

# การใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ช่วยออกแบบการแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับการควบคุมไอระเหยของแก๊ส

## Finite Element Method to Design Heat Exchangers for Gas Vapors

วิเชียร อุบลไทร<sup>1</sup>, อรรถสิทธิ์ วงศ์เจริญ<sup>1</sup> และศิwapong กิ่งแก้ว<sup>1</sup>

Wichian Ubonsai<sup>1</sup>, Athasit Wongcharoen<sup>1</sup> and Siwapong Kingkaew<sup>1</sup>

<sup>1</sup>หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

<sup>1</sup>Master of Engineering Program, King Mongkut University of Technology North Bangkok.

Received: February 12, 2019

Revised: March 20, 2019

Accepted: March 27, 2019

### บทคัดย่อ

การออกแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการควบคุมไอระเหยของแก๊ส ใช้ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำมาแลกเปลี่ยนความร้อนกับไอระเหยของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูงให้ต่ำลงจนถึงจุดที่ไอระเหยเปลี่ยนสถานะจากแก๊สกลายเป็นของเหลวเพื่อนำกลับมาใช้ได้ใหม่ และควบคุมปริมาณการปล่อยสารอินทรีย์ระเหยง่ายตามที่กฎหมายกำหนด จากการออกแบบแบบจำลองการทำงาน กำหนดอุณหภูมิน้ำ 25, 20, 15, 10, 5 °C และอุณหภูมิของเอทานอล 41 °C ของแบบจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อน สำหรับวัสดุที่ใช้คือ ทองแดง เหล็ก และสแตนเลส ผลลัพธ์ของการจำลองการแลกเปลี่ยนความร้อนที่วัสดุคือ ทองแดงทำให้อุณหภูมิของเอทานอลลดลงมากที่สุด มีค่าเท่ากับ 17.36 °C ที่อุณหภูมิน้ำ 5 °C และทำการจำลองการทำงานของอุณหภูมิน้ำที่ 5 °C และความเร็ว 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s ผลลัพธ์ที่ความเร็ว 0.05 m/s สามารถนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีที่สุด โดยอุณหภูมิของเอทานอลมีค่าเท่ากับ 12.34 °C และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าเท่ากับ 877.3 W/m<sup>2</sup>.°C จากผลการจำลองการทำงานด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำเร็จรูปสามารถนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากสถานะไอระเหยของแก๊สให้เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวได้ เป็นไปตามทฤษฎีและสมมติฐานการวิจัย ซึ่งสามารถนำไปใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบ และแนวทางผู้สนใจพัฒนาต่อไปได้

**คำสำคัญ:** การแลกเปลี่ยนความร้อน, สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม, สารอินทรีย์ระเหยง่าย

## Abstract

This purpose of this research was aimed at designing heat exchangers for ethanol vapors controlled by using low temperature fluid heat exchangers with high temperature ethanol vapors until the vapors phase are changed from gas to liquid. This will control the amount of volatile organic compounds released. The simulation design determined the water temperature was at 25, 20, 15, 10, and 5 °C while the ethanol temperature was at 41 °C. The simulation materials used for heat exchange are copper, steel and stainless steel. The result showed that heat exchanger which is composed of copper reduces the ethanol temperature to the maximum at 17.36 °C and water temperature at 5 °C. The simulation model used water temperature at 5 °C and velocity 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s. The velocity result at 0.05 m/s, which has the ability to be used by most of heat exchangers, results in ethanol temperature at 12.34 °C and the total heat transfer coefficient was at 877.3 W/m<sup>2</sup> °C. The simulation results from the computer programming could be used to heat exchange of the ethanol vapors to ethanol liquid. The theoretical aspects and hypothesis for this research can be used as information in the design and guidance to those who are interested in further development of heat exchangers.

**Keywords:** heat exchange, total heat transfer coefficient, volatile organic compounds



## บทนำ

การเจริญเติบโตและการพัฒนาของอุตสาหกรรมต่าง ๆ ในปัจจุบันส่งผลกระทบต่อสิ่งแวดล้อมมากขึ้น โดยเฉพาะอุตสาหกรรมปิโตรเลียม เนื่องจากไอของแก๊สเชื้อเพลิงประกอบด้วยสารมลพิษประเภทสารอินทรีย์ระเหยง่าย (Volatile Organic Compound--VOCs) ซึ่งเป็นสารก่อมะเร็งเม็ดเลือดขาว โดยแหล่งกำเนิดไอแก๊สอยู่ที่คลังเชื้อเพลิงและขนส่งแก๊สเชื้อเพลิง ส่งผลให้ผู้ประกอบการแก้ไขปัญหาโดยการติดตั้งเครื่องควบคุมไอระเหยแก๊สเข้ามาในระบบ เพื่อควบคุมปริมาณไอแก๊สเชื้อเพลิงและนำไอแก๊สกลับมาใช้

ในอุตสาหกรรมอุตสาหกรรมปิโตรเลียม เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกใช้สำหรับการลดอุณหภูมิของไอแก๊ส สำหรับการลดอุณหภูมิของแก๊สในทำนองเดียวกันจะใช้ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำมาแลกเปลี่ยนกับไอระเหยของแก๊สที่มีอุณหภูมิสูงให้ต่ำลงจนถึงจุดที่ไอระเหยเปลี่ยนสถานะจากแก๊สกลายเป็นของเหลวเพื่อควบคุมปริมาณ

การปล่อยสารอินทรีย์ระเหยง่ายตามกฎหมายกำหนด และหมุนเวียนของไหลกลับมาใช้ใหม่

## วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อควบคุมไอระเหยของแก๊สและป้องกันสารพิษอินทรีย์ระเหยง่าย
2. เพื่อลดทรัพยากรโดยการควบแน่นไอระเหยของแก๊สให้อยู่ในรูปแบบสารของเหลวและนำกลับมาใช้งานใหม่
3. เพื่อศึกษาทฤษฎีการโอนถ่ายความร้อนโดยใช้โปรแกรมการสร้างแบบจำลองของการแพร่กระจายของไอระเหยของแก๊ส
4. เพื่อเป็นแนวทางในการศึกษาและนำไปประยุกต์ใช้กับงานจริง
5. เพื่อศึกษาวิเคราะห์อันตรายที่อาจเกิดขึ้นจากกระบวนการทำงานของหน่วยควบคุมไอระเหยของแก๊ส

