

การศึกษาเชิงตัวเลขของสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่มีวัสดุพรุนแบบตาข่าย
Numerical Investigation of the Thermal Performance of Heat Pipe
with Mesh Wick

โสภณ สิ้นสร้าง^{1*}, พิพัฒน์ อมตฉายา¹, รตินันท์ เหลือมพล¹, จัตุพล ป้องกัน¹ และ สุรเดช สิ้นจะโป๊ะ¹

¹ สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

744 ถนนสุรนารายณ์ ตำบลในเมือง อำเภอเมือง จังหวัดนครราชสีมา 30000

*ติดต่อ: sophon_sin@hotmail.com, 062-4939919

บทคัดย่อ

แบบจำลองเชิงตัวเลขสามมิติจะนำมาใช้ในการจำลองการทำงานของท่อความร้อนที่มีการไหลแบบอัดตัวไม่ได้ที่สถานะคงตัว เพื่อทำนายการกระจายความเร็ว การกระจายความดันและการกระจายอุณหภูมิ เมื่อความเร็ว, ความดัน, อุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนในช่องไอของท่อความร้อนจะได้รับการจำลองเชิงตัวเลขโดยการใช้อนุกรมกำลังคูณสมการโมเมนตัมและสมการพลังงาน โดยที่สมการควบคุมเหล่านี้จะถูกแก้โดยใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ ซึ่งพบว่ารูปแบบโครงสร้างอุณหภูมิผนังที่คำนวณได้มีความสอดคล้องกันดีกับข้อมูลที่ได้จากของ Tarik Kaya และ John Goldak (2007) การประมาณค่าของการกระจายความดันของไอและของเหลว และรูปแบบโครงสร้างของความเร็วจะถูกพิจารณาและนำมาเสนอด้วย วิธีการวิเคราะห์ที่ใช้ทำนายพฤติกรรมของท่อความร้อนในรูปของขีดจำกัดคาปิลลารี พบว่ายังไม่มีคำตอบชัดเจน ดังนั้นแบบจำลองที่ได้นำมาเสนอนี้สามารถที่จะใช้เป็นเครื่องมือที่มีประสิทธิภาพสำหรับการประเมินผลของพฤติกรรมท่อความร้อนได้อย่างรวดเร็วและยังช่วยในการศึกษาพารามิเตอร์ของท่อความร้อนได้อีกด้วย

Abstract

A three-dimensional numerical model is used in a simulation of heat pipe operation at steady-state incompressible flow, to predict the velocity distribution, pressure distribution and temperature distribution. The velocity, pressure, temperature and heat transfer in vapor core of heat pipe were obtained numerically simulated by solving the mass, momentum and energy conservation equations. These governing equations were solved by using finite element method. It was found that the calculated outer wall temperature profiles were in good agreement with the numerical data obtained by Tarik Kaya and John Goldak (2007). The estimations of the liquid and vapor pressure distributions and velocity profiles are also presented and discussed. The analytical method used to predict the behavior of heat pipe, in term of heat pipe capillary limit is found to be not clear. Therefore, the present model could serve as an efficient tool for quick evaluation of heat pipe behaviors and for assisting parametric studies of heat pipes.

Keywords: finite element method, heat pipe, three-dimensional model, mesh wick

1. บทนำ

ท่อความร้อน (Heat pipe) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความสามารถในการส่งถ่ายความร้อนที่สูงมาก ทำให้ได้รับความนิยมอย่างมากในการประยุกต์ใช้เพื่อการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ อาทิเช่น คอมพิวเตอร์พกพา, โทรศัพท์สมาร์ตโฟน เป็นต้น จากผลของความสนใจในเทคโนโลยีและการประยุกต์ใช้งานของท่อความร้อน ทำให้มีนักวิจัยหลายท่านได้ทำการศึกษาพัฒนาทั้งเชิงการวิเคราะห์ และเชิงตัวเลข โดยส่วนใหญ่จะมุ่งเน้นทำการศึกษาระบบการวิเคราะห์ ซึ่งการทดลองในแต่ละตัวอย่างจำเป็นต้องใช้เวลาไม่น้อยทำให้เสียเวลา อีกทั้งยังไม่สามารถทำนายพฤติกรรมภายในของท่อความร้อนได้ชัดเจนมากนัก อีกทั้งยังไม่คุ้มกับเวลาและค่าใช้จ่ายที่ใช้ไป เนื่องจากในปัจจุบันนี้คอมพิวเตอร์ได้มีการพัฒนาให้สามารถประมวลผลได้รวดเร็วขึ้น ทำให้หลายๆ บทความได้นำคอมพิวเตอร์มาใช้เป็นเครื่องมือในการจำลองการหาสมรรถนะของท่อความร้อนด้วยการใช้ระเบียบวิธีและรูปแบบเงื่อนไขที่ซับซ้อนที่แตกต่างกันไป

Zhu and Vafai [1] ได้นำเสนอแบบจำลองแบบสองมิติ สำหรับการวิเคราะห์การไหลของของเหลวและไอในท่อความร้อนแบบท่อกลม ซึ่งเป็นการศึกษาการไหลโดยใช้ระเบียบวิธีอินทิกรัลเชิงลึก (in-depth integral method) ซึ่งในแบบจำลองได้รวมเอาผลของการไหลของไอ-ของเหลวและความเฉื่อยที่มีต่อการทำงานของท่อความร้อนแบบท่อกลมรวมทั้งขีดจำกัดของการทำงานต่างเข้าไปด้วย

