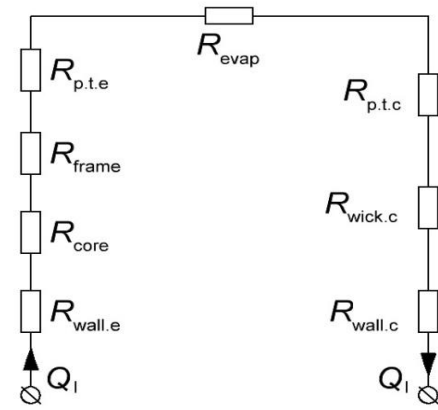


Рис. 3. Еквівалентні термічні опори теплової трубки при дії теплового потоку Q_l .

На рис. 3 введено наступні позначення: $R_{wall.e}$ та $R_{wall.c}$ – термічні опори стінки теплової трубки в зонах випаровування та конденсації, К/Вт; R_{core} – термічний опір осердя, К/Вт; R_{frame} – термічний опір каркасу, Вт/К; $R_{p.te}$ та $R_{p.tc}$ – термічні опори фазового переходу від рідини до пари в зонах випаровування та конденсації, К/Вт; $R_{wick.c}$ – термічний опір насиченого робочою рідиною пористого гніту в зоні конденсації, Вт/К; R_{evap} – термічний опір парового потоку, К/Вт.

Загальний термічний опір трубки знаходиться з виразу:

$$R_{total} = R_{wall.e} + R_{core} + R_{frame} + R_{p.te} + R_{evap} + R_{p.tc} + R_{wick.c} + R_{wall.c} \quad (1)$$

Для розрахунку термічних опорів у працюючій теплової трубки використаємо наступні залежності [9]:

$$R_{wall.e} = \frac{\ln\left(\frac{r_{in} + t_{wall}}{r_{in}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_m \cdot l_{evap}}, \quad (2)$$

де l_{evap} – довжина зони випаровування, м; λ_m – теплопровідність матеріалу стінки теплової трубки;

$$R_{core} = \frac{\ln\left(\frac{r_{in}}{r_{in} - t_{core}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{core} \cdot l_{evap}}, \quad (3)$$

де λ_{core} – теплопровідність матеріалу осердя, Вт/(м·К).

Для оцінки ефективної теплопровідності осердя використано модель послідовних шарів, що є більш реалістичною для структури, де шари розміщено послідовно до дії теплового потоку. Типові значення пористості для таких осердь становлять від 20% до 40%. Візьмемо середнє значення пористості теплоносія $\phi_l \approx 30\%$, тоді об'ємна частка сталі $\phi_{core} \approx 70\%$:

$$\frac{1}{\lambda_{core}} = \frac{\phi_{core}}{\lambda_{AlSi430}} + \frac{\phi_l}{\lambda_l}, \quad (4)$$

де λ_l – теплопровідність робочої рідини, Вт/(м·К); $\lambda_{AlSi430}$ – теплопровідність матеріалу осердя, Вт/(м·К);

$$R_{frame} = \frac{\ln\left(\frac{r_{in} - t_{core}}{r_{in} - t_{core} - t_{frame}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{frame} \cdot l_{evap}}, \quad (5)$$

де λ_{frame} – теплопровідність матеріалу каркасу, Вт/(м·К);

$$R_{p.te} = \frac{1}{h_{evap} \cdot A_{evap}} = \frac{1}{h_{evap} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{in} \cdot l_{evap}}, \quad (6)$$

де h_{evap} – коефіцієнт теплообміну при фазовому переході рідина-пара, Вт/(м²·К) [13];

$$R_{evap} = \frac{\mu_{steam} \cdot l_0}{\rho_{steam} \cdot A_{steam} \cdot r_{vap}^2 \cdot L_{liquid}}, \quad (7)$$

де μ_{steam} – динамічна в'язкість пари, Па·с; ρ_{steam} – густина пари, кг/м³; A_{steam} – площа поперечного перерізу парового каналу, м²; $A_{steam} = \pi \cdot r_{vap}^2$; r_{vap} – радіус парового каналу, м; $r_{vap} = r_{in} - t_{wick}$, м; L_{liquid} – прихована теплота випаровування, Дж/кг;

$$R_{p.tc} = \frac{1}{h_{cond} \cdot A_{cond}} = \frac{1}{h_{cond} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_{in} \cdot l_{cond} \cdot \phi_{wick}}, \quad (8)$$

де h_{cond} – коефіцієнт теплообміну при фазовому переході пара-рідина, Вт/(м²·К) [13]; l_{cond} – довжина зони конденсації, $l_{cond} = 0.45$ м;

$$R_{wick.c} = \frac{\ln\left(\frac{r_{in}}{r_{vap}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{eff} \cdot l_{cond}}, \quad (9)$$

$$\lambda_{eff} = \lambda_l \cdot \frac{2 \cdot \lambda_l + \lambda_{wick} - 2 \cdot \varphi_{wick} \cdot (\lambda_l - \lambda_{wick})}{2 \cdot \lambda_l + \lambda_{wick} + \varphi_{wick} \cdot (\lambda_l - \lambda_{wick})}, \quad (10)$$

