



รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ การศึกษาเชิงทดลองของประสิทธิภาพการระบาย
ความร้อนของครีระบายความร้อนร่วมกับโฟมโลหะ

โดย ผศ.ดร.กิตติ นิลผึ้ง

เมษายน 2561

สัญญาเลขที่ MRG 5980030

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ การศึกษาเชิงทดลองของประสิทธิภาพการระบาย
ความร้อนของครีบบระบายความร้อนร่วมกับโฟมโลหะ

ผู้วิจัย ผศ.ดร.กิตติ นิลผึ้ง
สังกัด มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

สนับสนุนโดยสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย
สกว.ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

Abstract

Project Code: MRG 5980030

Project Title: Experimental investigation on thermal performance of heat sinks combined with metal foam

Investigator: Asst.Prof.Dr. Kitti Nilpueng King Mongkut's University of Technology North Bangkok

E-mail Address: nilpueng@yahoo.com

Project Period: 2 years

Thermal resistance and pressure drop of air flowing through plate fin heat sink combined with copper foam are experimentally investigated and compared with that obtained from conventional plate fin heat sink and flat plate heat sink combined with copper foam. Copper foams with pore density of 30PPI, 40PPI, and 50PPI are used. The experiments are done at air velocity ranging between 1 m/s and 5 m/s and heat flux ranging between 9.48 kW/m^2 and 12.59 kW/m^2 . The experimental results showed that the increase of air mass flux and pore density of copper foam lead to the decrease of thermal resistance and increase of pressure drop of heat sinks. The average thermal resistance of FPHSfoam and PFHSfoam decreased 59.3% and 72.2% whereas the average total pressure drop of PFHSfoam and FPHSfoam is increased 9.10 times and 6.75 times when compared with PFHS. Under the similar pumping power, PFHSfoam give the lowest thermal resistance and thermal resistance of PFHSfoam and FPHSfoam lower than that from PFHS about 40.74% and 25.18%.

Keywords: Thermal resistance, Pressure drop, Heat transfer enhancement, Porosity, Pore density

บทคัดย่อ

รหัสโครงการ: **MRG 5980030**

ชื่อโครงการ: การศึกษาเชิงทดลองของประสิทธิภาพการระบายความร้อนของครีบริบายความร้อนร่วมกับโฟมโลหะ

ชื่อนักวิจัย: ผศ.ดร.กิตติ นิลผึ่ง มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ

E-mail Address: nilpueng@yahoo.com

ระยะเวลาโครงการ: 2 ปี

ความต้านทานเชิงความร้อนและความดันสูญเสียของอากาศที่ไหลผ่านชุดระบายความร้อนแบบครีบริบายร่วมกับโฟมทองแดงได้ถูกศึกษาเชิงทดลองและ เปรียบเทียบผลการทดลองกับชุดระบายความร้อนแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อนแบบครีบริบายร่วมกับโฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุนเท่ากับ 30 PPI 40 PPI และ 50 PPI ในการทดลองดำเนินการที่สภาวะความเร็วระหว่าง 1 – 5 m/s และฟลักซ์ความร้อนระหว่าง 9.48 – 12.59 W/m² ผลการทดลองพบว่า การเพิ่มความเร็วของอากาศและจำนวนรูพรุนของโฟมทองแดงทำให้ความต้านทานความร้อนลดลงและความดันสูญเสียในการไหลสูงขึ้น ความต้านทานความร้อนเฉลี่ยมีค่าลดลง 59.3% และ 72.2% เปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบครีบริบาย (ที่มีการใช้งานโดยทั่วไป) ความดันสูญเสียรวมของอากาศภายในชุดระบายความร้อนแบบครีบริบายร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงเพิ่มขึ้น 9.10 เท่า และ 6.75 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบครีบริบาย เมื่อพิจารณาผลการทดลองภายใต้กำลังงานขับเคลื่อนของไหลเท่ากันพบว่าความต้านทานความร้อนเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนแบบครีบริบายร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อนแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าลดลง 40.74% และ 25.18% เปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบครีบริบาย

คำหลัก: ความต้านทานความร้อน, ความดันสูญเสีย, การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อน, ความพรุน, จำนวนรูพรุน

Output จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกว.