## สมมติฐานการวิจัย

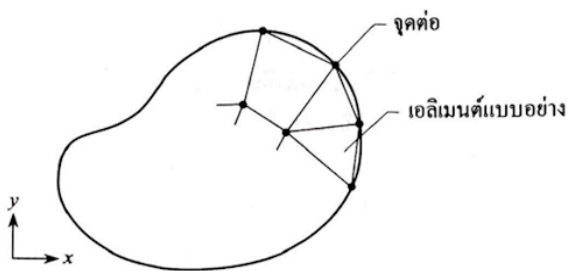
1. ออกแบบการจำลองระบบการแลกเปลี่ยนความร้อนของระบบควบคุมไอระเหยของแก๊ส
2. ศึกษาตัวแปรและปัจจัยในการออกแบบเครื่องลดไอระเหยของแก๊สที่เกิดจากอุณหภูมิความร้อนของอากาศสภาพแวดล้อม
3. ศึกษาพร้อมออกแบบการจำลองและหาคำตอบในการออกแบบผลจำลองของเครื่องควบคุมไอระเหยของแก๊ส
4. สามารถใช้โปรแกรมสำเร็จรูปในการวิเคราะห์สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์การแพร่กระจายของไอระเหยของแก๊สที่อัตราการเกิดไอระเหยของแก๊สมีการถ่ายโอนความร้อนและการกลั่นตัวได้

## แนวคิดทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

**1. ทฤษฎีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (heat exchangers)** คือเครื่องมือที่ใช้สำหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกันส่วนใหญ่ เช่น อุตสาหกรรมน้ำมัน เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกใช้สำหรับการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำมันดิบสำหรับเปลี่ยนสถานะของไอที่ออกมาจากหอกลั่นให้เป็นของเหลว และสำหรับการลดอุณหภูมิของน้ำมันหรือก๊าซและอุตสาหกรรมอื่น ๆ

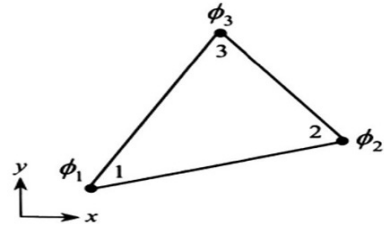
## 2. ทฤษฎีหลักการระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

ขั้นตอนที่ 1 การแบ่งขอบเขตรูปร่างของปัญหาออกเป็นเอลิเมนต์ย่อย ๆ ดังแสดงในภาพที่ 1 ขอบเขตดังกล่าวอาจเป็นขอบเขตของปัญหาชนิดต่าง ๆ กัน เช่น ปัญหาความยืดหยุ่นในของแข็ง ปัญหาที่เกี่ยวกับอุณหภูมิและความร้อน รวมทั้งปัญหาของการไหล เป็นต้น



ภาพ 1 การแบ่งรูปร่างของปัญหาออกเป็นเอลิเมนต์ต่าง ๆ กัน

ขั้นตอนที่ 2 การเลือกฟังก์ชันประมาณภายในเอลิเมนต์ เช่น เอลิเมนต์สามเหลี่ยมเอลิเมนต์นี้ประกอบด้วย 3 จุดต่อที่มีหมายเลข 1, 2 และ 3 ดังแสดงในภาพที่ 2 โดยที่จุดต่อเป็นตำแหน่งที่ตั้งของตัวไม่รู้ค่าซึ่งคือ  $\phi_1, \phi_2, \phi_3$  ตามลำดับ



ภาพ 2 เอลิเมนต์สามเหลี่ยมแบบอย่างประกอบด้วยสามจุดต่อโดยมีตัวไม่รู้ค่าอยู่ ณ ตำแหน่งที่จุดต่อ

ขั้นตอนที่ 3 การสร้างสมการของเอลิเมนต์ เช่น สมการของเอลิเมนต์สามเหลี่ยม

ขั้นตอนที่ 4 การนำสมการของแต่ละเอลิเมนต์ที่ได้มาประกอบรวมกันเข้า ก่อให้เกิดระบบสมการ

ขั้นตอนที่ 5 ทำการประยุกต์เงื่อนไขขอบเขต ลงในระบบสมการรวม

ขั้นตอนที่ 6 เมื่อคำนวณค่าต่าง ๆ ที่จุดต่อออกมาได้แล้วก็สามารถนำมาใช้เพื่อหาค่าอื่น ๆ ที่ต้องการต่อไปได้อีก กลุ่มอุตสาหกรรม

ปิโตรเคมีสภาอุตสาหกรรมแห่งประเทศไทย มีแนวทางการจัดการสารอินทรีย์ระเหยโดยมีวัตถุประสงค์ในการจัดทำขึ้นเพื่อเป็นแนวทางสำหรับผู้ประกอบการในการจัดการและควบคุมสารอินทรีย์ระเหยในโรงงานอุตสาหกรรมอย่างมีประสิทธิภาพโดยเฉพาะโรงงานที่มีสารอินทรีย์ระเหยเป็นวัตถุดิบและผลิตภัณฑ์หลักรวมทั้งสารอินทรีย์ระเหยที่เกิดขึ้นในระหว่างกระบวนการผลิตการใช้ Charcoal Adsorber เพื่อดูดซับไอจากถังเก็บ VRU ที่เทคนิคการดูดซับแบบ 2 ถัง และ VRU ซึ่งใช้เทคนิคการควบแน่น (condensation)

บริษัททรานส์ไทย-มาเลเซีย มีการประเมินความเสี่ยงในการวางท่อส่งก๊าซธรรมชาติเป็นการประเมินความเสี่ยงเชิงปริมาณ (quantitative risk assessment) ที่กล่าวถึงความเสี่ยงที่อาจเกิดขึ้นจากการดำเนินการของท่อส่งก๊าซเชื้อเพลิงอุตสาหกรรม (sales gas) และท่อส่งก๊าซหุงต้ม

Sutham (2010) การออกแบบและการสร้างอุปกรณ์สาริตการแลกเปลี่ยนความร้อน.ซึ่งใช้เป็นอุปกรณ์ช่วยในการเรียนการสอนในเรื่องสัมประสิทธิ์ในการถ่ายเทความร้อนโดยทำการออกแบบให้เป็นอุปกรณ์สาริตการแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อ 3 ชนิด อยู่ในเครื่องเดียวกัน

การศึกษาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์อุณหภูมิก้าวแบบเปลือกและท่อด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อศึกษาตัวแปรต่าง ๆ เช่น อุณหภูมิก๊าซร้อนทิ้ง อุณหภูมิน้ำป้อนความเร็วจุดก๊าซร้อนทิ้ง ความดันใช้น้ำ ใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลขเพื่อการจำลองพฤติกรรมกลไกและการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากนั้นผลที่ได้จากแบบจำลองทางคอมพิวเตอร์มาเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองจริง

Cha Bua Noi and Phannuchaoenwong. (2018) ผลของการเปลี่ยนแปลงตัวแปรนำเข้าสู่ต่อประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปลือกและท่อตันแบบ เพื่อใช้แทนหน่วยควบคุมไอน้ำมันเชื้อเพลิง บทความนี้เสนอการวิเคราะห์การไหลเวียนของน้ำภายในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบสองส่วนและสองตัวกัน จากผลการศึกษาพบว่าอัตราการไหลของน้ำเย็นและอุณหภูมิของน้ำร้อนเพิ่มขึ้น จะทำให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น การเพิ่มอัตราการไหลของน้ำเย็นและลดอัตราการไหลของน้ำร้อนลง จะทำให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น และเมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำเย็นมากขึ้น จะทำให้ความดันลดลง

Kalayaprasit (2018) ผลกระทบของลักษณะของแผ่นกั้นที่มีผลต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและค่าความดันลดในระบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาผลกระทบของลักษณะของแผ่นกั้น (baffles) ที่มีผลต่อค่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและค่าความดันลดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อ (shell and tube heat exchanger) ที่นำมาใช้แทนระบบเครื่องควบคุมไอรหรือน้ำมัน (Vapor Recovery Unit--VRU) พบว่าความดันของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดเปลือกและท่อทำงานที่อัตราการไหลเชิงมวลสูงสุด เมื่อแผ่นกั้นแบบ segmental แบบ double segmental และแบบ helical

## กรอบแนวคิดการวิจัยหรือข้อกำหนดการพัฒนา

เนื่องด้วยภายในคลังแก๊สและสถานีขนส่งแก๊สจะมีอุปกรณ์ระบบควบคุมไอรหรือน้ำมันของแก๊ส เพียงชุดเดียวต่อคลัง เมื่อหากเกิดความผิดพลาดหรือเกิดการบกพร่องที่อาจทำให้เกิดการหยุดตัวลงของระบบควบคุมไอรหรือน้ำมันแก๊สจะทำให้ทางคลังแก๊สไม่สามารถควบคุมปริมาณการปล่อยไอรหรือน้ำมันแก๊สตามที่กฎหมายกำหนดได้ ซึ่งปัญหาดังกล่าวเป็นผลกระทบต่อคลังแก๊สเป็นอย่างมาก ทางผู้วิจัยจึงได้ศึกษาทฤษฎีการโอนถ่ายความร้อนโดยการไหลโปรแกรมการสร้างแบบจำลองของการแพร่กระจายไอรหรือน้ำมันแก๊สขึ้นมาเพื่อใช้ในกรณีศึกษาเพื่อนำไปเป็นแนวทางในการประยุกต์ใช้พัฒนาสร้างเครื่องควบคุมไอรหรือน้ำมันแก๊สขนาดจริง และนำไปทดแทนหรือสำรองในกรณีที่เกิดเหตุขัดข้อง เพื่อที่จะทำให้สามารถควบคุมปริมาณการปล่อยไอรหรือน้ำมันแก๊สสู่บรรยากาศอยู่ในเกณฑ์ของกฎหมายกำหนดและลดทรัพยากรโดยการควบคุมให้น้อยอยู่ในรูปแบบสารของเหลวและนำกลับมาใช้งานใหม่ได้

## วิธีดำเนินการวิจัย

1. ทฤษฎีเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (concentric tube or double pipe) ชนิดนี้อาจอยู่ในลักษณะที่ท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกัน ส่วนการไหลของไหล อาจไหลสวนทางกัน เรียกว่า counter flow หรือไหลขนานกัน เรียกว่า

parallel flow ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก ได้ดังสมการที่ 1

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (1)$$

เมื่อ  $\Delta T_{lm}$  คือ ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก ( $^{\circ}\text{C}$ ) สำหรับการไหลเต็มท่อแบบปั่นป่วนกับพื้นผิวราบเรียบ

$$Nu = \frac{hD}{k} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (2)$$

( $0.7 \leq Pr \leq 160$ ,  $Re > 10,000$ )

$$Nu = 0.023Re^{0.8} Pr^n, n = 0.4 \quad (3)$$

สำหรับการระบายความร้อนของของไหล เมื่อความหนาของท่อมีขนาดบางและการนำความร้อนของวัสดุท่อมีค่าสูง ความสัมพันธ์อย่างง่ายหาได้จาก สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (the overall heat transfer coefficient)

$$= \frac{1}{UA_s} = \frac{1}{U_i A_i} = R$$

$$= \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (4)$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + r_w + \frac{1}{h_o}} \quad (5)$$

เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม(W/m<sup>2</sup>.°C)

ในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่หุ้มฉนวนเป็นอย่างดี อัตราการถ่ายเทความร้อนจากของไหลร้อนเท่ากับอัตราของการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็น นั่นคือ

$$Q_c = m_c C_{pc} (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad (6)$$

$$Q_h = m_h C_{ph} (T_{h,i} - T_{h,o}) \quad (7)$$

เมื่อ

T<sub>c,i</sub>, T<sub>c,o</sub> คือ อุณหภูมิของไหลเย็นเข้าและออก (°C)

T<sub>h,i</sub>, T<sub>h,o</sub> คือ อุณหภูมิของไหลร้อนเข้าและออก (°C)

m<sub>c</sub>, m<sub>h</sub> คือ อัตราการไหลมวลเย็นและมวลร้อน (kg/s)

Q<sub>c</sub>, Q<sub>h</sub> คือ อัตราของการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็นและของไหลร้อน(°C)

ตัวห้อย h และ c สำหรับของไหลร้อนและของไหลเย็น ตามลำดับ และในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยน

ความร้อน เพื่อความสะดวกนิยมนรวมอัตราการไหลของมวลและความร้อนจำเพาะของของไหลเข้าด้วยกัน เป็นจำนวนหนึ่งที่เรียกว่า อัตราความจุความร้อน(heat capacity rate) วิธีการของค่าประสิทธิผล-เอ็นทียู (the effectiveness-NTU method) จำนวนหน่วยการถ่ายเท NTU จะแสดงเป็น