де λ_{wick} – теплопровідність пористого гніту, Вт/(м·К);

$$R_{wall.c} = \frac{\ln\left(\frac{r_{in} + t_{wall}}{r_{in}}\right)}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_m \cdot l_{cond}} \quad (11)$$

Перепад температури між зонами випаровування та конденсації з врахуванням поперечного перерізу теплової трубки визначається з формули:

$$\Delta T = R_{total} \cdot Q \quad (12)$$

Дані для розрахунку теплових параметрів трубки наведено в таблиці 1.

Таблиця 1.

Дані величин для розрахунку параметрів трубки

Параметр	Значення	Одиниця вимірювань
λ_m	390	Вт/(м·К)
λ_l	0,643	Вт/(м·К)
$\lambda_{AlSi430}$	26,1	Вт/(м·К)
λ_{frame}	1,3	Вт/(м·К)
λ_{wick}	0,784	Вт/(м·К)
h_{evap}	4000	Вт/(м ² ·К)
r_{vap}	$7 \cdot 10^{-3}$	м
μ_{steam}	$9,65 \cdot 10^{-6}$	Па·с
ρ_{steam}	0,094	кг/м ³
A_{steam}	$1,54 \cdot 10^{-4}$	м ²
L_{liquid}	2300000	Дж/кг
h_{cond}	6000	Вт/(м ² ·К)

Розрахунок параметрів моделі за наведеними вище формулами наведено в таблиці 2.

Розрахуємо максимальну потужність теплового потоку, який може передати тепла трубка в режимі бульбашкового кипіння при заданій температурі пари. Скористаємося методикою розрахунку, наведеною у [14].

Для забезпечення нормальної роботи теплової трубки в режимі бульбашкового кипіння, необхідно, щоб максимальний капілярний тиск був більшим або дорівнював сумі перепадів тисків, які виникають в системі теплопередачі. Це дозволяє рідині вільно циркулювати всередині трубки, долаючи всі опори [15]. Ця умова описується наступною формулою [14]:

$$(\Delta p_k)_{max} \geq \Delta p_g + \Delta p_{liquid} + \Delta p_{steam}, \quad (13)$$

де $(\Delta p_k)_{max}$ – максимальний капілярний тиск, Па; Δp_g – гравітаційна складова повного перепаду тиску, Па; Δp_{liquid} – перепад тиску у потоці рідини (теплоносія), Па; Δp_{steam} – перепад тиску у потоці пари, Па.

Таблиця 2.

Розраховані параметри трубки

Параметр	Значення	Одиниця вимірювань
λ_{core}	2,03	Вт/(м·К)
$R_{wall.e}$	0,0016	К/Вт
R_{core}	0,1	К/Вт
R_{frame}	0,162	К/Вт
$R_{p.t.e}$	0,147	К/Вт
R_{evap}	0,0091	К/Вт
$R_{p.t.c}$	0,0105	К/Вт
$R_{wick.c}$	0,06	К/Вт
λ_{eff}	2,03	Вт/(м·К)
$R_{wall.c}$	0,00106	К/Вт
R_{total}	0,491	К/Вт
ΔT	4,91	К

При визначенні мінімального прохідного перерізу робочої рідини, яка забезпечить передачу теплового потоку необхідної потужності, перепадом тиску в паровому потоці можна знехтувати.

Складові виразу (13) розраховуються за залежностями:

$$\Delta p_k = \frac{2 \cdot \sigma_{liquid}}{r_{pore}} \cdot \cos \theta, \quad (14)$$

де σ_{liquid} – поверхневий натяг робочої рідини, Н/м; $\cos \theta$ – крайовий кут змочування; r_{pore} – ефективний радіус пори гніту, м.

$$\Delta p_g = \rho_{liquid} \cdot g \cdot l_o \cdot \sin \varphi, \quad (15)$$

де ρ_{liquid} – густина робочої рідини, кг/м³; g – прискорення вільного падіння, м/с²; φ – кут нахилу теплової трубки, град.;

$$\Delta p_{liquid} = \frac{\mu_{liquid} \cdot l_o \cdot Q_{max}}{K_{wick} \cdot A_{wick} \cdot \rho_{liquid} \cdot L_{liquid}}, \quad (16)$$

де μ_{liquid} – в'язкість робочої рідини, Н·с/м²; A_{wick} – площа поперечного перерізу гніту теплової трубки, м².

Максимально допустимий тепловий потік, який може передати тепла трубка в докритичному режимі теплообміну, розраховується з виразу:

$$Q_{max} = m_{max} \cdot L_{liquid}, \quad (17)$$

де m_{max} – витрата робочої рідини у гніті при максимальній температурі пари, кг.

