



ลักษณะเฉพาะการถ่ายเทความร้อนและการไหลของสารทำความเย็น R134a ขณะเดือดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดง

ธนชล ช่อมะม่วง ภาณุรุจ ฤกษ์ไอรส และ กิตติ นิลผึ่ง*

ภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องต้นกำลัง, วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม,
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

* ผู้ประสานงานเผยแพร่ (Corresponding Author), E-mail: kitti.n@cit.kmutnb.ac.th

วันที่รับบทความ: 30 กรกฎาคม 2567 ; วันที่ทบทวนบทความ: 16 กันยายน 2567; วันที่ตอบรับบทความ: 19 กันยายน 2567
วันที่เผยแพร่ออนไลน์: 19 ธันวาคม 2567

บทคัดย่อ: บทความนี้ศึกษาผลกระทบของฟลักซ์มวลและคุณภาพไอของสารทำความเย็นและการแทรกโฟมทองแดงภายในช่องทางการไหลที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็น R134a ขณะเดือดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดง โดยทำการทดสอบภายใต้สภาวะอุณหภูมิอิ่มตัว $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ฟลักซ์ความร้อน 20 kW/m^2 คุณภาพไอเฉลี่ยระหว่าง 0.25–0.87 และฟลักซ์มวล 10.8–32.5 $\text{kg/m}^2\text{s}$ โฟมทองแดงที่ใช้มีความหนาแน่นรูพรุน 40 PPI และความพรุน 0.932 ผลการทดลองพบว่าการเพิ่มขึ้นของคุณภาพไอเฉลี่ยและฟลักซ์มวลส่งผลทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มขึ้น การแทรกโฟมทองแดงมีผลกระทบอย่างมากต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลด โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 21.7 % และ 22.0% ตามลำดับ การประเมินสมรรถนะเชิงความร้อนพบว่าการแทรกโฟมทองแดงส่งผลให้ค่าสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเพิ่มขึ้น 13.7 % (ที่ฟลักซ์มวล = $16.2\text{ kg/m}^2\text{ s}$) เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ไม่มีการแทรกโฟมทองแดง งานวิจัยนี้ช่วยให้มีความรู้ ความเข้าใจมากขึ้นเกี่ยวกับการปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นโดยการใช้โฟมทองแดง ซึ่งสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กที่มีประสิทธิภาพสูงในอนาคต

คำสำคัญ: โฟมโลหะ; สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน; ความดันลด; สมรรถนะเชิงความร้อน



Heat Transfer and Flow Characteristics of Refrigerant R134a during Boiling Inside a Plate Heat Exchanger with a Copper Foam Insert

Tanachon Chomamuang, Phanurut Roek-orot and Kitti Nilpueng*

Department of Power Engineering technology, College of Industrial Technology,
King Mongkut's University of Technology North Bangkok

* Corresponding author, E-mail: kitti.n@cit.kmutnb.ac.th

Received: 30 July 2024; Revised; 16 September 2024; Accepted: 19 September 2024

Online Published: 19 December 2024

Abstract: This article studies the effects of mass flux, vapor quality of the refrigerant, and the insertion of copper foam inside the flow channel on the heat transfer and pressure drop of refrigerant R134a during boiling in a plate heat exchanger with a copper foam insert. The tests were conducted under conditions of a saturation temperature of 15 °C, a heat flux of 20 kW/m², an average vapor quality between 0.25 and 0.87, and a mass flux between 10.8 and 32.5 kg/m²s. Copper foam with a pore density of 40 PPI and a porosity of 0.932 was used. The experimental results revealed that an increase in average vapor quality and mass flux led to an increase in the heat transfer coefficient and pressure drop. The insertion of copper foam had a significant effect on the heat transfer coefficient and pressure drop, with average increases of 21.7% and 22.0%, respectively. The thermal performance evaluation indicated that the insertion of copper foam (at mass flux = 16.2 kg/m² s) resulted in a 13.7 % increase in the thermal performance of the plate heat exchanger compared to the plate heat exchanger without the copper foam insert. This research provides a better understanding of improving the performance of the plate heat exchangers using copper foam, which can be applied to the design of high-efficiency compact plate heat exchangers in the future.

Keywords: Metal foam; Heat transfer coefficient; Pressure drop; Thermal performance