Layeghi and Nouri-Borujerdi [2] ได้นำเสนอระเบียบวิธีเชิงตัวเลขตามแบบอัลกอริธึม SIMPLE ที่เป็นนวัตกรรมใหม่ได้ถูกนำมาใช้ในการวิเคราะห์การไหลของไอในท่อความร้อนแบบวงแหวน การไหลของของไหลและการถ่ายเทความร้อนในช่องไอแบบวงแหวนจะจำลองโดยใช้สมการนาเวียร์-สโตกส์ โดยใช้วิธี finite volume approach ในการแก้สมการควบคุม ซึ่งกำหนดให้ของไหลอยู่ในสภาวะคงตัว อัดตัวไม่ได้ โดยเป็นการศึกษาเฉพาะที่ช่องไอเท่านั้น

Tarik Kaya and John Goldak [3] ได้นำเสนอแบบจำลองเชิงตัวเลขด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์สามมิติเพื่อทำนายลักษณะเฉพาะของสมรรถนะทางความร้อนที่สภาวะคงตัวของท่อความร้อน โดยกำหนดให้การไหลภายในท่อความร้อนเป็นแบบอัดตัวไม่ได้และรวมการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่นที่เป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในการไหลของไอด้วย การวิเคราะห์เชิงตัวเลขนี้จะนำไปหาการกระจายอุณหภูมิ การเปลี่ยนแปลงความดันและความเร็วในท่อความร้อน

Mahjoub, S. and Mahtabrosham [4] ได้นำเสนอแบบจำลองเชิงตัวเลขที่ใช้สำหรับการวิเคราะห์ตัวแปรที่มีผลกระทบต่อการทำงานของท่อความร้อนแบบท่อกลม โดยในแบบจำลองจะกำหนดให้การไหลของของไหลเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้ ซึ่งจะหาในพิกัดทรงกระบอกทั้งช่องไอและวัสดุพูนโดยใช้ซอฟต์แวร์ FLUENT สมการโมเมนตัมในวัสดุพูนจะใช้กฎของดาร์ซีและสมการควบคุมจะแก้โดยใช้อัลกอริธึม SIMPLE ด้วยโครงข่ายแบบซ้อนทับกัน

Brahim, T. and Jemni, A. [5] ได้นำเสนอแบบจำลองเชิงตัวเลขสามมิติในพิกัดทรงกระบอกสำหรับท่อความร้อนแบบเติม เขียนโค้ดด้วย FORTRAN ที่พัฒนาด้วยการใช้ระเบียบวิธี finite volume method เพื่อนำมาใช้แก้สมการควบคุม สมการนาเวียร์-สโตกส์และสมการพลังงาน กำหนดให้การไหลของของไหลเป็นการไหลแบบคงตัว อัดตัวไม่ได้

จากบทความที่กล่าวมาพบว่าบทความที่นำเสนอแบบจำลองเชิงตัวเลขจำนวนมากที่ทำการศึกษาถึงพฤติกรรมของสมรรถนะของท่อความร้อน โดยใช้โค้ดเชิงพานิชย์และปรับเปลี่ยนเงื่อนไขที่แตกต่างกัน ซึ่งมีบทความส่วนน้อยที่ใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในการเขียนโปรแกรมแบบจำลองเชิงตัวเลขแบบสามมิติ

ดังนั้นวัตถุประสงค์ของงานวิจัยนี้จึงมีความสนใจที่จะทำการศึกษาสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของท่อความร้อน โดยจะนำเสนอในรูปแบบของโปรแกรมจำลองเชิงตัวเลขแบบสามมิติเพื่อทำนายสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อนที่ ซึ่งในขั้นต้นจะศึกษาท่อความ

ร้อนที่ใช้วัสดุพูนเป็นแบบตาข่ายและใช้น้ำเป็นสารทำงาน โดยที่จะสมมุติให้การไหลที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อนนั้นเป็นการไหลที่สภาวะคงตัวและอัดตัวไม่ได้ การวิเคราะห์เชิงตัวเลขที่ได้นี้ก็เพื่อหาการกระจายของอุณหภูมิบนผิวของผนังท่อความร้อน ความเร็วของไอภายในช่องและการเปลี่ยนแปลงของความดันไอที่เกิดขึ้นภายในท่อความร้อน ซึ่งผลที่ได้เหล่านี้จะถูกนำไปเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Tarik Kaya and John Goldak [3] ต่อไป

2. การคำนวณทางคณิตศาสตร์

แผนผังของท่อความร้อนและระบบพิกัดแกน x-y-z ที่ใช้ในการจำลองสภาพนี้ แสดงได้ดังรูปที่ 1 โดยที่ท่อความร้อนประกอบด้วย 3 ส่วนด้วยกันคือ ส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่น ซึ่งขอบเขตที่ทำการศึกษาคือเป็นช่องไอ วัสดุพูนและผนังท่อความร้อน โดยท่อความร้อนจะได้รับความร้อนที่ส่วนทำระเหย เฉพาะครึ่งล่างของท่อเท่านั้น เมื่อท่อความร้อนทำงาน สารทำงานในส่วนทำระเหยจะเดือดระเหยกลายเป็นสถานะไอและไหลไปยังส่วนควบแน่น ซึ่งจะมีการระบายความร้อนออกรอบ ๆ บริเวณคอนเดนเซอร์ทั้งหมด ไอของสารทำงานจะควบแน่นไปเป็นของเหลวและไหลกลับไปยังส่วนทำระเหยโดยอาศัยแรงคาปิลลารีในวัสดุพูน