Вираз для розрахунку витрати робочої рідини у гніті при максимальній температурі пари m_{max} отримуємо, прийнявши такі допущення:

- властивості робочої рідини вздовж трубки є незмінними;
- перепадом тиску у потоці пари нехтуємо;
- структура гніту є однорідною.

Звідси

$$m_{max} = \frac{\rho_{liquid}}{\mu_{liquid}} \cdot \frac{K_{wick} \cdot A_{wick}}{l_o} \left(\frac{\sigma_{liquid}}{r_{pore}} \cdot \cos \theta - \rho_{liquid} \cdot g \cdot l_o \cdot \sin \varphi \right) \quad (18)$$

Для розрахунку скористаємось параметрами, наведеними для дослідних теплових трубок в [1] ($Q = 10 \text{ W}$, $T = T_{max} = 50^\circ \text{C}$), характеристиками дистильованої води при температурі 50°C [16], наведеними в таблиці 3, та умовами ідеального змочування, коли $\theta = 0^\circ$. Проникність для вибраного типу гніту, згідно рівняння Козені-Кармана, $K_{wick} = 1.61 \cdot 10^{-11} \text{ м}^2$. Тоді $A_{wick} = 3.14 \cdot (r_{in}^2 - r_{vap}^2) = 3.14 \cdot ((8 \cdot 10^{-3})^2 - (7 \cdot 10^{-3})^2) \approx 4.7 \cdot 10^{-5} \text{ м}^2$.

Радіус пори знаходиться з емпіричного виразу [17]:

$$r_{pore} \approx \frac{d_w \cdot S_w}{8}, \quad (19)$$

де S_w – питоме віконне співвідношення, яке для сітки 100 меш і дроту $0,114 \text{ мм} \approx 0,5$;

$$r_{pore} \approx \frac{0,000114 \cdot 0,5}{8} \approx 7.13 \cdot 10^{-6} \text{ м}.$$

Розрахунок m_{max} та Q_{max} для φ від 0° до 90° з дискретністю 10° наведено в таблиці 4.

Розрахунок параметрів трубки для виконання умови (13) наведено в таблиці 5.

Проведені розрахунки показали, що спроектована трубка здатна ефективно передавати тепловий потік потужністю до 10 Вт . Розрахована максимальна потужність (Q_{max}) значно перевищує задане значення ($68,8 \text{ Вт}$ проти 10 Вт при практично горизонтальному положенні), що свідчить про високий запас міцності та стабільність її роботи.

Перевірка капілярної межі (умова 13)

підтвердила, що трубка може працювати в нормальному режимі при кутах нахилу від 0° до 70° . Однак, як показують розрахунки, при кутах нахилу, близьких до вертикального положення (понад 80°), капілярний тиск стає недостатнім для забезпечення циркуляції робочої рідини. Це призводить до значного зниження витрати рідини, що, в свою чергу, спричиняє кризу теплообміну та припинення теплопередачі, як це демонструє Q_{max} , що наближається до нуля.

Таким чином, спроектована тепла трубка є надійною та ефективною в межах заданої потужності (до 10 Вт) при кутах нахилу до 70° .

Для забезпечення надійної роботи теплової трубки при кутах нахилу понад 80° необхідно зробити наступне:

- застосувати гнітову структуру з меншим радіусом пор та вищим капілярним тиском;
- збільшити товщину або кількості шарів сітки гніту для зменшення гідравлічного опору;
- застосувати робочу рідину із нижчим коефіцієнтом поверхневого натягу та більшою здатністю змочувати поверхню;
- організувати додаткове охолодження у зоні конденсації.

Розрахуємо параметри системи індукційного нагріву теплової трубки. З наведеної на рис. 1 конструкції можна визначити індуктивність одношарової циліндричної котушки за спрощеною формулою [18,19]:

Таблиця 3.

Властивості теплоносія при 50°C [16]

L_{liquid} , МДж/кг	ρ_{liquid} , кг/м ³	μ_{liquid} , Н·с/м ²	σ_{liquid} , Н/м	λ_l , Вт/(м·К)
2,38	988	0,000547	0,0679	0,643

Таблиця 4.

Результати розрахунку m_{max} та Q_{max} при різних кутах нахилу трубки

φ , град.	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90
m_{max} , кг	$2,9 \times 10^{-5}$	$2,85 \times 10^{-5}$	$2,72 \times 10^{-5}$	$2,5 \times 10^{-5}$	$2,22 \times 10^{-5}$	$1,86 \times 10^{-5}$	$1,45 \times 10^{-5}$	$9,89 \times 10^{-6}$	$5,03 \times 10^{-6}$	0
Q_{max} , Вт	68,8	67,8	64,7	59,6	52,7	44,3	34,4	23,5	12	0

Таблиця 5.