1. บทนำ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทหนึ่งที่มีนิยมนำใช้งานอย่างแพร่หลายในอุตสาหกรรมต่าง ๆ เช่น อุตสาหกรรมอาหาร อุตสาหกรรมปิโตรเลียม และอุตสาหกรรมเครื่องจักร เนื่องจากมีข้อดีเหนือเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทอื่น ๆ คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนสูง และมีขนาดกะทัดรัด อย่างไรก็ตาม ในช่วงทศวรรษที่ผ่านมา เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงเป็นที่ต้องการอย่างมากในภาคอุตสาหกรรม สอดคล้องกับแนวคิดใหม่ของการออกแบบอุปกรณ์ที่มีขนาดเล็ก เช่น วงจรแรงดันอินทรีย์ขนาดเล็ก (Mini Organic Rankine Cycles) วงจรทำความเย็นขนาดเล็ก และการระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ในอดีตที่ผ่านมาจึงได้มีการศึกษาและพัฒนาเทคนิคต่างๆ เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นขณะเดือดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น เช่น พื้นผิวแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความขรุขระ [1] หรือออกแบบคลื่นลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนมีขนาดเล็ก [2] โดยพบว่าเทคนิคหนึ่งที่กำลังได้รับความสนใจคือการแทรกโฟมโลหะในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เนื่องจากโฟมโลหะมีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรสูง ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและมีสมรรถนะเชิงความร้อนสูงขึ้น ตัวอย่างของงานวิจัยที่เกี่ยวข้องเช่น Zhu et al. [3] ศึกษารูปแบบการไหลสองสถานะของ R410A ในท่อแนวนอนที่เติมเต็มด้วยโฟมทองแดงภายในท่อแนวนอนที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 7.9 mm โดยใช้โฟมทองแดงที่มีความพรุน 5 หรือ 10 PPI (Pore per inch) ผลการทดลองพบว่าโฟมทองแดง

ช่วยส่งเสริมการเกิดการไหลวงแหวน และผลกระทบนี้เพิ่มขึ้นเมื่อความหนาแน่นของรูพรุนของโฟมโลหะเพิ่มขึ้น Abadi et al. [4] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของการไหลสถานะเดียวของ R245fa ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมโลหะ โดยศึกษาการใช้โฟมโลหะที่มีความหนาแน่นของรูพรุน 20, 30 และ 60 PPI พวกเขารายงานว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ใช้โฟมโลหะมีความหนาแน่นรูพรุน 20 PPI, 30 PPI และ 60 PPI ส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นถึง 3.5 เท่า, 4 เท่า และ 5.1 เท่า ตามลำดับ Koudiri and Madani [5] ได้ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความดันตกภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็กที่มีโฟมโลหะ โดยใช้ความเร็วที่ทางเข้าตั้งแต่ 0.02 - 0.06 m/s และ ฟลักซ์ความร้อนในการเดือดตั้งแต่ 30 - 70 kW/m² ผลการวิจัยพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เติมโฟมทองแดงช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนขึ้นประมาณ 130 ถึง 300% Nilpueng et al. [6] ศึกษาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันตกของการไหลของน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกด้วยโฟมทองแดง การทดลองดำเนินการที่ตัวเลขเรย์โนลด์ระหว่าง 1200 - 2000 และความหนาแน่นของรูพรุนของโฟมทองแดงระหว่าง 30 - 50 PPI ผลการวิจัยพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น 20.23 %, 29.37 %, และ 40.28 % สำหรับความหนาแน่นของรูพรุนที่ 30 PPI, 40 PPI, และ 50 PPI เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ไม่มีโฟมทองแดง Nilpueng et al. [7] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีการแทรกโฟมโลหะร่องลายตาราง



ผลการวิจัยแสดงให้เห็นว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มขึ้นเมื่อความกว้างของร่องโพรงทองแดงลดลง และพบว่าอัตราส่วนสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน เพิ่มขึ้นอย่างมีนัยสำคัญเมื่อโฟมโลหะมีอัตราการแทรกระหว่าง 50 – 75 % Chandora et al. [8] ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของน้ำภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่มีการเติมโพรงทองแดงบนพื้นผิวผลการทดลองพบว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เติมโพรงทองแดงมีค่าตัวเลขนัสเซลสูงกว่า 1.97 เท่า แต่มีความดันลดสูงขึ้น 1.89 เท่า เมื่อเทียบกับเครื่องที่ไม่มีโพรงทองแดง Mohammadi et al. [9] ศึกษาผลกระทบของการแทรกโพรงทองแดงต่อค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็น R134a ภายในท่อ ผลการวิจัยพบว่าการแทรกโพรงทองแดงเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน 200%

จากการทบทวนงานวิจัยพบว่าได้มีการพัฒนาเทคนิคต่างๆเพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นขณะเดือดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น เช่นพื้นผิวแผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความขรุขระ หรือออกแบบคลื่นลอนของแผ่นแลกเปลี่ยนขนาดเล็ก โดยเทคนิคหนึ่งที่กำลังได้รับความสนใจคือการแทรกโฟมโลหะในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยงานวิจัยในอดีตส่วนใหญ่ได้ประยุกต์นำโพรงทองแดงมาใช้สำหรับการไหลสถานะเดียวภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น และสำหรับการไหลสองสถานะจะพบการศึกษาภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ อย่างไรก็ตามพบว่าการศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมโลหะระหว่าง