1. ผลงานตามที่คาดว่าจะได้ในสัญญาโครงการ
 - An experimental investigation of thermal performance of air flowing through plate fin heat sink with metal foam
2. การนำผลงานวิจัยไปใช้ประโยชน์
 - นำองค์ความรู้และผลการทดลองที่ได้นำมาใช้เป็นสื่อการเรียนการสอนในรายวิชาเทอร์โมไดนามิกส์และเทอร์โมฟลูอิดส์ ในภาควิชาวิศวกรรมเครื่องต้นกำลัง
 - ได้สร้างกลุ่มนักวิจัยใหม่ โดยให้นักศึกษาได้มีส่วนร่วมในงานวิจัยนี้ด้วยการนำงานส่วนหนึ่งจัดทำเป็นโครงงานวิศวกรรมเพื่อฝึกสอนให้นักศึกษามีพื้นฐานแนวคิดในการทำงานวิจัย
3. การเสนอผลงานในที่ประชุมวิชาการ
 - Nilpueng, K. and Wongwises, S., Experimental investigation on thermal performance of plate fin heat sinks combined with metal foam, TRF-OHEC Annual Congress 2018, The regent cha- am beach resort 10-12 January 2018, (Poster presentation)

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณ ศ.ดร.สมชาย วงศ์วิเศษ ที่ได้ให้คำปรึกษาและแนะนำความรู้ทางด้านวิชาการและปฏิบัติ และแนวทางในการดำเนินงานวิจัยอันเป็นประโยชน์อย่างยิ่ง ทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี ขอขอบคุณคณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องต้นกำลังมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ที่ได้ให้คำแนะนำในการสร้างชุดอุปกรณ์ทดลอง และให้ความช่วยเหลือในการตรวจสอบแก้ไขข้อบกพร่องต่าง ๆ พร้อมทั้งสนับสนุนเครื่องมือและอุปกรณ์ในการดำเนินงาน การดำเนินงานวิจัยนี้ได้รับทุนอุดหนุนจากสำนักงานคณะกรรมการอุดมศึกษา สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยและ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ ซึ่งถือเป็นส่วนสำคัญอย่างยิ่งต่อการส่งเสริมและพัฒนาทักษะ ความรู้ความสามารถในการทำงานวิจัยของผู้วิจัย ตลอดจนได้ผลงานวิจัยที่เป็นประโยชน์ต่อการพัฒนาองค์ความรู้ทางด้านวิชาการ การประยุกต์ใช้งานในทางปฏิบัติและการพัฒนาของประเทศ ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งและขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ผู้ดำเนินการวิจัย

ผศ.ดร.กิตติ นิลผึ่ง

สารบัญ

หน้า

บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ข
Executive summary	ค
ผลที่ได้จากโครงการวิจัยที่ได้รับทุนจาก สกว.	ช
กิตติกรรมประกาศ	ฅ
สารบัญ	ญ
สารบัญรูป	ฎ
สารบัญตาราง	ณ
1. บทนำ	
1.1 ความเป็นมา และความสำคัญ	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.5 ทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	2
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 ครีบระบายความร้อน	8
2.2 โฟมโลหะ	10
2.3 การถ่ายเทความร้อน	13
2.4 การถ่ายเทความร้อนจากครีบระบายความร้อน	20
2.5 ประสิทธิภาพของครีบระบายความร้อน	25
2.6 การไหลภายในท่อ	30
2.7 มาโนมิเตอร์	38
2.8 แอนิโมมิเตอร์	38
2.9 ฮีตเตอร์	39
2.10 เทอร์โมคัปเปิล	41
3. ระเบียบวิธีวิจัย	
3.1 อุปกรณ์การทดลอง	43
3.2 ชุดการทดสอบ	48
3.3 ขั้นตอนดำเนินการทดลอง	50