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(mC_p)_{min}} \quad (8)$$

กำหนดประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ ดังนี้

$$\epsilon = \frac{q}{q_{mix}} = \frac{C_c (T_{c,out} - T_{c,in})}{C_{min} (T_{h,in} - T_{c,in})}$$

$$\rightarrow \frac{(T_{c,out} - T_{c,in})}{(T_{h,in} - T_{c,in})} = \epsilon \frac{C_{min}}{C_c} \quad (9)$$

เมื่อ ε คือ ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (%) การไหลขวางกลุ่มท่อในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่อาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลในท่อและของไหลนอกท่อ กลุ่มท่อที่ใช้จะแบ่งออกเป็นการจัดเรียงแนวตรงกันและจัดเรียงแนวเหลื่อมกัน สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยในที่นี้แนะนำให้ใช้ความสัมพันธ์ของชูเคาส์คาส ในรูปของ

$$Nu = \frac{h_o D}{k} = ARe^n Pr^{0.36} 1^{1/4} \quad (10)$$

จากสมการใช้ได้ทั้งของเหลวและก๊าซ สำหรับค่าคงที่ A= 0.27 และ n= 0.63

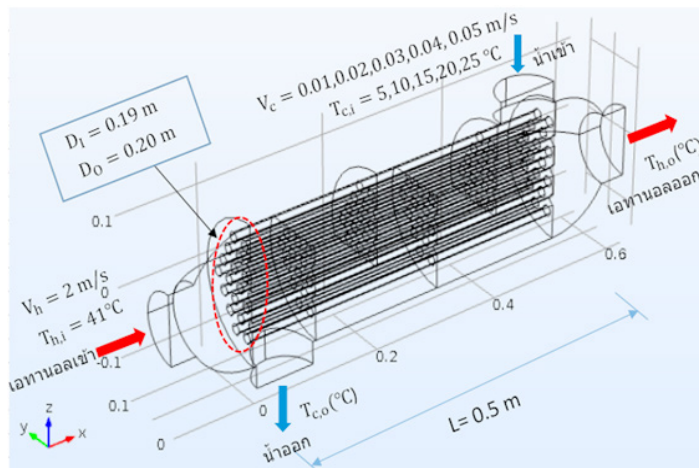
เมื่อ Re คือ Reynolds Number

Nu คือ Nusselt Number

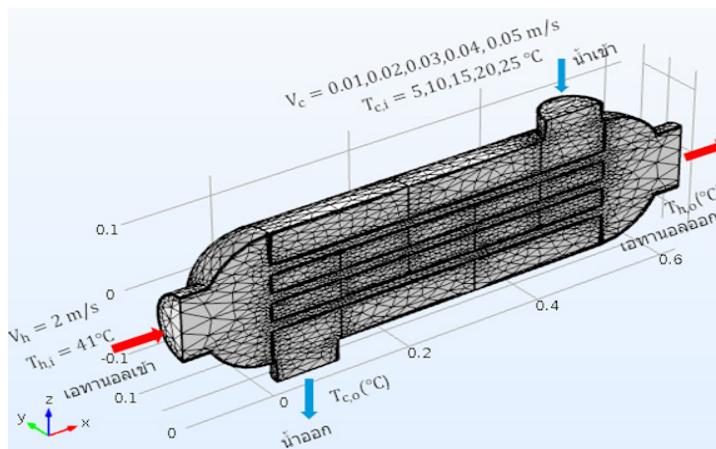
ตาราง 1

กำหนดการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนี้

ตัวแปร	ความหมายของตัวแปร	ค่า	หน่วย
L	ความยาวของท่อ	0.5	m
$D_i$	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางท่อภายใน	0.19	m
$D_o$	เส้นผ่านศูนย์กลางกลางท่อภายนอก	0.20	m
$T_{c,i}$	อุณหภูมิน้ำของไหลเย็นเข้า	5, 10, 15, 20, 25	$^{\circ}\text{C}$
$T_{h,i}$	อุณหภูมิเอทานอลของไหลร้อนเข้า	41	$^{\circ}\text{C}$
$V_c$	ความเร็วของไหลน้ำ	0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05	m/s
$V_h$	ความเร็วของไหลเอทานอล	2	m/s



ภาพ 3 แสดงการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการควบคุมไอระเหยของแก๊ส



ภาพ 4 แสดงออกแบบกำหนดเอลิเมนต์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการควบคุมไอระเหยของแก๊ส

จากภาพที่ 4 แสดงออกแบบกำหนดเอลิเมนต์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการควบคุมไอระเหยของแก๊ส โดยกำหนด Element Size เป็นแบบ Calibrate for Fluid dynamics เนื่องจากขนาดของเอลิเมนต์มีความละเอียดมาก ทำให้ค่าที่ได้จากการคำนวณให้ผลใกล้เคียงกับความเป็นจริง แต่จะใช้เวลาในการคำนวณที่นานมาก เช่นกันซึ่งการเลือกใช้เอลิเมนต์นั้น จะต้องเหมาะสมกับบริเวณที่เป็นส่วนเว้า หรือส่วนโค้ง หรือรู ต้องเชื่อมโยงกับจุดต่อแบ่งเป็นรูปสามเหลี่ยมหรือสี่เหลี่ยมโดยหลีกเลี่ยงการใช้เอลิเมนต์ที่มีรูปร่างที่ไม่สมมาตรและยังต้องคำนึงถึงบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงของสภาวะมาก เช่น การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ ใช้วิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

$$T_{h,in} = 41 \text{ }^{\circ}\text{C}; m_h = 0.4455 \text{ kg/s}$$

$$T_{c,in} = 10 \text{ }^{\circ}\text{C}; m_c = 0.00314 \text{ kg/s}$$

$$T_{c,out} = 13 \text{ }^{\circ}\text{C}; D_i = 0.019 \text{ m}$$

$$D_o = 0.020 \text{ m}$$

พิจารณาสมบัติของ เอทานอล  $T_s = 41 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$C_p = 2,179 \text{ J/(kg}\cdot^{\circ}\text{C)}; \rho = 787.2 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.540 \text{ W/(m}^2\cdot^{\circ}\text{C)}; \mu = 0.00397 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)};$$

$$\text{Pr} = 16.019$$

$$A_{c,i} = \frac{\pi D_i^2}{4} = 0.000283 \text{ m}^3$$

$$V_m = \frac{m_c}{\rho A_c} = 2 \text{ m/s}$$

Reynolds Number

$$\text{Re} = \frac{V_m D}{\nu} = 7,535.197$$

$\text{Re} > 4000$  (การไหลแบบปั่นป่วน)