การเดือดยังมีการศึกษาอยู่น้อยมาก จึงทำให้ขาดความรู้ความเข้าใจ โดยเฉพาะอย่างยิ่งผลกระทบของตัวแปรต่าง ๆ เช่น อุณหภูมิอิ่มตัว คุณภาพไอ ฟลักซ์ความร้อน ฟลักซ์มวล และการแทรกโฟมโลหะที่มีต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและการไหลภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ในงานวิจัยนี้จึงมีวัตถุประสงค์ทำการศึกษาผลกระทบของคุณภาพไอและฟลักซ์มวลของการไหลขณะเดือดของสารทำความเย็น R134a ที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโพรงทองแดง นอกจากนี้ยังได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่แทรกและไม่แทรกโพรงทองแดง

2. อุปกรณ์การทดลองและวิธีการดำเนินงานวิจัย

2.1 อุปกรณ์การทดลอง

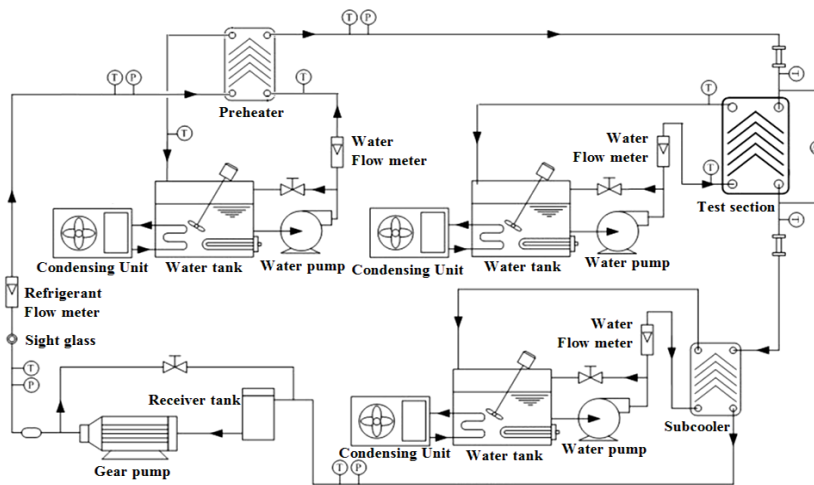
อุปกรณ์การทดลองได้รับการออกแบบและสร้างขึ้นตามแผนภาพ (รูปที่ 1) เพื่อศึกษาการถ่ายเทความร้อนและลักษณะการไหลของสารทำความเย็นขณะเดือดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่แทรกด้วยโพรงทองแดง อุปกรณ์การทดลองประกอบด้วยวงจรรให้ความร้อนล่วงหน้า (Preheater), ชุดทดสอบ (Test Section), และวงจรรทำความเย็น (Subcooler) โดยสารทำความเย็นจะไหลเวียนภายในวงจรรด้วยปั๊มฟันเฟือง (Gear Pump) ซึ่งสามารถปรับความเร็วรอบโดยใช้อินเวอร์เตอร์ เพื่อให้ได้อัตราการไหลของสารทำความเย็นตามที่กำหนด สารทำความเย็นที่ออกจากปั๊มฟันเฟืองจะไหลผ่านตัวกรองและลดความชื้น (Filter/Drier), เครื่องมือวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น, ชุดให้ความร้อนล่วงหน้า เข้าสู่ชุดทดสอบ



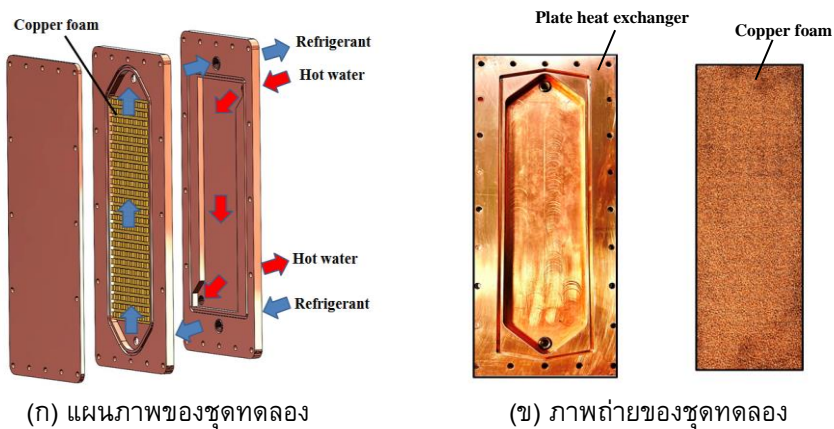
บทความวิจัย

ชุดทำความเย็น (Subcooler) ก่อนที่จะไหลไปยังถึงฟักสารทำความเย็นเหลว และไหลวนกลับไปยังปั๊มพ่นเฟือง สารทำความเย็นที่ไหลเข้าสู่ชุดทำความร้อนล่วงหน้าจะถูกควบคุมคุณภาพไอของสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ชุดทดสอบโดยการปรับอัตราการไหลและอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ไหลเข้าวงจรให้ความร้อนล่วงหน้า อุณหภูมิมีอิทธิพลของสารทำความเย็นภายในชุด