3.4 การคำนวณวิเคราะห์ผลการทดลอง	55
4. ผลการทดลองและการวิจารณ์	
4.1 การตรวจสอบผลการทดลอง	57
4.2 ความต้านทานความร้อน.....	58
4.3 ความดันสูญเสีย	62
4.4 สมรรถนะเชิงความร้อน.....	66
5. สรุปผลการทดสอบ	
5.1 สรุปผลการทดสอบ	68
บรรณานุกรม	69
ภาคผนวก ก ตารางผลการทดสอบ	70
ภาคผนวก ข การนำเสนอผลงานในที่ประชุมวิชาการ.....	75
ภาคผนวก ค บทความบทความสำหรับการเผยแพร่	82

สารบัญรูป

รูปที่ หน้า

รูปที่ 2.1	ครีบบระบายความร้อนแบบแผ่น.....	9
รูปที่ 2.2	ครีบบระบายความร้อนแบบแท่ง.....	9
รูปที่ 2.3	โฟมโลหะ	10
รูปที่ 2.4	การผลิตโฟมโลหะโดยวิธีการเผาผลาญ	11
รูปที่ 2.5	การผลิตโฟมโลหะโดยวิธีการขึ้นรูป.....	12
รูปที่ 2.6	การผลิตโฟมโลหะโดยกระบวนการหลอมเหลว.....	12
รูปที่ 2.7	โฟมทองแดง	13
รูปที่ 2.8	ทิศทางการไหลของความร้อน	15
รูปที่ 2.9	การนำความร้อนผ่านผนังราบที่มีค่าการนำความร้อน k คงที่.....	16
รูปที่ 2.10	ครีบบระบายความร้อนที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่.....	20
รูปที่ 2.11	แผนภูมิแสดงประสิทธิภาพของครีบบที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่และมีฉนวนหุ้มที่ ปลายครีบบ	28
รูปที่ 2.12	แผนภูมิแสดงประสิทธิภาพของครีบบที่มีโปรไฟล์เป็นรูปสามเหลี่ยม	29
รูปที่ 2.13	แผนภูมิแสดงประสิทธิภาพของครีบบรูปวงแหวนที่มีโปรไฟล์เป็นรูป สี่เหลี่ยมผืนผ้าและมีฉนวนหุ้มที่ปลายครีบบ.....	29
รูปที่ 2.14	แผนภูมิแสดง Moody Diagram.....	32
รูปที่ 2.15	ท่อขยายทันทีทันใด	33
รูปที่ 2.16	การสูญเสียเนื่องจากการเพิ่มขนาดพื้นที่การไหล	35
รูปที่ 2.17	การสูญเสียเนื่องจากการลดขนาดพื้นที่การไหล	36
รูปที่ 2.18	แผนภูมิแสดงสัมประสิทธิ์การสูญเสีย.....	36
รูปที่ 2.19	ค่า K ของท่อขยายขนาดที่ละน้อย.....	36
รูปที่ 2.20	Manometer Digital	36
รูปที่ 2.21	Hot Wire Anemometer	39
รูปที่ 2.22	ฮีตเตอร์แท่ง	40
รูปที่ 2.23	วงจรของเทอร์โมคัปเปิล	41