Nusselt Number

$$\text{Nu} = \frac{h D_h}{k} 0.023 \text{ Re}^{0.8} \text{ Pr}^{0.4} = 47.591$$

สัมประสิทธิ์การพาถ่ายเทความร้อนด้านใน

$$h_i = \frac{k}{D_i} \text{Nu} = 1,352.586 \text{ W/(m}^2\cdot^{\circ}\text{C)}$$

สมบัติการไหลขวางกลุ่มท่อ(flow across cylinders)

สมบัติของของน้ำที่  $11.5 \text{ }^{\circ}\text{C}$

$$C_p = 4,190 \text{ J/(kg}\cdot^{\circ}\text{C)}; \rho = 999.6 \text{ kg/m}^3$$

$$k = 0.582 \text{ W/(m}^2\cdot^{\circ}\text{C)}; \mu = 0.00128 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$$

$$\text{Pr} = 9.215; V = 0.00000128 \text{ m}^2/\text{s}$$

$$G_{\max} = \rho V_{\max} = 9.996 \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$$

Reynolds Number

$$\text{Re} = \frac{G_{\max} D}{\mu} = 156.187$$

สัมประสิทธิ์การพาถ่ายเทความร้อนด้านนอก

$$h_o = \frac{0.27 \text{Re}^{0.63} \text{Pr}^{0.36} 1^{1/4} k}{D} = 421.087 \text{ W/m}^2$$

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + r_{w} + \frac{1}{h_o}} = 354.704 \text{ W/(m}^2\cdot^{\circ}\text{C)}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็น

$$Q_c = m_c C_{pc} (T_{c,o} - T_{c,i}) = 21,415.149 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลร้อน

$$Q_h = m_h C_{ph} (T_{h,i} - T_{h,o}) = 39.50 \text{ W}$$

ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left( \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} = 17.482 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

วิธีการของค่าประสิทธิภาพ-เอ็นทียู (the effectiveness-NTU method)

จำนวนหน่วยการถ่ายเท NTU จะแสดงเป็น

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{\min}} = \frac{UA_s}{(mC_p)_{\min}} = 5.13$$

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\text{mix}}} = \frac{C_c (T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}})}{C_{\min} (T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}})}$$

$$\rightarrow \frac{(T_{c,\text{out}} - T_{c,\text{in}})}{(T_{h,\text{in}} - T_{c,\text{in}})} = \varepsilon \frac{C_{\min}}{C_c} = 52.45 \%$$

พื้นที่ผิวการถ่ายเทความร้อน

$$Q = UA_s F \Delta T_{\text{lm,CF}}$$

$$A_s = 4.933 \text{ m}^2$$

ความยาวที่ต้องการของท่อ

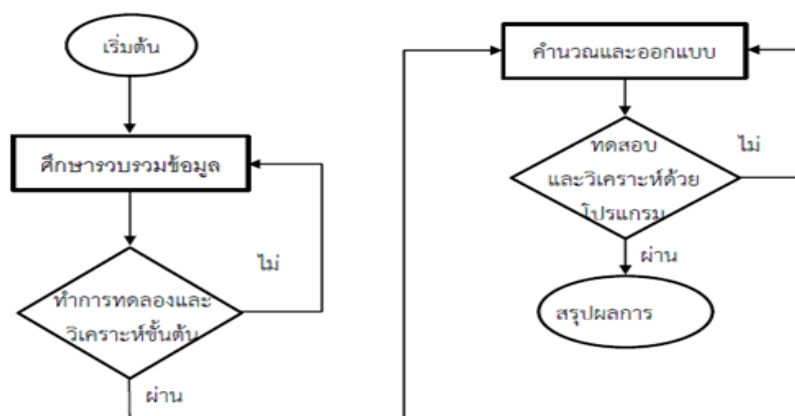
$$A_s = \pi DL \rightarrow L = \frac{A_s}{\pi D_o} = 0.5 \text{ m}$$

2. ขั้นตอนการตั้งสมมติฐานและความเป็นไปได้ ตั้งสมมติฐานการลดปริมาณเอทานอล โดยใช้หลักการแลกเปลี่ยนความร้อนเอทานอลลดอุณหภูมิลงและเกิดการควบแน่นเปลี่ยนสถานะจากก๊าซเป็นของเหลว โดยขั้นตอนการดำเนินงานจะเป็นตามลำดับ

โมเดลที่ 1 ทำการออกแบบแบบจำลองเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุ ทองแดง เหล็ก และสแตนเลส เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำเท่ากับ 5, 10, 15, 20, 25 °C ความเร็ว 0.01 m/s นำผลลัพธ์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาเปรียบเทียบกับเพื่อหาอุณหภูมิของเอทานอลลดลงมากที่สุดและสามารถนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากสถานะไอระเหยของแก๊สที่เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวได้มากที่สุด

โมเดลที่ 2 นำค่าผลลัพธ์จากการแลกเปลี่ยนความร้อนไอระเหยของแก๊สที่เปลี่ยนสถานะของเหลวได้มากที่สุดไปทำการจำลอง เมื่อกำหนดความเร็วของน้ำเท่ากับ 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s เพื่อหาค่าอุณหภูมิเอทานอลเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงความเร็ว

ตามภาพ 5 โดยลำดับขั้นตอนจะทำตามลำดับของลูกศร โดยมีลูกศรย้อนขึ้นแสดงถึงความไม่แน่นอนของความคืบหน้า อาจได้รับข้อมูลใหม่มาในขั้นตอนใดขั้นตอนหนึ่ง หรือผลที่ได้จากกระบวนการใดกระบวนการหนึ่ง ทำให้ต้องกลับไปย้อนทำขั้นตอนเดิมก่อนที่จะข้ามไปทำขั้นตอนต่อไป



ภาพ 5 แผนผังการดำเนินงานการออกแบบการแลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการควบคุมไอระเหยของแก๊ส



## อภิปรายผล

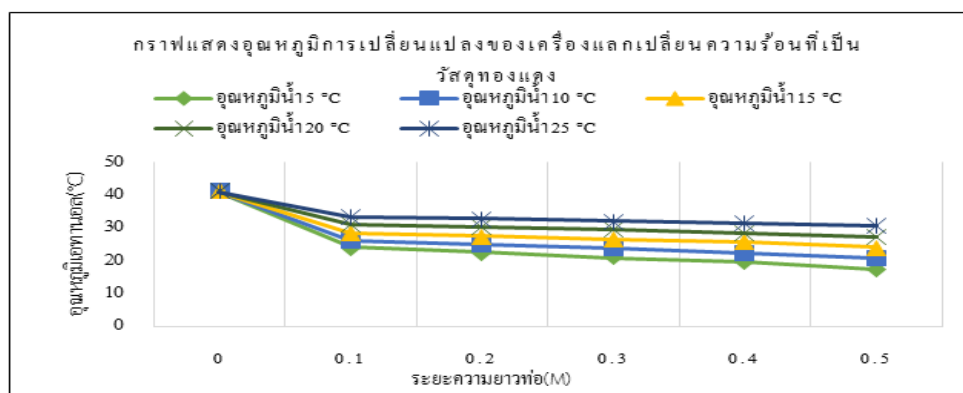
จากตาราง 2 และภาพ 6 แสดงค่าผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจาก

วัสดุทองแดง เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำเท่ากับ 5, 10, 15, 20, 25 °C ความเร็ว 0.01 m/s ผลลัพธ์จากการแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากที่สุด มีค่าอุณหภูมิเอทานอลเท่ากับ 17.36 °C

## ตาราง 2

แสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำจากวัสดุทองแดง เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำเท่ากับ 5, 10, 15, 20, 25 °C

อุณหภูมิของน้ำ(°C)	อุณหภูมิเอทานอล(°C)/ความยาว(m) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
5	41.00	23.97	22.52	20.90	19.59	17.36
10	41.00	26.06	25.04	23.86	22.41	20.73
15	41.00	28.51	27.56	26.39	25.79	23.98
20	41.00	30.99	30.14	29.37	28.38	27.34
25	41.00	33.34	32.71	32.13	31.38	30.53



ภาพ 6 กราฟแสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุทองแดง

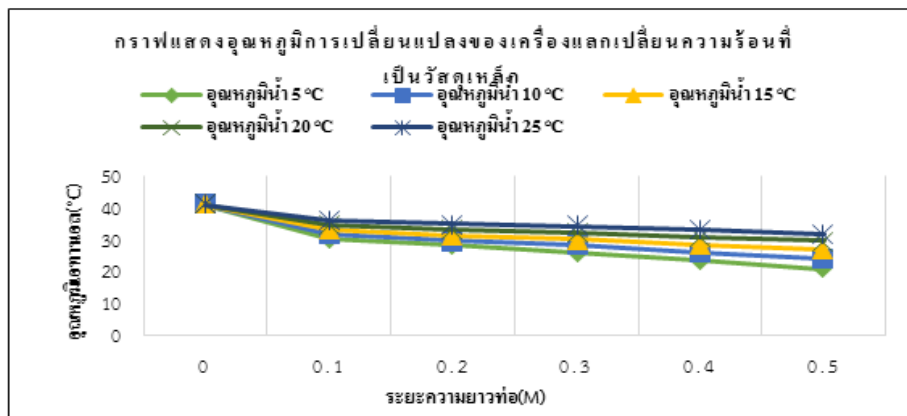
จากตาราง 3 และภาพ 7 แสดงค่าผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุเหล็ก เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำ เท่ากับ 5, 10, 15, 20,

25 °C ความเร็ว 0.01 m/s ผลลัพธ์จากการแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากที่สุด มีค่าอุณหภูมิเอทานอลเท่ากับ 20.86 °C

ตาราง 3

แสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำจากวัสดุเหล็ก เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำเท่ากับ 5, 10, 15, 20, 25 °C

อุณหภูมิของน้ำ(°C)	อุณหภูมิเอทานอล(°C)/ความยาว(m) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
5	41.00	30.24	28.21	26.06	23.68	20.86
10	41.00	31.58	29.73	28.18	26.04	24.04
15	41.00	33.07	31.47	30.08	28.54	26.88
20	41.00	34.45	33.26	32.03	30.81	26.59
25	41.00	36.03	35.11	34.26	33.23	31.95



ภาพ 7 กราฟแสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุเหล็ก

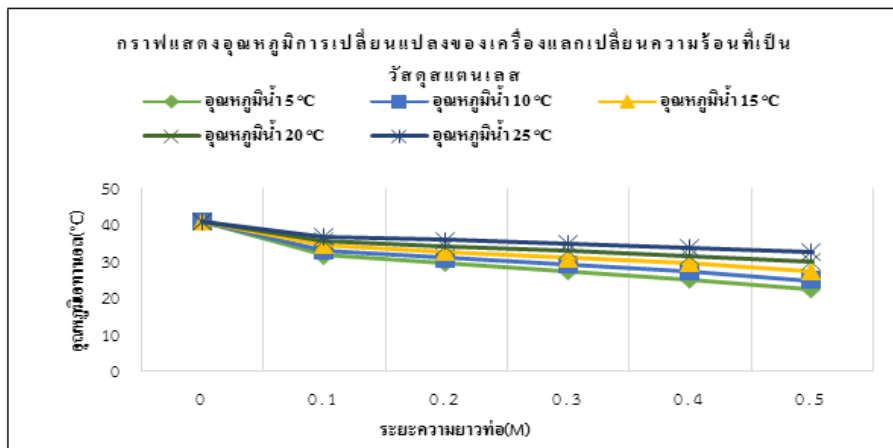
จากตาราง 4 และภาพ 8 แสดงค่าผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุสแตนเลส เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำเท่ากับ 5, 10, 15, 20,

25 °C ความเร็ว 0.01 m/s ผลลัพธ์จากการแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากที่สุด มีค่าอุณหภูมิเอทานอลเท่ากับ 22.39 °C

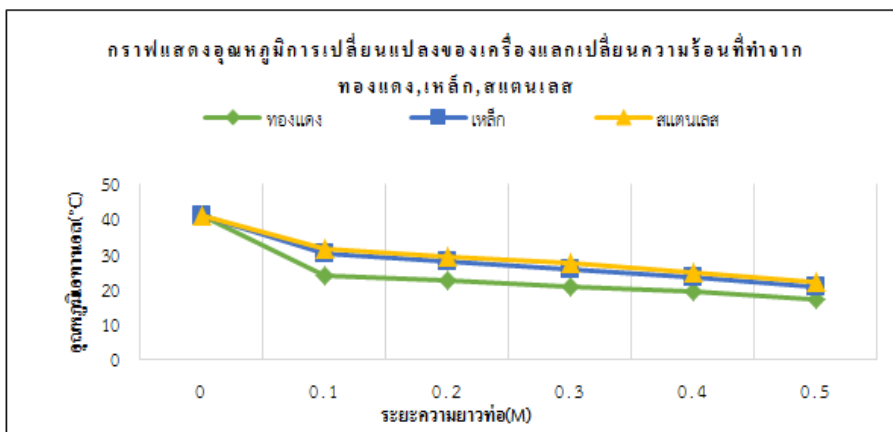
ตาราง 4

แสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำจากวัสดุสแตนเลส เมื่อกำหนดค่าอุณหภูมิน้ำเท่ากับ 5, 10, 15, 20, 25 °C