Перевірка умови (13) при різних кутах нахилу теплової трубки

φ , град.	Δp_g , Па	Δp_{liquid} , Па	Δp_k , Па	Виконання умови (13)
0°	0	9517,7	19038,2	Так
10°	758,9	9379,3	19038,2	Так
20°	1491,64	8950,5	19038,2	Так
30°	2180,8	8245	19038,2	Так
40°	2804,5	7290,4	19038,2	Так
50°	3340,9	6128,4	19038,2	Так
60°	3777,1	4758,8	19038,2	Так
70°	4099,8	3250,9	19038,2	Так
80°	4296,1	1660,1	19038,2	Так
90°	4361,5	0	19038,2	-

$$L_{coil} = \mu \cdot \frac{N^2 \cdot A_{coil}}{l_{coil}}, \quad (20)$$

де L_{coil} – індуктивність котушки (Гн); μ – абсолютна магнітна проникність осердя котушки (Гн/м); N – кількість витків котушки (шт.); A_{coil} – площа поперечного перерізу котушки (м²); l_{coil} – довжина котушки (м).

Абсолютна магнітна проникність обчислюється як $\mu = \mu_r \cdot \mu_0$, де μ_r – відносна магнітна проникність матеріалу осердя; μ_0 – магнітна проникність вакууму, що дорівнює $4\pi \cdot 10^{-7}$ Гн/м.

Матеріалом осердя AISI 430 є феритна нержавіюча сталь, яка має феромагнітні властивості [20]. Її відносна магнітна проникність може значно змінюватися залежно від конкретного стану матеріалу (відпалений, холоднокатаний) та напруженості магнітного поля. Однак, для середніх значень часто вказуються величини в діапазоні від 100 до 1000 [21, 22]. З проведених практичних досліджень для смужок сталі AISI 430 приймемо середнє значення відносної магнітної проникності $\mu_r = 300$. Звідси $\mu = 300 \cdot 4 \cdot 3.14 \cdot 10^{-7} = 3.77 \cdot 10^{-4}$ Гн/м [23,24].

Кількість витків котушки $N=100$. Котушка намотана на теплову трубку діаметром $D_{o.p.} = 18$ мм, поверх шару ізоляційного теплопровідного компаунду, товщиною 0,1 мм. Тому діаметр котушки становить $D_{coil} = D_{o.p.} + 0.1 \cdot 2 = 18 + 0.2 = 18.2$ мм, або 0,0182 м. Довжина проводу котушки становить:

$$l_w = \pi \cdot D_{coil} \cdot N = 3.14 \cdot 0.0182 \cdot 100 = 5.72 \text{ м.} \quad (21)$$

Враховуючи, що опір проводу ПЕВ-2-0,25 становить $R_w = 0.357$ Ом·м, знайдемо повний опір котушки індуктивності:

$$R_{coil} = l_w \cdot R_w = 5.72 \cdot 0.357 = 2.04 \approx 2 \text{ Ом} \quad (22)$$

Котушка має довжину $l_{coil} = 30$ мм і розміщена симетрично до середини осердя 6 для кращого потокозчеплення.

$$Z_{coil} = \sqrt{R_{coil}^2 + X_{L_{coil}}^2} = \sqrt{R_{coil}^2 + (2\pi f L_{coil})^2} = \sqrt{2.04^2 + (2 \cdot 3.14 \cdot 28158 \cdot 32.7 \cdot 10^{-3})^2} = 76.1 \text{ Ом} \quad (26)$$

і є практично рівним її реактивному опору, бо $X_{L_{coil}} \gg R_{L_{coil}}$.

Це означає, що активна потужність, яка йде на нагрів проводу котушки, буде мінімальною порівняно з реактивною. Високий індуктивний опір є нормальним для індуктивних навантажень і є причиною для використання резонансного контуру. Тому для компенсації реактивної потужності паралельно котушці вмикаємо конденсатор, створивши паралельний резонансний контур. Струм, що споживається від джерела живлення, на резонансі буде мінімальним, але струми, що циркулюють між

Площа поперечного перерізу котушки знаходиться з виразу [24,25]:

$$A_{coil} = \pi \cdot \left(\frac{D_{coil}}{4}\right)^2 = 3.14 \cdot \left(\frac{0.0182}{4}\right)^2 = 2.6 \cdot 10^{-4} \text{ м}^2 \quad (23)$$

Тепер підставимо значення відповідних величин у формулу (20):

$$L_{coil} = 3.77 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{100^2 \cdot 2.6 \cdot 10^{-4}}{0.03} \approx 0.0327 \text{ Н} \approx 32.7 \text{ мГн.}$$

Для ефективного та швидкого нагрівання тонкостінного осердя з магнітної нержавіючої сталі за допомогою індукційної котушки важливо вибрати оптимальну частоту [26]. Ця частота визначається глибиною проникнення струму у матеріал δ – товщиною шару, в якому індуквані струми концентруються і ефективно перетворюються на тепло. Вона розраховується за формулою [27,28]:

$$\delta = \sqrt{\frac{2\rho}{\omega\mu}} = \sqrt{\frac{2\rho}{2\pi f\mu}} = \sqrt{\frac{\rho}{\pi f\mu}} \quad (24)$$

де δ – глибина проникнення струму (м); ρ – питомий опір матеріалу (Ом·м); f – частота (Гц).