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่

หน้า

รูปที่ 2.24 เทอร์โมคัปเปิลแบบ K.....	41
รูปที่ 2.25 กราฟระหว่างแรงดันและอุณหภูมิของเทอร์โมคัปเปิลชนิดต่างๆ	42
รูปที่ 3.1 ชุดอุปกรณ์ทดลอง	44
รูปที่ 3.2 อุปกรณ์ปรับแรงดันไฟฟ้า	45
รูปที่ 3.3 ตัวทำความร้อนแบบแท่ง	45
รูปที่ 3.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิแบบเทอร์โมคัปเปิล K Type	46
รูปที่ 3.5 เครื่องมือวัดความเร็วลม	46
รูปที่ 3.6 เครื่องมือวัดความดันแตกต่าง	46
รูปที่ 3.7 เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า.....	47
รูปที่ 3.8 ชุดเก็บบันทึกผลการทดลอง.....	47
รูปที่ 3.9 คอมพิวเตอร์.....	47
รูปที่ 3.10 ชุดอุปกรณ์ยึดครีบบระบายความร้อน	48
รูปที่ 3.11 ชุดระบายความร้อน	48
รูปที่ 3.12 โฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุนต่างกัน	49
รูปที่ 3.13 ติดตั้งแอนิเมเตอร์เข้ากับชุดทดลอง	50
รูปที่ 3.14 ติดตั้งครีบบระบายความร้อนเข้ากับชุดทดลอง	51
รูปที่ 3.15 ติดตั้งฮีตเตอร์แท่งเข้ากับฐานครีบบระบายความร้อน.....	51
รูปที่ 3.16 ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับฐานครีบบระบายความร้อน.....	51
รูปที่ 3.17 ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลทั้ง 7 ตัวเข้ากับ Data Logger.....	52
รูปที่ 3.18 ติดตั้งมาโนมิเตอร์เข้ากับสายวัดผลต่างความดัน.....	52
รูปที่ 3.19 ติดตั้งมาโนมิเตอร์เข้ากับสายวัดผลต่างความดัน.....	53
รูปที่ 3.20 ปรับแรงดันไฟฟ้าเพื่อควบคุมอุณหภูมิของฐานครีบบระบายความร้อน	53
รูปที่ 3.21 ปรับความเร็วพัดลมตามที่กำหนด.....	54
รูปที่ 3.22 หน้าจอแสดงผลอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ.....	55
รูปที่ 4.1 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและสหสัมพันธ์	58
รูปที่ 4.2 ผลกระทบของฟลักซ์มวลที่มีต่อความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อน	59

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่ หน้า

รูปที่ 4.3	ผลกระทบของจำนวนรูพรุนที่มีต่อความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อน	60
รูปที่ 4.4	ผลกระทบของอัตราการไหลอากาศที่มีต่ออัตราส่วนความต้านทานความร้อน...	61
รูปที่ 4.5	ความสัมพันธ์ระหว่าง $\Delta P/LV$ และความเร็วของอากาศภายในโฟมทองแดง	62
รูปที่ 4.6	ผลกระทบของความเร็วอากาศที่มีต่อความดันสูญเสีย	64
รูปที่ 4.7	ผลกระทบของฟลักซ์มวลที่มีต่อความดันสูญเสียรวม	65
รูปที่ 4.8	ความสัมพันธ์ระหว่างความต้านทานความร้อนและกำลังงานในการขับเคลื่อนของของไหล	67

สารบัญตาราง

ตารางที่

หน้า

ตารางที่ 2.1 คุณสมบัติโฟมทองแดง.....	13
ตารางที่ 2.2 ค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยเฉลี่ย	17
ตารางที่ 2.3 ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียเนื่องจากการลดพื้นที่หน้าตัด.....	36
ตารางที่ 4.1 สมบัติของชุดทดสอบ.....	63
ตารางที่ 4.2 ค่าคงที่ a และ b ของชุดทดสอบ	63