อุณหภูมิของน้ำ(°C)	อุณหภูมิเอทานอล(°C)/ความยาว(m) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
5	41.00	31.77	29.52	27.48	25.04	22.39
10	41.00	33.04	31.09	29.32	27.27	24.82
15	41.00	34.32	32.65	31.11	29.56	27.35
20	41.00	35.50	34.22	32.90	31.62	29.98
25	41.00	36.82	35.84	34.90	33.87	32.64



ภาพ 8 กราฟแสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุสแตนเลส



ภาพ 9 กราฟแสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากทองแดง เหล็ก และสแตนเลส

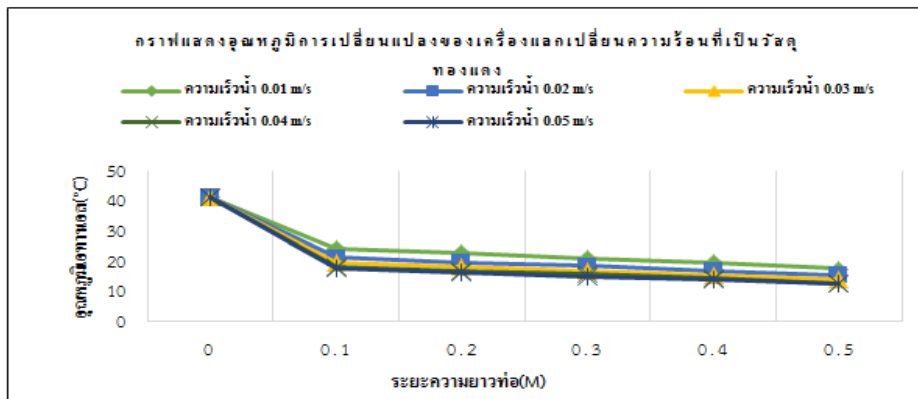
จากภาพ 9 กราฟแสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากทองแดง, เหล็ก และสแตนเลส เมื่อกำหนดความเร็วของน้ำเท่ากับ 0.01 m/s

อุณหภูมิ 5 °C ผลลัพธ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากทองแดง สามารถแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากที่สุด มีค่าอุณหภูมิของเอทานอลเท่ากับ 17.36 °C

ตาราง 5

แสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากทองแดง เมื่อกำหนดความเร็วของน้ำ 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s

อุณหภูมิของน้ำ(°C)	อุณหภูมิเอทานอล(°C)/ความยาว(m) ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน					
	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5
5	41.00	23.97	22.52	20.90	19.59	17.36
10	41.00	21.06	19.51	18.28	16.75	15.24
15	41.00	19.34	17.87	16.50	15.51	13.93
20	41.00	18.13	16.88	15.78	14.57	12.65
25	41.00	17.47	16.10	15.03	13.99	12.34



ภาพ 10 กราฟแสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากทองแดง เมื่อกำหนดความเร็วของน้ำเท่ากับ 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s

จากตาราง 5 และภาพ 10 แสดงค่าผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุทองแดง เมื่อกำหนดความเร็วของน้ำเท่ากับ 0.01,

0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s อุณหภูมิน้ำ 5 °C ผลลัพธ์จากการแลกเปลี่ยนความร้อนได้มากที่สุดที่ความเร็วน้ำ 0.05 m/s มีค่าอุณหภูมิเอทานอลเท่ากับ 12.34 °C

**ตาราง 6**

เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การแลกเปลี่ยนความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุทองแดง ค่าผลลัพธ์ระหว่างการคำนวณกับผลลัพธ์จากการจำลองการทำงาน(simulation) ความเร็วน้ำ 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s

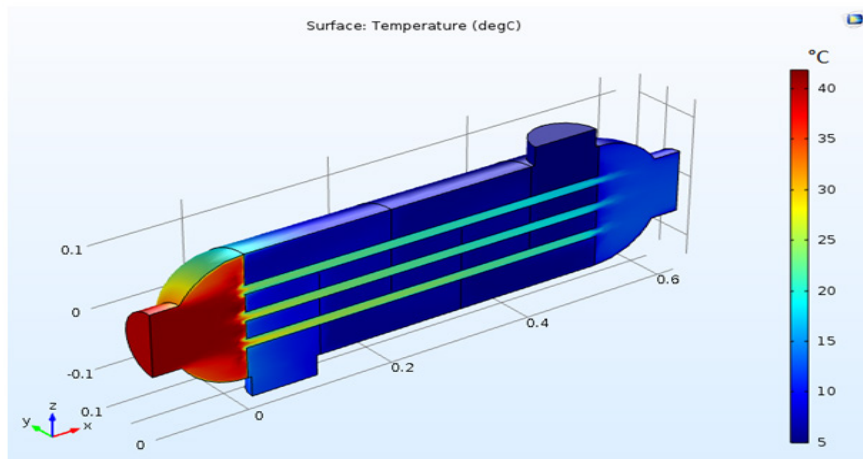
ความเร็วของน้ำ(m/s)	0.01	0.02	0.03	0.04	0.05
$T_{c,i}$ (°C)	5	5	5	5	5
$T_{c,o}$ (°C)	17.36	15.24	13.93	12.65	12.34
$T_{h,i}$ (°C)	41	41	41	41	41
$T_{h,o}$ (°C)	24	23	22	21	20
$m_h$ ( $\frac{kg}{s}$ )	0.446	0.446	0.446	0.4465	0.446
$m_c$ ( $\frac{kg}{s}$ )	0.003	0.006	0.009	0.012	0.015
$U$ ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	368.9	524.5	633.8	805.2	877.3
$\epsilon$ (%)	51.37	28.48	19.62	15.18	12.49
NTU	5.044	4.896	4.682	4.597	4.582
$h_i$ ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	1352	1352	1352	1352	1352
$h_o$ ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	441.4	681.5	878.1	1247.4	1430.7
$U$ ( $\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$ )	329.1	446.4	528.1	635.1	679.4

การจำลอง

คำนวณ

จากตารางที่ 6 แสดงค่าผลลัพธ์ที่ได้จากการจำลอง และจากการคำนวณ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำจากวัสดุ ทองแดง กำหนดความเร็วของน้ำเท่ากับ 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s อุณหภูมิน้ำ 5 °C ได้ค่า