Для найбільш ефективного індукційного нагріву потрібно, щоб глибина проникнення струму була меншою за товщину стінки осердя [29]. Це забезпечить максимальну концентрацію струму в матеріалі і, як наслідок, найшвидший нагрів. Тому, враховуючи товщину осердя 0,3 мм, виберемо $\delta \approx 0,15$ мм.

З виразу (24) отримаємо формулу для оптимальної частоти збудження котушки:

$$f = \frac{\rho}{\pi \cdot \mu \cdot \delta^2} \quad (25)$$

Для сталі AISI 430 візьмемо середнє значення $\rho \approx 7.5 \cdot 10^{-7}$ Ом·м, тоді:

$$f = \frac{7.5 \cdot 10^{-7}}{3.14 \cdot 3.77 \cdot 10^{-4} \cdot 0.00015^2} = 28158 \approx 28.16 \text{ кГц.}$$

Загальний опір котушки на оптимальній частоті збудження становить [30,31]:

індуктивністю та ємністю всередині контуру, будуть максимальними внаслідок резонансу струмів [32]. Висока напруга резонансного контуру створить потужне магнітне поле, яке підвищить ефективність індукційного нагрівання осердя.

Формула для розрахунку резонансної частоти має вид:

$$f_p = \frac{1}{2\pi\sqrt{L_{coil} \cdot C}} \quad (27)$$

Враховуючи умову, що $f = f_p$, ємність конденсатора визначиться з виразу:

$$C = \frac{1}{(2\pi f)^2 \cdot L_{coil}} = \frac{1}{(2 \cdot 3.14 \cdot 28158)^2 \cdot 32.7 \cdot 10^{-3}} \approx 9.78 \cdot 10^{-10} = 978 \text{ пФ.} \quad (28)$$

На резонансній частоті реактивні опори індуктивності та ємності компенсуються, і повний опір контуру дорівнює його активному опору. Таким чином: $Z_0 = R_{coil} = 2 \text{ Ом}$.

Щоб визначити необхідний струм контуру, потрібно виходити з потужності, яка потрібна для нагрівання осердя, яка згідно з даними, наведеними у [1] становить 10 Вт.

Для розрахунку напруги живлення резонансного контуру скористаємось виразом для визначення потужності:

$$P_0 = I^2 \cdot R_{coil}, \quad (29)$$

$$\text{звідки: } I = \sqrt{\frac{P_0}{R_{coil}}} = \sqrt{\frac{10}{2}} \approx 2.23 \text{ А.}$$

Отриманий значний струм через провідник котушки індуктивності не призведе до руйнування його ізоляції, оскільки надлишкове тепло ефективно відводиться поверхнею теплової трубки.

Напруга живлення резонансного контуру визначиться із закону Ома:

$$U_p = \frac{P_0}{I} = \frac{10}{2.23} = 4.48 \approx 4.5 \text{ В}$$

Однак, враховуючи падіння напруги на відкритому транзисторі керування контуром (приблизно 0,5 В), можемо прийняти $U_p = 5 \text{ В}$.

За результатами розрахунків у середовищі Multisim 14.3 було здійснено моделювання двох транзисторної схеми керування індукційним нагрівачем теплової трубки, що складається з паралельного резонансного контуру, розрахованого вище. Через низьку напругу живлення контуру було вибрано польові транзистори з керуванням логічними рівнями 5 В. Збудження схеми, для простоти

реалізації, здійснювалось прямокутними імпульсами від генератора. Отримані осцилограми на резонансній частоті (рис. 4) показали коректність роботи системи індукційного нагріву та можливість практичної реалізації схеми керування з живленням від павербанку.

Висновки

У роботі проведено теоретичне та розрахункове дослідження низькотемпературної гніткової теплової трубки з індукційним нагрівом осердя, розміщеного в її середині, яка призначена для швидкої передачі теплового потоку робочій рідині. Побудовано математичну модель теплового балансу, що враховує індукційне нагрівання, теплоємність елементів та тепловіддачу при вільній конвекції. Розрахована максимальна потужність теплової трубки значно перевищує задане значення (68,8 Вт у вертикальному положенні проти 10 Вт у горизонтальному), що свідчить про значний запас міцності та високу стабільність роботи.