ทดสอบจะถูกควบคุมโดยการปรับอุณหภูมิของน้ำร้อนที่ไหลเข้าสู่ชุดทดสอบ การปรับค่าความร้อนต่อพื้นที่ (Heat Flux) ของชุดทดสอบทำได้โดยการปรับอัตราการไหลของน้ำร้อนที่ไหลเข้าสู่ชุดทดสอบ หลังจากนั้นไอสารทำความเย็นออกจากชุดทดสอบจะถูกควบแน่นเป็นสารทำความเย็นเหลวภายในชุดทำความเย็น ก่อนที่จะไหลไปยังถึงฟักสารทำความเย็นเหลว



รูปที่ 1 แผนภาพชุดอุปกรณ์การทดลอง



รูปที่ 2 ชุดทดสอบ



ในการศึกษานี้ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นทำจากวัสดุทองแดงที่มีการจัดเรียงการไหลสวนกัน (Counter Flow) และเป็นการไหลแบบครั้งเดียว (Single Pass) ถูกใช้เป็นชุดทดสอบ (รูปที่ 2) โดยสายของไหลเย็นคือสารทำความเย็น R134a ในขณะที่สายของไหลร้อนคือน้ำร้อน แผ่นแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้มีจำนวน 3 แผ่น โดยมีขนาดความกว้าง 150 mm ยาว 360 mm และหนา 8 mm โฟมทองแดงสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดความกว้าง 80 mm ความยาว 260 mm และความหนา 5 mm ถูกแทรกภายในช่องทางการไหลของสายของไหลเย็น โฟมทองแดงที่ใช้มีความหนาแน่นของรูพรุน 40 PPI (Pore per inch) และความพรุน (Porosity) 0.932 และความซึมผ่าน (Permeability) $6.62 \times 10^{-8} \text{ m}^2$ โดยมีค่าการนำความร้อน (Effective Thermal Conductivity) และความร้อนจำเพาะเท่ากับ 10.1 W/m K และ 0.385 kJ/kg K ตามลำดับ เพื่อคำนวณการถ่ายเทความร้อนและความดันตกของการไหลของสารทำความเย็นขณะเดือดได้ทำการติดตั้งเครื่องมือวัดต่างๆ กล่าวคือเทอร์โมคัปเปิลชนิด T (T-type thermocouple) ถูกติดตั้งที่ทางเข้าและทางออกของสายของไหลเย็นและร้อน เพื่อวัดอุณหภูมิของน้ำ และสารทำความเย็น ความแม่นยำ (Accuracy) ของเทอร์โมคัปเปิลเท่ากับ $\pm 0.4\%$ ค่าอุณหภูมิมีอิมิตัวของสารทำความเย็นอ่านค่าจากเกจวัดความดัน (Pressure Gauge) ซึ่งมีความแม่นยำ $\pm 1.6\%$ ส่วนความดันตกของสารทำความเย็นภายในชุดทดสอบวัดค่าโดยใช้เครื่องมือวัดความดันแตกต่าง (Differential Pressure Transmitter) ซึ่งมีความแม่นยำเท่ากับ $\pm 0.195 \text{ kPa}$ การวัดอัตราการไหลของน้ำและสารทำความเย็นทำได้โดยเครื่องมือวัดอัตราการไหลของน้ำ

(Water Flow Meter) และเครื่องมือวัดอัตราการไหลสารทำความเย็น (Refrigerant Flow Meter) ที่มีค่าความแม่นยำเท่ากับ $\pm 4\%$ และ $\pm 1.5\%$ ตามลำดับ ความไม่แน่นอน (Uncertainty) ของค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และความดันตกถูกคำนวณโดยอิงตามวิธีผลรวมรากกำลังสอง (Root Sum Square Method) ซึ่งมีเฉลี่ยค่าเท่ากับ $\pm 12.35\%$ และ $\pm 3.85\%$ ตามลำดับ ในการศึกษานี้ทำการทดสอบที่สภาวะอุณหภูมิมีอิมิตัวเท่ากับ 15°C ฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 20 kW/m^2 ฟลักซ์มวลระหว่าง $10.8 - 32.5 \text{ kg/m}^2\text{s}$ และคุณภาพไอเฉลี่ยระหว่าง 0.25 - 0.87 โดยจะเก็บผลการทดลองเมื่อสารทำความเย็นและน้ำอยู่ภายใต้สภาวะคงตัว (Steady Conditions)

2.2 การคำนวณวิเคราะห์ผล

ข้อมูลพื้นฐานที่กักได้จากการทดลอง กล่าวคืออุณหภูมิอัตราการไหลของน้ำและสารทำความเย็น และความดันตกได้ถูกนำมาคำนวณตัวแปรที่เกี่ยวข้องตามสมการต่อไปนี้

1) คุณภาพไอเฉลี่ย

คุณภาพไอเฉลี่ย (x_m) ของสารทำความเย็นถูกคำนวณโดยใช้สมการต่อไปนี้

$$x_m = (x_{ts,in} + x_{ts,out}) / 2 \quad (1)$$

เมื่อ $x_{ts,in}$ และ $x_{ts,out}$ คือคุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและออกจากชุดทดสอบ

- คุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดทดสอบ ($x_{ts,in}$) คำนวณได้จากสมการ

$$x_{ts,in} = (i_{ts,in} - i_{l@ts,in}) / i_{lv@ts,in} \quad (2)$$



บทความวิจัย

เมื่อ $i_{ts,in}$ คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดทดสอบ, $i_{@ts,in}$ และ $i_{lv@ts,in}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นเหลวอิ่มตัวและเอนทัลปีของการระเหยตัวสารทำความเย็นภายในชุดทดสอบ ตามลำดับ

- เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าชุดทดสอบ ($i_{ts,in}$) คำนวณได้จาก

$$i_{ts,in} = i_{ph,in} + (Q_{ph} / \dot{m}_r) \quad (3)$$

- อัตราการถ่ายเทความร้อนที่จ่ายให้กับชุดให้ความร้อนล่วงหน้า (Q_{ph}) ถูกคำนวณจาก

$$Q_{ph} = \dot{m}_{w,ph} c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out})_{ph} \quad (4)$$

เมื่อ $\dot{m}_{w,ph}$ คืออัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าสู่ชุดให้ความร้อนล่วงหน้า $c_{p,w}$ คือความร้อนจำเพาะของน้ำและ $(T_{w,in} - T_{w,out})_{ph}$ คือผลต่างอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของชุดให้ความร้อนล่วงหน้า

- คุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ทางออกชุดทดสอบ ($x_{ts,out}$) คำนวณได้จากสมการ

$$x_{ts,out} = (i_{ts,out} - i_{@ts,out}) / i_{lv@ts,out} \quad (5)$$

เมื่อ $i_{ts,out}$ คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางออกชุดทดสอบ, $i_{@ts,out}$ และ $i_{lv@ts,out}$ คือเอนทัลปีของสารทำความเย็นเหลวอิ่มตัวและเอนทัลปีของการระเหยตัวสารทำความเย็นภายในชุดทดสอบตามลำดับ

- เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางออกชุดทดสอบ ($i_{ts,out}$) คำนวณได้จาก

$$i_{ts,out} = i_{ts,in} + (Q_{ts} / \dot{m}_r) \quad (6)$$

- อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เข้าสู่ชุดทดสอบ (Q_{ts}) หาได้ตามสมการ

$$Q_{ts} = \dot{m}_{w,ts} c_{p,w} (T_{w,in} - T_{w,out})_{ts} \quad (7)$$

เมื่อ $\dot{m}_{w,ts}$ คืออัตราการไหลของน้ำที่ไหลเข้าสู่ชุดทดสอบ $c_{p,w}$ คือความร้อนจำเพาะของน้ำ และ $(T_{w,in} - T_{w,out})_{ts}$ คือผลต่างอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกของชุดทดสอบ

2) สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) ภายในชุดทดสอบสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$U = Q_{ts} / A \Delta T_{ln} \quad (8)$$

และ

$$\Delta T_{ln} = \frac{[(T_{w,in} - T_{r,out}) - (T_{w,out} - T_{r,in})]}{\ln((T_{w,in} - T_{r,out}) / (T_{w,out} - T_{r,in}))} \quad (9)$$

เมื่อ $T_{r,in}$ และ $T_{r,out}$ คืออุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและทางออก โดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของสารทำความเย็นระหว่างการเปลี่ยนสถานะมีผลมาจากความดันลดภายในชุดทดสอบ

การคำนวณสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็น (h_r) คำนวณได้ตามสมการ

$$h_r = \left(\frac{1}{U} - \frac{\Delta x}{k_s} - \frac{1}{h_w} \right)^{-1} \quad (10)$$

ในการศึกษานี้ได้ทำการทดลองและเก็บผลการทดลองในกรณีการไหลสถานะเดียวระหว่างน้ำร้อนและน้ำเย็นภายในชุดทดสอบและใช้เทคนิคของวิลสัน (Wilson Plot Techniques) เพื่อสร้างสหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซลสำหรับการไหลของน้ำ สำหรับใช้คำนวณ



ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของน้ำ (h_w) ดังสมการต่อไปนี้

$$Nu = \frac{h_w D_h}{k} = 0.218 Re^{0.662} Pr^{0.33} \quad (11)$$

3) ความดันลดเนื่องจากความเสียดทาน

ความดันลดเนื่องจากความเสียดทานภายในชุดทดสอบสามารถเขียนความสัมพันธ์ได้ตามสมการ

$$\Delta P_F = \Delta P_T - \Delta P_G - \Delta P_M - \Delta P_A \quad (12)$$

โดยที่ ΔP_T คือความดันลดรวมซึ่งได้จากการวัดค่าด้วยเครื่องมือวัดความดันลด ΔP_M คือความดันลดที่ทางเข้าและออก ΔP_G คือความดันลดเนื่องจากแรงโน้มถ่วง ΔP_A คือความดันลดเนื่องจากแรง