Executive Summary

1. ความสำคัญและที่มาของปัญหา

Due to the limit of space inside the computer and high heat generation from the central processing unit (CPU), the metal foam is developed and applied for removing heat from electronic device. The metal foam is one type of porous media that used in heat sink applications. The main benefit of metal foam heat sink are high surface area to volume ratio ($1000\text{-}3000\text{ m}^2/\text{m}^3$), high heat transfer rate, lightweight, and lower cost. In the past, studies associated with heat transfer and flow characteristics of metal foam replaced heat sink have been conducted by a number of researchers. The effect of relevant parameters on thermal performance was investigated in both experimentally and numerically. For experimental approach, the heat transfer coefficient and pressure drop increased with increasing the air mass velocity, thickness of the porous layer and pore density. It was also found that the heat transfer performance of copper foam was higher than aluminum foam. For numerical approach, the mathematical model were studied and developed for predicting the flow and heat transfer behavior inside the metal foam. It consisted of Darcy–Forchheimer–Brinkman flow model, the thermal equilibrium model and the thermal non-equilibrium model. However, to obtain the proper model, the clear understanding on flow and heat transfer phenomena inside the metal foam from experiment were need. Although, the metal foam has excellent flow-disturbing capacity and large heat-transfer area in a compact volume, the bottom heat may be unlikely to be transferred to the top of porous medium structure due to worse effective thermal conductivity. Recently, to improve the thermal performance of metal foam heat sink, the combination of the metal foam into the normal heat sink and the effect of relevant parameters on thermal performance was investigated but these knowledge were still limited. In this study, the main concern is to investigate the relationships between flow and heat transfer behavior of air inside the plate fin heat sink inserted with metal foam and plate-pin fin heat sink inserted with metal foam. The effects of air flow direction arrangement, porosity of metal foams, heat flux, and air velocity on the heat transfer coefficient and pressure drop are also investigated in this research work. The results obtained from this study are expected to be a guideline for designing the proper thermal performance heat sink and developing mathematical model in the future.

2. วัตถุประสงค์

1. To study the effects of air velocity, heat flux, flow arrangement, porosity of metal foam on flow pattern, heat transfer coefficient and pressure drop through plate fin heat sink with metal foam, plate pin fin heat sink with metal foam, and metal foam heat sink
2. To compare the heat transfer coefficient and pressure drop between plate fin heat sink with metal foam, plate pin fin heat sink with metal foam, and metal foam heat sink.

3. ระเบียบวิธีวิจัย

In order to examine the heat transfer coefficient and pressure drop of air flowing through heat sink combined with metal foam, the experimental apparatus is setup. To adjust the air flow arrangement through heat sink, the experimental apparatus is divided into 2 set for parallel flow and impingement flow as shown in Fig. 1 and 2, respectively. The main apparatus consist of wind tunnel, fan with inverter, straightener, and test section. Air is circulated inside the wind tunnel by using variable-speed fan with inverter. Air velocity ranging between 1 - 4 m/s is used in the experiment. To obtain the fully developed flow before pass test section, the air flow is arranged by straightener. The plate heater is installed at the bottom of test section base to supply heat. The test section base and plate heater is covered with insulation. The detail of supply heat unit and test section is schematically shown in Fig. 3. The heat flux from heater supplied to the test section base is controlled by variac. Heat flux is regulated between $10 - 30 \text{ W/m}^2$. The test section base temperature is adjusted between $70-90^\circ\text{C}$. The electric voltage and current is read by digital multimeter. The average air temperature at inlet and outlet and heat sink base temperature is measured by T-type sheath thermocouples. The hot wire anemometer is used to measure the air velocity inside the wind tunnel. Pressure drop of air across the test section is read by digital manometer. The experimental conditions tested in this study is listed in Table. 1. These conditions is selected based on real working conditions for central processing unit (CPU) in computer. Under the steady conditions, the air velocity, base temperature, inlet and outlet air temperature, pressure drop, supplied voltage and current are recorded. The data acquisition system are used to record the experimental data.

In this study, there are nine test sections are used. It consist of (1) plate fin heat sink with metal foam, (2) plate pin fin heat sink with metal foam and (3) metal foam heat sink. The schematic diagram of test sections are presented in figures. The main dimensions of heat sink are 25 mm x 75 mm x 25 mm (width x length x thickness). Based on the metal properties from manufactory and data obtained from literature, heat transfer performance of copper foam was higher than aluminum foam and it was increased with increasing the pore density. In this study, the copper (Cu) foam heat sink with porosity of 30 PPI, 40 PPI, and 50 PPI (pore per inch) which is produced by manufactory is used in the experiment as shown in Fig.4. The Geometrical characteristics of metal foam are presented in Table.2.