ในการจำลองสภาพนี้, การไหลของของไหลและการส่งถ่ายความร้อนเป็นแบบสภาวะคงตัว, เป็นการไหลแบบราบเรียบและไม่อัดตัว วัสดุพูนอัดตัวไปด้วยของเหลวและสารทำงานเป็นของไหลนิวโตเนียน

2.1 สมการควบคุม

สมการควบคุมในช่องไอประกอบด้วยสมการอนุรักษ์มวล, สมการโมเมนตัมและพลังงาน ดังนี้

- สมการอนุรักษ์มวล

$$\frac{\partial u_v}{\partial x} + \frac{\partial v_v}{\partial y} + \frac{\partial w_v}{\partial z} = 0 \quad (1)$$

- สมการโมเมนตัม

$$0 = -\frac{\partial P_v}{\partial x} + 2\mu_v \frac{\partial^2 u_v}{\partial x^2} + \mu_v \left(\frac{\partial^2 u_v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u_v}{\partial z^2} + \frac{\partial^2 v_v}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 w_v}{\partial x \partial z} \right) \quad (2)$$

$$0 = -\frac{\partial P_v}{\partial y} + 2\mu_v \frac{\partial^2 v_v}{\partial y^2} + \mu_v \left(\frac{\partial^2 u_v}{\partial x \partial y} + \frac{\partial^2 v_v}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 v_v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_v}{\partial y^2} \right) \quad (3)$$

$$0 = -\frac{\partial P_v}{\partial z} + 2\mu_v \frac{\partial^2 w_v}{\partial z^2} + \mu_v \left(\frac{\partial^2 u_v}{\partial x \partial z} + \frac{\partial^2 v_v}{\partial y \partial z} + \frac{\partial^2 w_v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w_v}{\partial y^2} \right) \quad (4)$$

สมการอนุรักษ์พลังงานประกอบด้วยเทอมของการนำและการพาความร้อนของการไหลของของไหล ดังนี้ในช่องไอ

$$\rho_v c_{v,v} \left(u_v \frac{\partial T_v}{\partial x} + v_v \frac{\partial T_v}{\partial y} + w_v \frac{\partial T_v}{\partial z} \right) = k_v \left[\frac{\partial^2 T_v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_v}{\partial z^2} \right] \quad (5)$$

ในวัสดุพูนและผนัง

$$0 = k_{eff} \left[\frac{\partial^2 T_s}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T_s}{\partial z^2} \right] \quad (6)$$

ค่าการนำความร้อนประสิทธิผลสำหรับวัสดุพูนคำนวณได้โดยสัมพันธ์สำหรับวัสดุพูนแบบตาข่ายโดย Chi SW. (1976) [1]

$$k_{eff} = \frac{k_l [(k_l + k_w) - (1 - \phi)(k_l - k_w)]}{[(k_l + k_w) + (1 - \phi)(k_l - k_w)]} \quad (7)$$

2.2 เงื่อนไขขอบเขต

กำหนดให้เงื่อนไขขอบเขตของการไหลของไอในท่อความร้อนที่ผิวหน้าระหว่างไอ-ของเหลวเป็นแบบไม่มีการเลื่อนไถล (non-slip condition) ความร้อนที่ป้อนให้กับฮีตเตอร์ได้รับจากการระเหยที่ผิวหน้าระหว่างไอ-ของเหลวในส่วนทำระเหย ความร้อนที่ป้อนให้ทั้งหมด จะถูกระบายออกโดยการควบแน่นที่ผิวหน้าระหว่างไอ-ของเหลวในส่วนคอนเดนเซอร์ ดังนั้น ความเร็วไอเฉลี่ยของท่อความร้อนนี้ หาได้จาก

$$\text{ส่วนทำระเหย} \\ v_e = \frac{Q}{\pi R_{iw} \rho_v L_c h_{fg}} \quad (8)$$

$$\text{ส่วนคอนเดนเซอร์} \\ v_c = \frac{Q}{2\pi R_{iw} \rho_v L_c h_{fg}} \quad (9)$$

เมื่อ

Q คือพลังงานความร้อนที่ป้อน (W)

 v_e คือความเร็วไอเฉลี่ยที่ส่วนทำระเหย (m/s) v_c คือความเร็วไอเฉลี่ยที่ส่วนคอนเดนเซอร์ (m/s)