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมากที่สุดจากการจำลองเท่ากับ 877.3 W/m<sup>2</sup>°C และค่าจากการคำนวณเท่ากับ 679.4 W/m<sup>2</sup>°C



ภาพ 11 แสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อทำการจำลองการทำงาน (simulation)

จากภาพ 11 แสดงอุณหภูมิการเปลี่ยนแปลงของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อทำการจำลองการทำงาน (simulation)

### สรุป อภิปรายผล

จากการออกแบบการจำลอง (simulation) อุณหภูมิ น้ำ 25, 20, 15, 10, 5 °C และอุณหภูมิเอทานอล 41 °C ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นวัสดุ ทองแดง เหล็ก และสแตนเลส ผลลัพธ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นวัสดุทองแดงทำให้อุณหภูมิของเอทานอลลดลงมากที่สุด และสามารถนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากสถานะไอระเหยของแก๊สให้เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวได้มากที่สุดมีค่าเท่ากับ 17.36 °C ที่อุณหภูมิ น้ำ 5 °C และทำการจำลองการทำงาน (simulation) อุณหภูมิ น้ำ 5 °C ที่ความเร็ว 0.01, 0.02, 0.03, 0.04, 0.05 m/s ผลลัพธ์ที่ความเร็ว 0.05 m/s สามารถนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจากสถานะไอระเหยของแก๊สให้เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวได้มากที่สุด อุณหภูมิของเอทานอลลดลงมากที่สุดมีค่า เท่ากับ 12.34 °C สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่า เท่ากับ 877.3 W/m<sup>2</sup>.°C.

อภิปรายผล (discussion) จากผลการจำลองการทำงาน (simulation) ด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ สำเร็จรูปเป็นไปตามทฤษฎีและสมมติฐานการวิจัย

### ข้อเสนอแนะ (suggestions)

การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นำสารเอทานอลที่เป็นหนึ่งในองค์ประกอบในระเหยของแก๊สมาใช้ในการออกแบบ อาจมีคุณสมบัติที่ผิดพลาดจากสารจริง และอาจทำให้ผลลัพธ์คาดเคลื่อนไปเล็กน้อย ซึ่งสามารถนำไปใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบและแนวทางผู้ที่สนใจพัฒนาต่อไปได้

### กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบคุณ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อรรถสิทธิ์ วงศ์เจริญ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ศิวพงษ์ กิ่งแก้ว ได้กรุณาให้คำปรึกษาในการแก้ไขปัญหาต่าง ๆ ระหว่างการทำวิจัย รวมทั้งตรวจสอบและแก้ไขข้อบกพร่อง และภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ สนับสนุนการใช้เครื่องมือต่าง ๆ ในการทดลองและเก็บผลของการวิจัยนี้ สำเร็จลงได้ด้วยดี



## Reference

- Bunnasa, S. (1997). *Study of parameters and simulation of heat loss systems from silica furnaces by double-layer heat exchangers*. Master of Engineering Thesis, King Mongkut's University of Technology. (in Thai)
- Dechaumphai, P., & Thomson, E.A. (1982). *Improved finite methodology for integrated thermal-structural analysis*, NASA CR-3635. Washington DC: NASA.
- Dechumpai, P., & Wanasopak, N. (2012). *Numerical methods in engineering*. Bangkok: Chulalongkorn University. (in Thai)
- Hansopa, N., & Benjapiyaporn, J. (2011). *Heat transfer effectiveness of concentric tube heat exchanger with coiled wires*. Master of Engineering Thesis, Khon Kaen University. (in Thai)
- Kanansoon, S. (2014). *Heat transfer between water and water mixed with suspended solids in heat exchangers*. Master of Engineering Thesis, Rajamangala University of Technology Thanyaburi. (in Thai)
- Sutham, M. (2010). *Design and construction of heat exchange demonstration equipment*. Master of Engineering Thesis, King Mongkut's University of Technology Thonburi. (in Thai)
- Memorial, C. (2003). Convection convection in pipes with finned spiral inserted inside. *Journal of Khon Kaen University* 8(2), 66-7. (in Thai)
- Munithangkul, S. (2001). *Selection criteria for heat exchanger selection for waste heat recovery in the industry*. Master of Engineering Thesis, King Mongkut's University of Technology. (in Thai)
- Naphon, P. (2004). *Theoretical and experimental study of heat transfer characteristics of coiled pipe heat exchanger*. Doctor of Engineering Thesis, King Mongkut's University of Technology Thonburi. (in Thai)
- Nuntaphan, A. (2000). *Performance analysis of heat pipe heat exchanger using binary working fluids*. Thonburi: King Mongkut's University of Technology Thonburi. (in Thai)
- Phongratsamee, U. (2012). *Design of coiled feeder water heaters for radiant heat radiators flowing through one way*. Master of Engineering Thesis, Mahanakorn University of Technology. (in Thai)
- Sukchai, T., & SirikasemSuk, S. (2011). Study of heat exchanger studies of coiled condenser coils. *the conference of Mechanical Engineering Network of Thailand, Krabi* (pp. 1-13). Krabi: Mechanical Engineering Network of Thailand. (in Thai)
- Sukkasem, A. (2007) *Study of heat transfer of cylindrical fins*. Master of Engineering Thesis, Srinakharinwirot University. (in Thai)
- Suwakrai, C. (2007). *Numerical and experimental analysis of heat transfer and flow characteristics in a spiral tube*. Master of Engineering Thesis, Srinakharinwirot University. (in Thai)
- Thanasri, T. (2011). *The study of the experiment of finned coil spring heat exchangers*. Master of Engineering Thesis, King Mongkut's University of Technology Thonburi. (in Thai)

- Toolthaisong, S. (2011). The ratio of the pipe size that affects the effectiveness of a two-layer heat exchanger. *Journal of Khon Kaen University*, 38(2), 139-146. (in Thai)
- Cha Bua Noi, T., & Phannuchaoenwong, N. (2018). *Effect of input variable changes on heat exchange efficiency of shell and tube heat exchanger prototype: To be used instead of the fuel vapor control unit*. Master of Engineering Thesis, Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Khon kaen University. (in Thai)
- Kalayaprasit, N. (2018). *The impact of the characteristics of baffles that affect the thermal efficiency and pressure values in the shell and tube heat exchanger systems*. Master of Engineering Thesis, Mechanical Engineering Faculty of Engineering, Thammasat University. (in Thai)