Визначено залежність часу розігріву та максимальної теплової потужності від кута нахилу теплової трубки. Показано, що при вертикальному розташуванні ефективність теплопереносу є максимальною завдяки оптимальній роботі гніткової структури та природній циркуляції теплоносія. Нормальна робота трубки відбувається при кутах нахилу до 70°. При нахилі трубки до 80° працездатність зберігається, але ефективність поступово знижується внаслідок збільшення гравітаційного опору руху робочої рідини.

Для надійної роботи теплової трубки при кутах

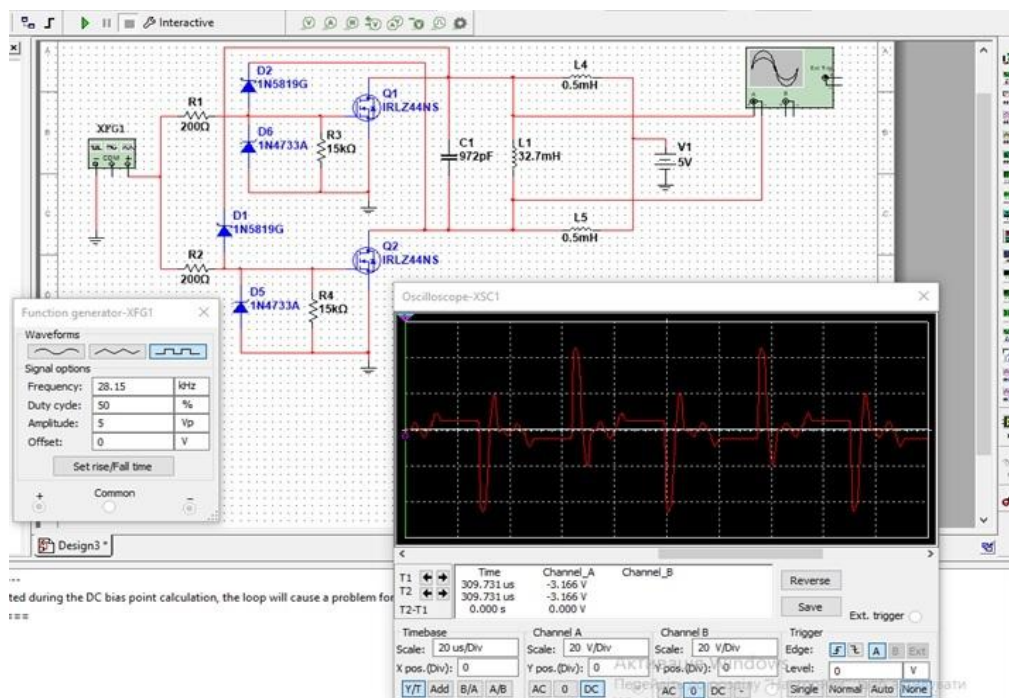


Рис. 4. Моделювання роботи системи індукційного нагріву в середовищі Multisim 14.3.

нахилу понад 80° необхідно застосувати гніт з меншим радіусом пор та вищим капілярним тиском, збільшити кількість шарів сітки, чи їх товщину, використати замість дистильованої води робочу рідину з нижчим коефіцієнтом поверхневого натягу та більшою здатністю змочувати поверхню, організувати додаткове охолодження у зоні конденсації.

Розраховано елементи системи індукційного нагріву та параметри коливального контуру. Проведено моделювання роботи системи в середовищі Multisim 14.

Результати розрахунків та моделювання показали, що конструкція теплової трубки та система індукційного нагріву теплоносія є ефективними та надійними. Запропонована конструкція має значний запас міцності та стабільно працює в широкому діапазоні кутів нахилу. Електрична частина системи,

побудована на основі паралельного резонансного контуру, забезпечує високу ефективність нагріву при мінімальних втратах потужності. Ці теоретичні висновки є надійною основою для переходу до другої частини роботи, присвяченої створенню дослідної установки та експериментальному підтвердженню отриманих результатів.

Ващишак І.Р. – кандидат технічних наук, доцент кафедри інформаційно-вимірювальних технологій та енергетичного менеджменту;

Ващишак С.П. – кандидат технічних наук, доцент, завідувач кафедри інформаційних технологій;

Мазур Т.М. – доктор філософії, доцент кафедри фізико-математичних наук;

Мазур М.П. – к.ф.-м.н., доцент, декан факультету автоматизації та енергетики.