ข้อมูลจำเพาะของท่อความร้อนที่ใช้ดังแสดงในตารางที่ 1 เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกและความยาวรวมของท่อความร้อนเท่ากับ 6.35 mm และ 220 mm ตามลำดับ โดยแบ่งเป็นความยาวส่วนทำระเหย 50.8 mm ความยาวส่วนคอนเดนเซอร์เท่ากับ 50.8 mm สารทำงานที่ใช้คือน้ำ วัสดุพอรุนและท่อบรรจุทำมาจากทองแดง ความพรุนของวัสดุพอรุนก่อนอิมมิตด้วยน้ำเท่ากับ 0.63 ความหนาของวัสดุพอรุนเท่ากับ 1,175 mm ความหนาของผนังท่อเท่ากับ 0.80 mm ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัสดุพอรุนแบบคอมโพสิตและทองแดงเท่ากับ 1.47 W/mK และ 400 W/mK ตามลำดับ อุณหภูมิทำงานของท่อความร้อนเท่ากับ 97 °C วิธีการแก้ปัญหาจะเริ่มต้นจากการสร้างกริดในโดเมนก่อน จากนั้นจึงจะแก้สมการอนุกรมมวล โมเมนตัม และสมการพลังงาน(สมการ 1-4) ในช่องไอก่อน สุดท้ายจะได้การกระจายความเร็ว ความดันและอุณหภูมิของท่อความร้อน

ตารางที่ 1 แสดงข้อมูลจำเพาะของท่อความร้อน

ข้อมูลจำเพาะ	ความหมาย
วัสดุที่ใช้ทำท่อความร้อน	ทองแดง
วัสดุพอรุน	ทองแดง
ชนิดของวัสดุพอรุน	ตาข่าย
ของไหลทำงาน	น้ำ
ความยาวรวม	220 มม.
เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก	6.35 มม.
จำนวนฮีตเตอร์	1 ตัว
ความยาวส่วนทำระเหย	50.8 มม.
ความยาวส่วนควบแน่น	50.8 มม.
ความพรุน	0.63
ความหนาของวัสดุพอรุน	1.175 มม.

ความหนาของผนัง	0.80 มม.
สปส.การนำความร้อนวัสดุพอรุน	1.47 W m ⁻¹ K ⁻¹
สปส.การนำความร้อนผนังท่อ	390 W m ⁻¹ K ⁻¹
อุณหภูมิทำงาน	97 °C

กำหนดให้เงื่อนไขของอุณหภูมิ ($T_v = T_l$) ที่ผิวหน้าระหว่างไอ-ของเหลวมีค่าเท่ากัน ทั้งส่วนทำระเหยและส่วนคอนเดนเซอร์ อุณหภูมิที่ผิวหน้าระหว่างไอ-ของเหลวมีค่าเท่ากับ อุณหภูมิอิ่มตัวที่ความดันไอ ($T_v = T_l = T_{sat @ P_v}$) เงื่อนไขขอบเขตที่ส่วนปลายของท่อทั้งสองด้านกำหนดให้เป็นแบบอะเดียแบติก ($\partial T_v / \partial n = \partial T_l / \partial n = \partial T_s / \partial n$) และความเร็วของของเหลวมีค่าเท่ากับศูนย์ ($u_v = u_l = v_v = v_l = 0$) ที่ปลายของส่วนทำระเหยจะอ้างอิงให้เท่ากับอุณหภูมิทำงานของท่อความร้อน

กำหนดให้ความดันอ้างอิงมีค่าเท่ากับความดันอิมมิตที่อุณหภูมิทำงานด้วยเช่นเดียวกัน ($P_v = P_{sat @ T_v}$) ที่ผิวหน้าระหว่างวัสดุพอรุนและผนัง กำหนดให้เป็นแบบไม่มีการเลื่อนไถล (non-slip) ($u_v = v_v = 0$) และการสมดุลพลังงานที่ผิวระหว่างวัสดุพอรุนและผนังเท่ากับ $k_s (\partial T / \partial n)|_{wall} = k_{eff} (\partial T / \partial n)|_{wick}$ ที่ผนังด้านนอกท่อความร้อนของส่วนทำระเหยจะให้ความร้อนแบบสม่ำเสมอและที่ส่วนคอนเดนเซอร์ถูกหล่อเย็นโดยการพาแบบธรรมชาติ ดังนั้นเงื่อนไขขอบเขตที่ผนังในส่วนทำระเหย, ส่วนอะเดียแบติก และส่วนคอนเดนเซอร์สามารถเขียนได้เป็น

$$q_{in} = k_s (\partial T / \partial n)|_{wall} \cdot (\partial T / \partial n)|_{wall} = 0 \text{ and } q_{out} = k_s (\partial T / \partial n)|_{wall}$$