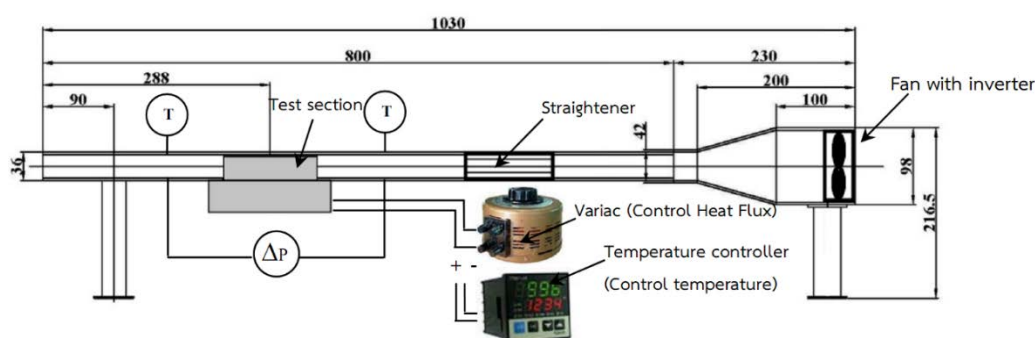


Fig. 1. Schematic diagram of the experimental apparatus for parallel flow.

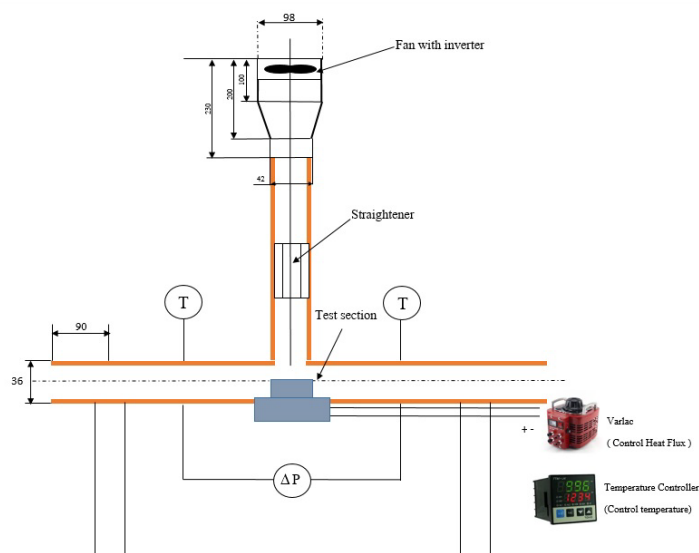


Fig. 2. Schematic diagram of the experimental apparatus for impingement flow.

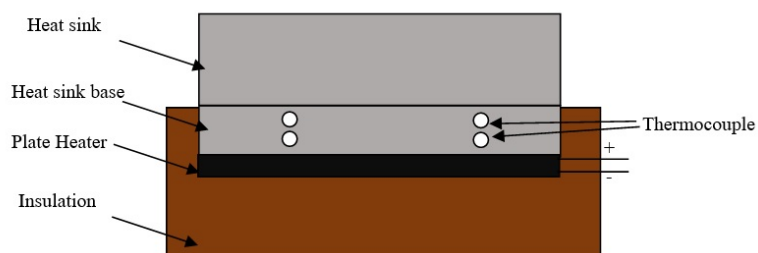


Fig. 3. Detail of the supply heat unit and test section.