- ความดันลดที่ทางเข้าและออก ΔP_M คำนวณได้โดยใช้สมการของ Shah and Focke [10] คือ

$$\Delta P_M \cong 1.5 \left(G^2 / 2\rho_m \right) \quad (13)$$

- ความหนาแน่นของสารทำความเย็นเฉลี่ยหาค่าได้จากสมการ

$$\rho_m = \left[\frac{x_m}{\rho_v} + \frac{1-x_m}{\rho_l} \right]^{-1} \quad (14)$$

ความดันลดเนื่องจากแรงโน้มถ่วงและความดันลดเนื่องจากแรง [11] คำนวณได้จาก

$$\Delta P_G = \rho_m g L \quad (15)$$

$$\Delta P_A = G^2 \Delta x \left(\frac{1}{\rho_v} - \frac{1}{\rho_l} \right) \quad (16)$$

เมื่อ g คือความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วง L คือระยะห่างในแนวตั้งของทางเข้าและทางออก

3. ผลการทดลองและอภิปรายผล

ในเนื้อหาส่วนนี้ได้นำเสนอผลการทดลองของผลกระทบของตัวแปรต่างๆ กล่าวคือคุณภาพไอเฉลี่ย ฟลักซ์มวลและ การแทรกโฟมทองแดง ที่มีต่อพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อน และการไหลของสารทำความเย็นขณะเดือดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น (PHE) และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดง (PHE_CF) ดังอธิบายต่อไปนี้

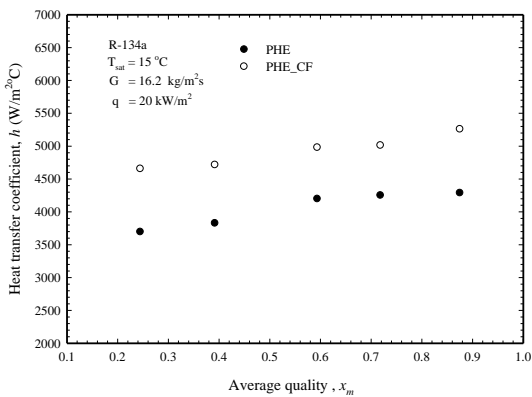
ผลการทดลองในรูปแบบที่ 3 แสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขึ้นของคุณภาพไอเฉลี่ยมีผลทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ซึ่งอธิบายได้ว่าปริมาณจำเพาะของสารทำความเย็นมีค่าเพิ่มขึ้นตามการเพิ่มขึ้นของคุณภาพไอ จึงส่งผลให้ความเร็วของสารทำความเย็นภายในช่องทางการไหลเพิ่มขึ้นตามไปด้วย ผลกระทบนี้ทำให้ความปั่นป่วนของการไหลสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าเพิ่มสูงขึ้น และเมื่อพิจารณาภายใต้สภาวะทดสอบใกล้เคียงกัน พบว่าการแทรกโฟมทองแดงภายในช่องทางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มสูงขึ้นเฉลี่ย 2.17 และ 22.0 % ตามลำดับ นั่นเป็นเพราะว่าโฟม ทองแดงมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนสูงซึ่งทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น และยังพบว่าโครงสร้างของวัสดุพอรุนที่มีความคดเคี้ยวก่อให้เกิดความปั่นป่วนในการไหลภายในช่องทางการไหลสูงขึ้น ด้วยเหตุผลเหล่านี้จึงทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าเพิ่มสูงขึ้น



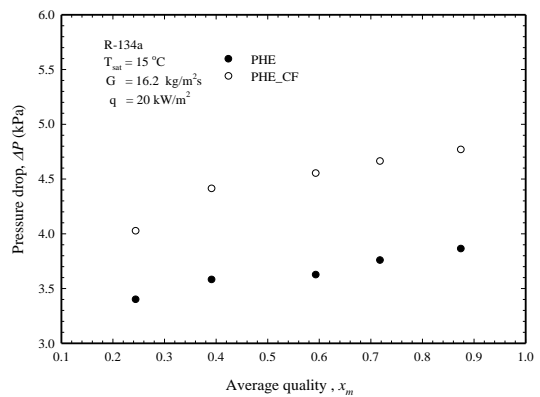
บทความวิจัย

ในรูปที่ 4 แสดงถึงความสัมพันธ์ระหว่างฟลักซ์มวลของสารทำความเย็นที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลด พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มขึ้นเป็นสัดส่วนของค่าฟลักซ์มวล โดยมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 9.1 และ 52.9 % ตามลำดับ เมื่อฟลักซ์มวลของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นระหว่าง 10.8-32.5 kg/m²s และเมื่อพิจารณาผลของการ

แทรกโฟมทองแดงภายในช่องทางการไหลพบว่า มีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มขึ้น 9.8 และ 14.8 % ตามลำดับ ซึ่งมีสาเหตุมาจากความเร็วของสารทำความเย็นและความปั่นป่วนในการไหลภายในช่องทางเพิ่มสูงขึ้นเมื่อปรับเพิ่มค่าของฟลักซ์มวลและการแทรกโฟมทองแดงทำให้พื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นในขณะเดียวกันก่อให้เกิด