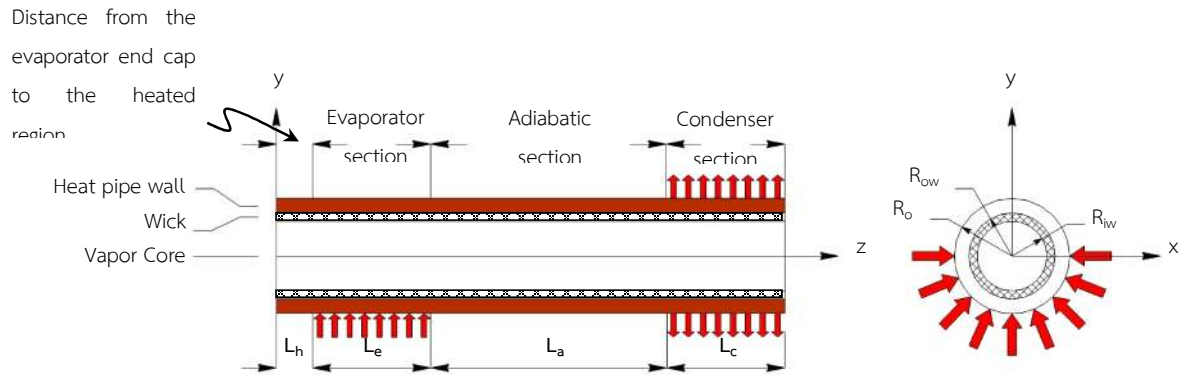
ตามลำดับ

2.3 ขั้นตอนการคำนวณ

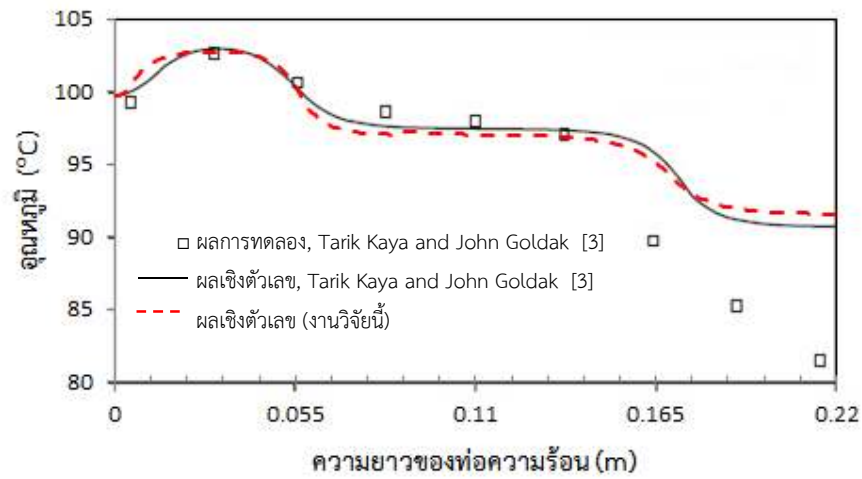
การแก้สมการอนุกรมและเงื่อนไขขอบเขตจะใช้ระเบียบวิธีของ Galerkin สำหรับแก้สมการ ซึ่งขั้นแรกเมื่อทำการป้อนตัวแปรต่าง ๆ ของท่อความร้อน หลังจากนั้นโปรแกรมการจำลองสภาพจะเริ่มต้นจากการสร้างกริด การกระจายความดันและความเร็วในช่องไอจะ

ถูกคำนวณจากสมการความต่อเนื่องและสมการโมเมนตัม จากนั้นก็จะใช้สมการพลังงานในการคำนวณหาการกระจายอุณหภูมิภายในช่องไอ การกระจายอุณหภูมิของ

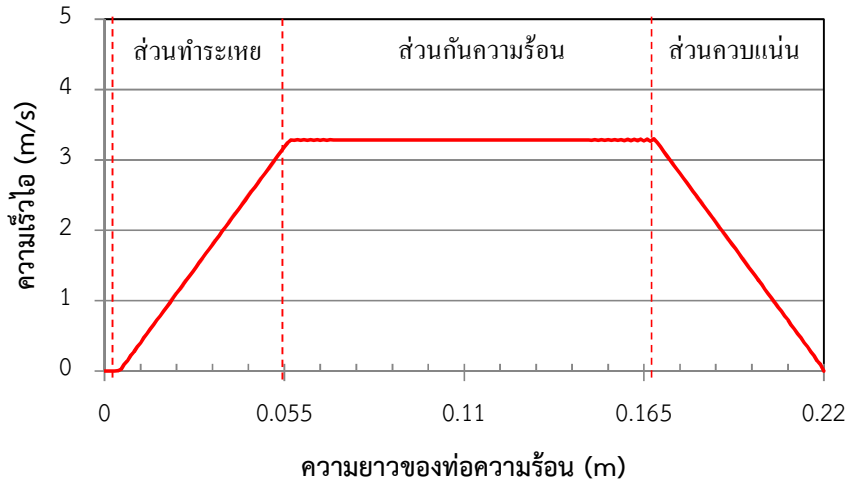
วัสดุพอรุนและผนังของท่อก็จะถูกคำนวณหาด้วยสมการพลังงานด้วยเช่นเดียวกัน



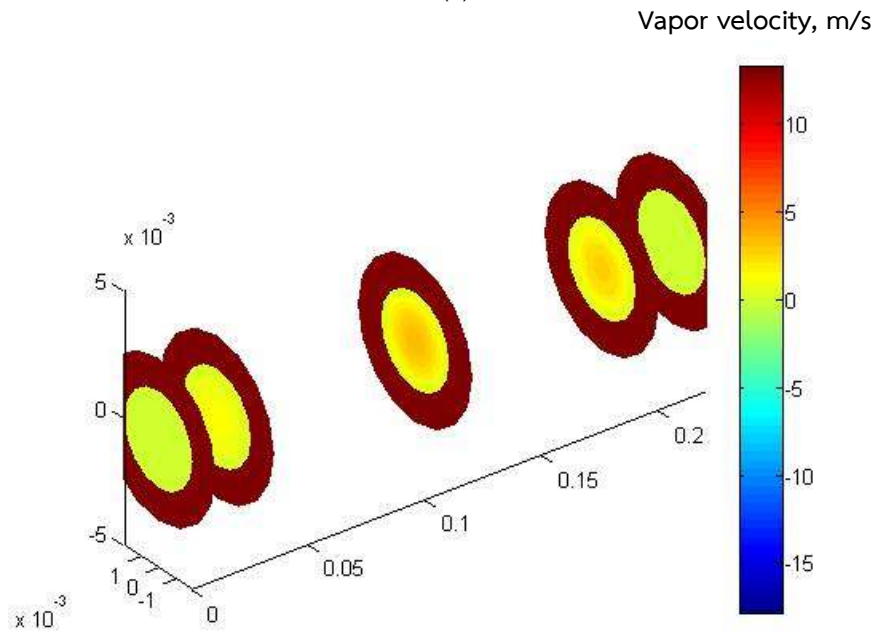
รูปที่ 1 แผนผังของท่อความร้อนและระบบพิกัดแกน x-y-z