Table. 1. Experimental conditions

Controlled variable	Range
Air velocity (m/s)	1, 2, 3, 4
Heat flux (kW/m ²)	20, 25, 30
Test section base temperature (°C)	70, 80, 90

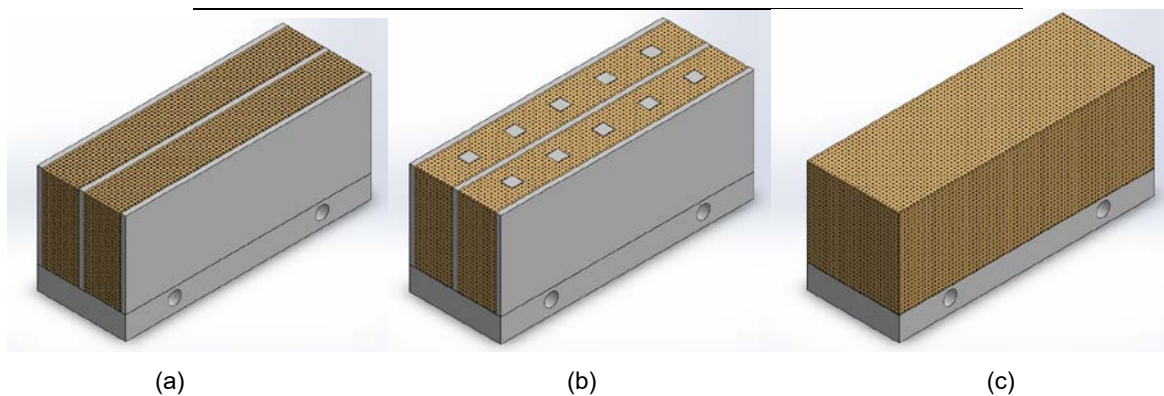


Fig. 4. Detail of test sections with metal foam

(a) Plate fin heat sink with metal foam (b) Plate-pin fin heat sink with metal foam (c) metal foam heat sink

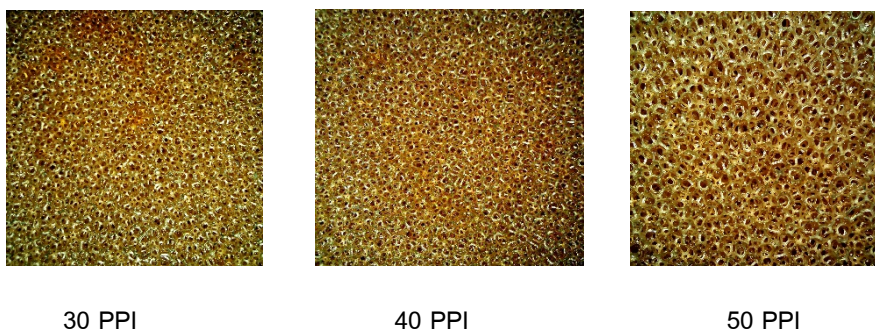


Fig. 5. Photograph of copper metal foam at different porosity.

Table. 2. Geometrical characteristics of metal foam

Parameters	Copper metal foam
Number of pores per inch	20 – 40
Density	0.85 g/cm ³
Porosity	90%—95%
Purity	99.0%
Specific heat	385 J/ K kg
Thermal conductivity	401 W/m K

4. แผนการดำเนินงานวิจัยตลอดโครงการในแต่ละช่วง 6 เดือน

Periods (Month)	Activity	expected outputs
0 - 6	1. To read and summarize the research and theory about the metal foam heat sink	- Experimental apparatus (70%)
7 - 12	2. To set up the experimental apparatus	- Experimental apparatus (100%)
	1. To set up the experimental apparatus	- Experimental data (50%)
	2. To calibrate the equipment	- Experimental data (100%)
13 -18	3. To collect the experimental data	- Data discussion (50 %)
	1. To collect the experimental data	
	2. To analyze and conclude the experimental data	
19 – 24	1. To complete the final report	- Data discussion and conclusion (100 %)
	2. To prepare the publication	- Publication in international journal

5. ผลงาน/ หัวข้อเรื่องที่คาดว่าจะตีพิมพ์ในวารสารวิชาการระดับนานาชาติ

5.1 ชื่อเรื่องที่คาดว่าจะตีพิมพ์: An experimental investigation of thermal performance of air flowing through plate fin heat sink with metal foam