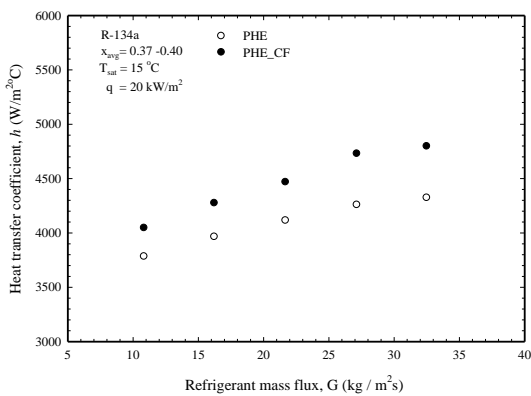


(ก)

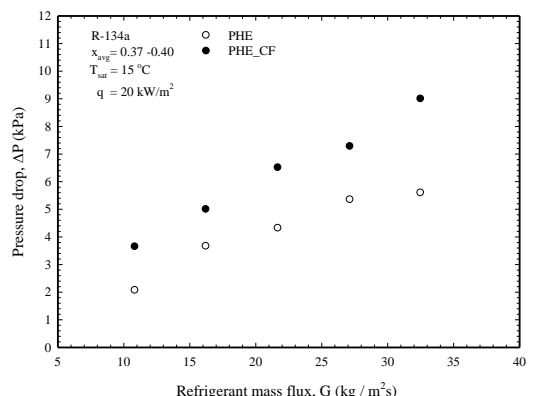


(ข)

รูปที่ 3 ผลกระทบของคุณภาพไอเฉลี่ยที่มีต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลด



(ก)



(ข)

รูปที่ 4 ผลกระทบของฟลักซ์มวลที่มีต่อสัมประสิทธิ์



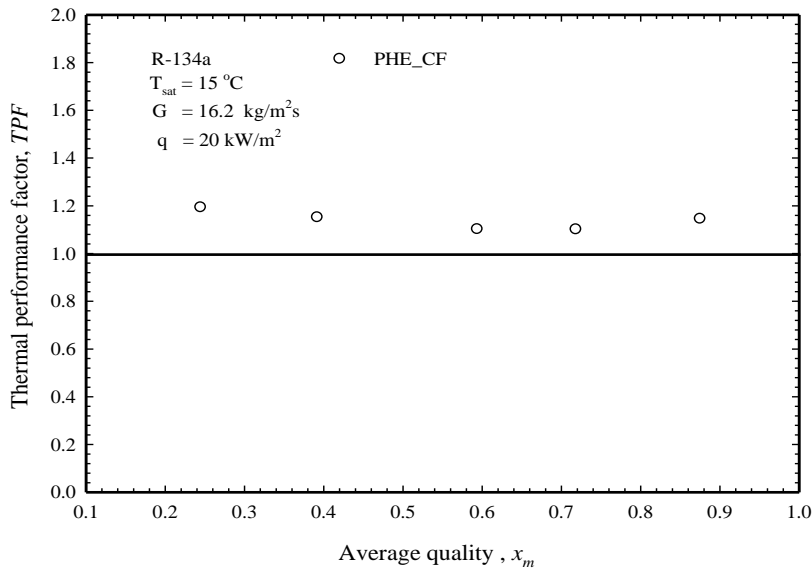
ความต้านทานในการไหลเพิ่มขึ้น ผลกระทบดังกล่าวมีผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มขึ้นการถ่ายเทความร้อนและความดันลดในการศึกษาได้ทำการประเมินสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดงเทียบกับที่ไม่แทรกโฟมทองแดงโดยใช้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน (Thermal Performance Factor, TPF)

$$TPF = (Nu / Nu_0) / (\Delta P_F / \Delta P_{F,0})^{1/3}$$

เมื่อ Nu คือตัวเลขนัสเซล, ΔP_F คือความดันลดเนื่องจากความเสียดทาน โดยตัวห้อย 0 คือค่าที่ได้จากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ไม่แทรกโฟมทองแดง

ผลการทดลองในรูปที่ 5 พบว่าการเปลี่ยนแปลงไปของคุณภาพไอมีผลให้ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิง

ความร้อน (TPF) มีค่ามากกว่า 1 ซึ่งบ่งบอกให้ทราบว่าสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดงมีค่าสูงกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ไม่แทรกโฟมทองแดงโดยพบว่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดงมีค่าเพิ่มขึ้นเฉลี่ย 13.7% ซึ่งอธิบายได้ว่าแม้ว่าทั้งการแทรกโฟมทองแดงทำให้การเพิ่มขึ้นของตัวเลขนัสเซลและความดันลดมีค่าเพิ่มขึ้น แต่อัตราการเพิ่มขึ้นของตัวเลขนัสเซลมีค่าสูงกว่าการเพิ่มขึ้นของความดันลดจึงทำให้สมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดงมีค่าสูงกว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ไม่แทรกโฟมทองแดงซึ่งพบว่าผลการทดลองที่ได้จากการศึกษานี้สอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมาสำหรับการไหลของน้ำในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่แทรกโฟมทองแดง [7]