รูปที่ 2 การเปรียบเทียบผลการคำนวณของอุณหภูมิผิวท่อด้านบนของท่อความร้อนที่ $Q_{in} = 20 \text{ W}$ ที่ระบายความร้อนแบบการพาธรรมชาติ

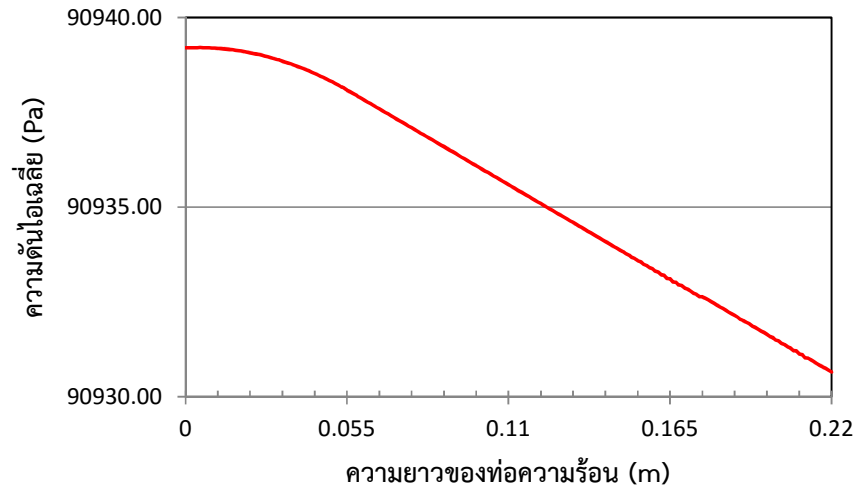


(a)

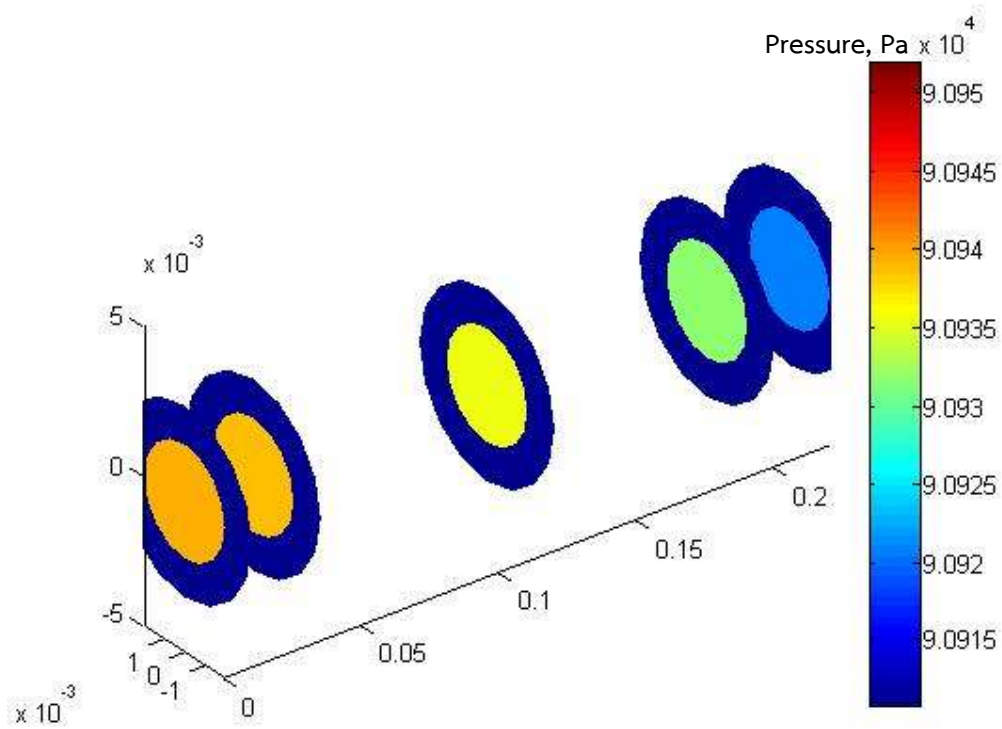


(b)