- [1] I. Vashchyshak, S. Vashchyshak, T. Mazur, & M. Mazur, *Study of the influence of the environment on the efficiency of induction heating of low-temperature heat pipe*, Physics and Chemistry of Solid State, 5(4), 787–794 (2024); <https://doi.org/10.15330/pcss.25.4.787-794>.
- [2] Mrs. J. Emeema. Heat Pipes – A Review on Performance Parameters. International Journal of Creative Research Thoughts, 6(2), 746 (2018); <https://ijcrt.org/papers/IJCRT1892456.pdf>.
- [3] V. Agarwal, S. Jain, K. Vya, G. Jain, *A Review Paper on Role of Heat Pipes in Cooling*, International Journal of Emerging Trends in Electrical and Electronics, 11(2), 154 (2015); https://www.academia.edu/29562085/A_Review_Paper_on_Role_of_Heat_Pipes_in_Cooling_CTAE_1_2_GIT_S_3_4?uc-g-sw=85697005.
- [4] I.R. Vashchyshak, *Multi-fuel boiler with heat pipes*. Scientific Bulletin of UNFU, 28(1), 74 (2018). <https://doi.org/10.15421/40280115>.
- [5] AZOM. S-Glass Properties, Electronic resource; <https://www.azom.com/properties.aspx?ArticleID=769>.
- [6] Dow Corning. SE 4486 CV 330ml, Electronic resource; <https://octopart.com/datasheet/se+4486+cv+330ml-dow+corning-8663911>.
- [7] Enameled wire PEV-2-0.25, Electronic resource; Режим доступу: <https://archive.org/details/B-001-014-096/page/14/mode/2up>.
- [8] Syntoflex 515, Electronic resource; <https://tantal-td.prom.ua/ua/p1130399510-sintofleks-515-025.html>.
- [9] G.P. Peterson, An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing, and Applications. New York: Wiley, 352 (1994); https://scispace.com/papers/an-introduction-to-heat-pipes-modeling-testing-and-2y3lhct4sj?citations_page=3.
- [10] A.V. Hilchuk, A.A. K halatov, T.V. Donyk, *Teoriia teploprovodnosti*. Kyiv: KPI im. Ihoria Sikorskoho, 248 (2022); <https://ela.kpi.ua/server/api/core/bitstreams/f2c859d5-be0b-486f-80c1-7e3fc320b662/content>.
- [11] B. Dzundza, O. Kostyuk, & T. Mazur, *Software and Hardware Complex for Study of Photoelectric Properties of Semiconductor Structures*. 2019 IEEE 39th International Conference on Electronics and Nanotechnology (ELNANO), Kyiv, 16-18 April, (2019); <https://doi.org/10.1109/ELNANO.2019.8783544>.
- [12] B.S. Dzundza, V.V. Prokopiv, T.M. Mazur, L.D. Yurchyshyn, *Automation of measurements of photoelectric parameters of high-impedance semiconductor films*. Physics and chemistry of solid state, 19(4), 363-367 (2018); <https://doi.org/10.15330/pcss.19.4.363-367>.
- [13] A. Faghri, Heat Pipe Science and Technology. Washington: Taylor & Francis, 832 (1995); <https://www.scrip.org/reference/referencespapers?referenceid=1987184>.
- [14] D.A. Reay, P.A. Kew, R.J. McGlen, Heat Pipes: Theory, Design and Applications. 6th ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 432 (2014); <https://pdfcentro.com/library/heat-pipes-theory-design-and-applications-4971452>.
- [15] K. Blauciak, P. Szymanski, & D. Mikieliewicz, *The Influence of Loop Heat Pipe Evaporator Porous Structure Parameters and Charge on Its Effectiveness for Ethanol and Water as Working Fluids*. Materials, 14(22), 7029 (2021); <https://doi.org/10.3390/ma14227029>.
- [16] NIST Chemistry WebBook/NIST Standard Reference Database Number 69; <https://doi.org/10.18434/T4D303>.
- [17] Y.P. Pao, *Fluid Mechanics*. New York: John Wiley & Sons, 512 (1981); <https://www.abebooks.com/Fluid-Mechanics-Pao-Richard-H.F-John/31424906055/bd>.
- [18] J.D. Kraus, Electromagnetics. New York: McGraw-Hill, 672 (1992); https://www.academia.edu/22648236/ELECTROMAGNETICS_SIMPLY_EXPLAINED.
- [19] F.T. Ulaby, *Fundamentals of Applied Electromagnetics*. Boston: Pearson, 832 (2015); [https://mrce.in/ebooks/Electromagnetics%20\(Applied\)%20Fundamentals%20th%20Ed.pdf](https://mrce.in/ebooks/Electromagnetics%20(Applied)%20Fundamentals%20th%20Ed.pdf).