รูปที่ 5 ความสัมพันธ์ระหว่างคุณภาพไอเฉลี่ย และ ตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อน



4. สรุปผลการวิจัย

งานวิจัยนำเสนอผลการทดลองของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดของสารทำความเย็น R134a ขณะเดือดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดง โดยทำการทดสอบที่สภาวะอุณหภูมิอิ่มตัวเท่ากับ $15\text{ }^{\circ}\text{C}$ ฟลักซ์ความร้อนเท่ากับ 20 kW/m^2 ฟลักซ์มวลระหว่าง $10.8 - 32.5\text{ kg/m}^2\text{s}$ และคุณภาพไอเฉลี่ยระหว่าง $0.25 - 0.87$ ผลการทดลองพบว่าการเพิ่มขึ้นของคุณภาพไอเฉลี่ย และฟลักซ์มวลมีผลทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดมีค่าเพิ่มสูงขึ้น โดยเมื่อพิจารณาภายใต้สภาวะทดสอบใกล้เคียงกัน พบว่าการแทรกโฟมทองแดงภายในช่องทางของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและความดันลดเพิ่มสูงขึ้นเฉลี่ย 21.7 และ 22.0% ตามลำดับ ค่าตัวประกอบสมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดงมีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 1.137 (ที่ฟลักซ์มวล = $16.2\text{ kg/m}^2\text{ s}$) ซึ่งแสดงให้เห็นว่าการแทรกโฟมทองแดงมีผลทำให้สมรรถนะเชิงความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดงเพิ่มขึ้น 13.7% เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นที่ไม่แทรกโฟมทองแดง

5. กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานการวิจัยแห่งชาติที่ให้การสนับสนุนทางการเงินสำหรับการวิจัยครั้งนี้ (ทุนอุดหนุนการวิจัยและนวัตกรรม, สัญญาเลขที่ N41A640148)

6. เอกสารอ้างอิง

- [1] J. Soontarapiromsook, L.G. Asirvatham, A.S. Dalkilic, O. Mahian, S. Wongwises and H.S. Ahn, Experimental investigation on two-phase heat transfer of R-134a during vaporization in a plate heat exchanger with rough surface, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2020, 160, 120221.
- [2] W-C. Lao, Y-D. Fang, Q-H. Chen, L-J. Xu, H-N. Yang and Y-Q. Huang, Experimental investigation on the flow boiling of R134a in a plate heat exchanger with mini-wavy corrugations, *International Journal of Refrigeration*, 2024, 162, 53-63.
- [3] Y. Zhu, H. Hu, S. Sun and G. Ding, Flow boiling of refrigerant in horizontal metal-foam filled tubes: Part 1 – Two-phase flow pattern visualization, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 2015, 91, 446–453.
- [4] G.B. Abadi, C. Moon and K.C. Kim, Experimental study on single-phase heat transfer and pressure drop of refrigerants in a plate heat exchanger with metal-foam-filled channels, *Applied Thermal Engineering*, 2016, 102, 423–431.
- [5] A. Koudiri and B. Madani, Thermal and Hydrodynamic Performance of Flow Boiling Through a Heat Exchanger Filled with Various Metallic Foam Samples, *Chemical Engineering and Processing*, 2017, 121, 162-169.



- [6] K. Nilpueng, L.G. Asirvatham, A.S. Dalkılıç, O. Mahian, H.S. Ahn and S. Wongwises, Heat transfer and fluid flow characteristics in a plate heat exchanger filled with copper foam, *Heat and Mass Transfer*, 2020, 56, 3261–3271.
- [7] K. Nilpueng, T. Chomamuang, M. Mesgarpour, O. Mahian and S. Wongwises, Thermal-hydraulic performance of a plate heat exchanger with grooved copper foam, *Case Studied in Thermal Engineering*, 2023, 51, 103525.
- [8] N. Chandora, A. Mani, S. Advait, Investigation of heat transfer and pressure drop characteristics in metal-foam filled channels in a plate heat exchanger: A comparative experimental study, *Applied Thermal Engineering*, 2024, 241, 122368.
- [9] R. Mohammadi, M.A. Akhavan-Behabadi, B. Sajadi, A. Nosrati, Effect of using gradient metal foam inserts on heat transfer and pressure drop during R134a flow boiling: An empirical investigation, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 2024, 109, 109500.
- [10] R.K. Shah and W.W. Focke, Plate heat exchangers and their design theory, in: R.K. Shah et al. (Eds.), *Heat Transfer Equipment Design*, Hemisphere, Washington, DC, 1988.
- [11] J.G. Collier and J.R. Thome, *Convective Boiling and Condensation*, 3rd ed., Clarendon Press, 1994.