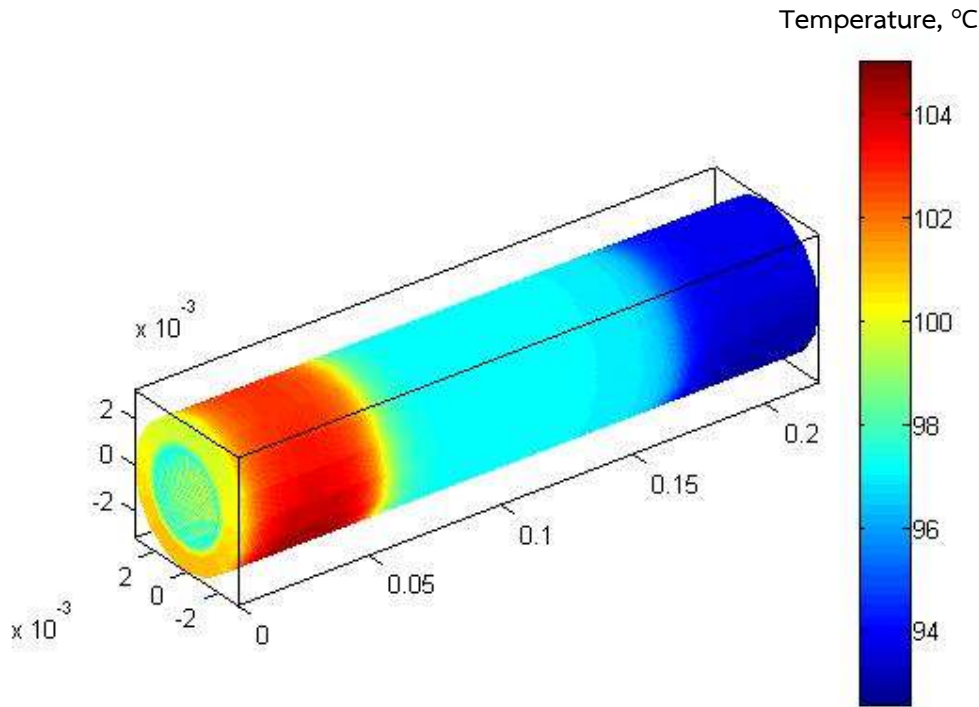
รูปที่ 3 การกระจายความเร็วของไอในแนวแกนของช่องไอของท่อความร้อนที่ $Q_{in} = 20$ W ที่ระบายความร้อนแบบการพาธรรมชาติ



(a)



รูปที่ 4 การกระจายความดันของไอในช่องไอของท่อความร้อนที่ $Q_{in} = 20 \text{ W}$ ที่ระบายความร้อนแบบการพาธรรมชาติ



รูปที่ 5 การกระจายอุณหภูมิบนผิวด้านบนต่อความร้อนที่ $Q_{in} = 20 \text{ W}$ ที่ระบายความร้อนแบบการพาธรรมชาติ

3. ผลและการวิจารณ์ผล

แบบจำลองเชิงตัวเลขที่สร้างขึ้นสำหรับต่อความร้อนแบบทองแดงน้ำและผลการเปรียบเทียบกับผลการทดลองและผลเชิงตัวเลขของ Tarik Kaya และ John Goldak (2007) [3] ต่อความร้อนทองแดงน้ำ [3] ยาว 220 mm เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 6.35 mm ต่อความร้อนหนา 0.8 mm วัสดุพูนเป็นแบบตาข่ายทองแดงสองชั้น ใช้น้ำเป็นสารทำงาน เส้นผ่านศูนย์กลางช่องไอเท่ากับ 3.84 mm ความยาวส่วนทำระเหยและส่วนควบแน่นเท่ากับ 50.8 mm ผลที่ได้จากแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการให้ความร้อนที่ครึ่งล่างแสดงได้ดังรูปที่ 2-5

รูปที่ 2 แสดงการเปรียบเทียบผลการคำนวณเชิงตัวเลขของอุณหภูมิผิวต่อด้านบนของต่อความร้อนที่ได้ทำการศึกษาที่ $Q_{in} = 20 \text{ W}$ ด้วยการระบายความร้อนแบบการพาธรรมชาติกับการกระจายอุณหภูมิที่ผิวต่อด้านบนของต่อความร้อนของ Tarik Kaya และ John

Goldak (2007) [3] ซึ่งพบว่าผลที่ผลที่ได้ระหว่างการคำนวณเชิงตัวเลขกับผลการทดลองของ Tarik Kaya และ John Goldak (2007) [3] มีความสอดคล้องกันดี ยกเว้นที่ส่วนควบแน่น ซึ่งเป็นเรื่องยากต่อการทำนายอุณหภูมิที่ส่วนควบแน่น ดังนั้นจึงได้กำหนดให้การระบายความร้อนที่ส่วนควบแน่นเป็นแบบสม่ำเสมอตามที่ได้กล่าวไว้ในเงื่อนไขขอบเขต