- [20] Y. Kusyi, V. Stupnytskyi, O. Kostyuk, O. Onysko, E. Dragašius, S. Baskutis, R. Chatys. *Control of the parameters of the surface layer of steel parts during their processing applying the material homogeneity criterion*. Eksploatacja i Niezawodność, 26 (3), 187794 (2024); <https://doi.org/10.17531/ein/187794>.
- [21] ASM Handbook. Vol. 1: Properties and Selection: Irons, Steels and High-Performance Alloys. Materials Park, OH: ASM International, 1024 (1990); <https://doi.org/10.31399/asm.hb.v01.9781627081610>.
- [22] B.D. Cullity, C.D. Graham, *Introduction to Magnetic Materials*. Hoboken, NJ: Wiley-IEEE Press, 608 (2011); <https://www.wiley.com/en-us/Introduction+to+Magnetic+Materials%2C+2nd+Edition-p-9781118211496>.
- [23] D.J. Griffiths, *Introduction to Electrodynamics*. Boston: Pearson, 840 (2014); https://books.google.com/books/about/Introduction_to_Electrodynamics.html?id=J9ygBwAAQBAJ.
- [24] E. Kreyszig, *Advanced Engineering Mathematics*. Hoboken, NJ: Wiley, 1 024 (2011); <http://www.uop.edu.pk/ocontents/AdvancedEngineeringMathematics.pdf>.
- [25] F. Beer, E.R. Johnston, *Vector Mechanics for Engineers*. New York: McGraw-Hill, 920 (2006); <https://www.mheducation.com/highered/product/Vector-Mechanics-for-Engineers-Statics-and-Dynamics-Beer.html>.
- [26] O. Onysko, V. Kopei, C. Barz, Y. Kusyi, S. Baskutis, M. Bembenek, P. Dašić, V. Panchuk. *Analytical Model of Tapered Thread Made by Turning from Different Machinability Workpieces*. Machines, 12(5), 313(2024); <https://doi.org/10.3390/machines12050313>.
- [27] S. Ramo, J. R. Whinnery, T. Van Duzer, *Fields and Waves in Communication Electronics*. New York: Wiley, 864 (1994); <https://www.wiley.com/en-us/Fields+and+Waves+in+Communication+Electronics%2C+3rd+Edition-p-9780471585510>.
- [28] R.F. Harrington, *Time-Harmonic Electromagnetic Fields*. Hoboken, NJ: Wiley-IEEE Press, 560 (2001); <https://www.scirp.org/reference/referencespapers?referenceid=418936>.
- [29] Xuecheng Fu, Mingyang Ma, Shumiao Wang, Chunming Teng, Wenfeng Liang, *Heat generation and transfer simulation of a high temperature heat pipe under induction heating based on a coupled model*, Applied Thermal Engineering, 232, (2023); <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2023.121025>.
- [30] A.E. Fitzgerald, C. Kingsley, S.D. Umans, *Electric Machinery*. New York: McGraw-Hill, 736 (2003); <https://mrce.in/ebooks/Electric%20Machinery%20Fitzgerald%20&%20Kingsley%E2%80%99s%207th%20Ed.pdf>.
- [31] P.C. Sen, *Principles of Electric Machines and Power Electronics*. New York: Wiley, 512 (2014); <https://mrce.in/ebooks/Electric%20Machines%20&%20Power%20Electronics%20Principles%203rd%20Ed.pdf>.
- [32] P. Szymanski, D. Mikielewicz, & S. Fooladpanjeh, *Current Trends in Wick Structure Construction in Loop Heat Pipes Applications: A Review*. Materials, 15(16), 5765 (2022); <https://doi.org/10.3390/ma15165765>.

I.R. Vashchysyak¹, S.P. Vashchysyak², T.M. Mazur¹, M.P. Mazur¹

Study of the heat transfer efficiency of a wick heat pipe with induction heating of the core made of magnetic stainless steel

¹Ivano-Frankivsk National Technical University of Oil and Gas, Ivano-Frankivsk, Ukraine, tetiana.mazur@nung.edu.ua

²King Danylo University, Ivano-Frankivsk, Ukraine

The results of mathematical modelling of a heat pipe with induction heating of the core, designed for efficient transfer of low-temperature heat flow to the working fluid in conditions of limited dimensions, are presented. The design includes a thin-walled copper casing, a porous wick structure made of non-magnetic stainless steel mesh, and a magnetic stainless steel core heated by a cylindrical induction coil placed on the casing above the core. Based on physical models of heat transfer, a mathematical description of the processes has been developed that takes into account induction heat generation, the heat capacity of the tube components, and heat losses due to free convection. The dependence of the heating dynamics and thermal efficiency on the angle of inclination of the heat pipe relative to the vertical has been established. The results of the calculations showed that maximum efficiency is achieved in a vertical position, and with an increase in the angle of inclination above 60°, there is an increase in gravitational resistance to fluid motion, which leads to a gradual decrease in heat transfer. It has been shown that at inclinations up to 80°, the performance of the structure is maintained, but to ensure stable operation at even greater angles, additional measures are necessary: reducing the radius of the pores of the wick structure to increase capillary pressure, increasing the thickness or number of mesh layers, and selecting working fluids with more favourable wetting properties. Further work is aimed at experimental verification of the obtained models and optimisation.

Keywords: heat pipe, core, thermal resistance, heat flux, thermal conductivity, resonant circuit, frequency.