รูปที่ 3 แสดงการกระจายความเร็วของไอในแนวแกนของช่องไอของต่อความร้อนที่ $Q_{in} = 20 \text{ W}$ ที่ระบายความร้อนแบบการพาธรรมชาติ ตำแหน่งตรงกลางของส่วนทำระเหย ส่วนกันความร้อน และส่วนควบแน่นที่ค่า $z = 0 \text{ mm}, 25 \text{ mm}, 110 \text{ mm}, 190 \text{ mm}$ และ 220 mm ตามลำดับ สารทำงานในส่วนทำระเหยจะระเหยเป็นไอและไหลไปยังส่วนควบแน่นหลังจากนั้นสารทำงานจะควบแน่นกลับไปเป็นของเหลวในส่วนควบแน่นนี้ จากรูปพบว่าความเร็วไอจะเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วตรงส่วนทำระเหย (0 เพิ่มขึ้นเป็น 3.28

m/s) จากนั้นจะมีค่าคงที่เมื่อไหลเข้าสู่ส่วนกันความร้อน และจะมีค่าลดลงเมื่อเข้าสู่ส่วนควบแน่นซึ่งเป็นผลมาจาก การระบายความร้อนที่ส่วนควบแน่น

รูปที่ 4 แสดงการกระจายความดันของไอในช่องไอ ของท่อความร้อนที่ $Q_{in} = 20$ W ที่ระบายความร้อนแบบ การพาธรรมชาติ จากรูปจะเห็นได้ว่าความดันไอจะมีค่าลดลงเมื่อไอไหลผ่านจากส่วนทำระเหยไปยังส่วน ควบแน่น ซึ่งความดันไอจะมีค่าลดลงจาก 90939 Pa- 90930 Pa เนื่องมาจากเมื่อเข้าสู่ส่วนควบแน่นซึ่งเป็น ส่วนที่มีการระบายความร้อนจึงทำให้ความดันมีค่าลดลง ที่ส่วนควบแน่นนี้

รูปที่ 5 แสดงการกระจายอุณหภูมิบนผิวด้านบน ท่อความร้อนที่ $Q_{in} = 20$ W ที่ระบายความร้อนแบบ การพาธรรมชาติ ความร้อนที่ส่งถ่ายจากส่วนทำระเหย ไปยังส่วนคอนเดนเซอร์ด้วยวิธีการพา ซึ่งพบว่าอุณหภูมิ ของไอภายในช่องไอลดลงน้อยมาก เนื่องมาจากความ ดันลด (pressure drop) ที่ใช้เพื่อกำหนดให้อุณหภูมิ อิมตัวของผิวน้ำสัมผัสระหว่างไอกับของเหลวในช่องไอ มีค่าน้อยมาก นอกจากนี้ผลของอุณหภูมิจากแบบจำลอง ทางคณิตศาสตร์นี้ยังสอดคล้องกันกับของข้อมูลเชิงการ วิเคราะห์ของ Tarik Kaya และ John Goldak (2007) [3] ด้วย ส่วนการกระจายอุณหภูมิของไอที่เกิดขึ้น ภายในช่องไอจากแบบจำลองนี้มีค่าคงที่ตลอดความยาว ท่อความร้อน

4. สรุป

แบบจำลองเชิงตัวเลขของการส่งถ่ายความร้อน แบบ 3 มิติ ที่ได้เป็นการกำหนดให้การไหลของของไหล ทั้งในแกนไอและในวัสดุพุนเป็นการไหลที่สภาวะคงตัว โดยการโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ ในการจำลอง สภาพเพื่อทำนายสมรรถนะทางความร้อนของท่อความร้อน ที่ใช้วัสดุพุนแบบตาข่าย แบบจำลองนี้ได้นำไป ตรวจสอบความถูกต้องกับข้อมูลการทดลองและข้อมูล การวิเคราะห์จาก Tarik Kaya และ John Goldak (2007) [3] พบว่ามีความสอดคล้องกันดี ซึ่งสามารถใช้ เป็นเครื่องมือในการทำนายสภาพนอกเหนือจาก

การศึกษาเชิงการวิเคราะห์ที่ไม่สามารถทำนายได้ ทั้งนี้ ยังคงมีอีกหลายปัจจัยที่มีความเกี่ยวข้องกับสมรรถนะ การส่งถ่ายความร้อนของท่อความร้อน ซึ่งผู้วิจัยจะ ได้ ทำการศึกษาและทำการทดลองเพิ่มเติมเพื่อให้โปรแกรม มีความถูกต้องแม่นยำมากยิ่งขึ้น

5. กิตติกรรมประกาศ

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะ วิศวกรรมศาสตร์ และ สถาบัน ศึกษาศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี นครราชสีมา

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] Zhu, N., Vafai, K.,(1999). Analysis of cylindrical heat pipes incorporating the effects of liquid-vapor coupling and non-Darcian transport a closed form solution, Int. J. Heat and Mass Transfer (1999) 42, pp.3405-3418.
- [2] Nouri-Borujerdi, A. and Layeghi, M., (2004). Numerical analysis of vapour flow in concentric annular heat pipes, Transaction of ASME : Journal of Heat Transfer, Vol.126 (2004), pp.442-448.
- [3] Tarik Kaya and John Goldak,(2007). Three-dimensional numerical analysis of heat and mass transfer in heat pipes, Int. J. Heat and Mass Transfer (2007) 43, pp.775-785.
- [4] Mahjoub, S. and Mahtabrosham, A., (2008). Numerical simulation of a conventional heat pipe, Proceeding of Word Academy of Science, Engineering and Technology, Vol.29, pp.117-122, 2008.
- [5] Brahim, T. and Jemni, A., (2012). Heat Pipe Simulation Under Critical Conditions, Frontiers in Heat Pipes (FHP), 3, 033003 (2012), pp.1-7.