ชื่อวารสารที่คาดว่าจะตีพิมพ์: Experimental Thermal and Fluid Science

ค่า Impact factor: 1.99

5.2 ชื่อเรื่องที่คาดว่าจะตีพิมพ์: Heat transfer and friction characteristics of air flowing through plate pin fin heat sink with metal foam

ชื่อวารสารที่คาดว่าจะตีพิมพ์: Experimental Thermal and Fluid Science

ค่า Impact factor: 1.99

5.3 ชื่อเรื่องที่คาดว่าจะตีพิมพ์: Comparison the thermal performance of air flowing through plate fin heat sink with metal foam, plate pin fin heat sink with metal foam and metal foam heat sink

ชื่อวารสารที่คาดว่าจะตีพิมพ์: International Journal of Heat and Mass Transfer

ค่า Impact factor: 2.383

6. งบประมาณโครงการ

งบประมาณ	ปีที่ 1	ปีที่ 2	รวม
1.หมวดค่าตอบแทน - ค่าตอบแทนหัวหน้าโครงการ	156,000	156,000	312,000
2. หมวดค่าวัสดุ - โลหะทองแดงพูน (Copper foam) - เทอร์โมคัปเปิล (T-type thermocouple) - โครงสร้างชุดทดสอบ (Metal sheet, acrylic sheet and Straightener) - วัสดุสำนักงาน	40,000 5,000 10,000 5,000	- 5,000 - 5,000	40,000 10,000 10,000 10,000
3. หมวดค่าใช้สอย - ค่าสำเนาเอกสารและจัดทำรูปเล่ม - ค่าเดินทางเข้าร่วมกิจกรรมของ สกว	5,000 5,000	5,000 5,000	10,000 10,000
4. หมวดค่าครุภัณฑ์ - เครื่องวัดความดัน (Digital differential pressure manometer) - วัดวัตต์มิเตอร์ (Digital watt meter) - ชุดเก็บบันทึกข้อมูลและชุดเชื่อมต่อ (Data acquisition and connecting unit) - ตัวทำความร้อนแบบแผ่น (Plate heater)	- 20,000 20,000 5,000	25,000 - 20,000 -	25,000 20,000 40,000 5,000
4. หมวดค่าจ้าง	-	-	-
รวมงบประมาณโครงการ	271,000	221,000	492,000

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญ

ชุดระบายความร้อนแบบครีป (Plate fin heat sink) เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบพาสซีฟ (Passive heat exchanger) ที่นิยมใช้ในการถ่ายเทความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์หรือเครื่องจักรกลต่างๆ เช่นหน่วยประมวลผลกลาง (CPU) หน่วยประมวลผลกราฟิก และอุปกรณ์เซมิคอนดักเตอร์กำลังสูง (high-power semiconductor), ทรานซิสเตอร์, เลเซอร์และไดโอดเปล่งแสง (LEDs) ในทศวรรษที่ผ่านมาได้มีการพัฒนาเทคโนโลยีเซมิคอนดักเตอร์และอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้น ในขณะที่เดียวกันที่ต้องการออกแบบอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ให้มีขนาดเล็กลงจึงส่งผลให้การระบายความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของอุปกรณ์มีปริมาณเพิ่มสูงขึ้นอย่างต่อเนื่อง ดังนั้นการพัฒนาชุดระบายความร้อนที่มีความสามารถในการระบายความร้อนได้สูงจึงเป็นเรื่องที่จำเป็นต่อสมรรถนะการทำงานของอุปกรณ์ เทคโนโลยีวัสดุพูนได้รับการออกแบบและพัฒนาเพื่อนำไปใช้ในการระบายความร้อน โดยโฟมโลหะเป็นวัสดุพูนชนิดหนึ่ง ที่นิยมใช้ในการระบายความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ เนื่องจากมีข้อดีคืออัตราการถ่ายเทความร้อนสูง พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรสูง ($1000-3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$) น้ำหนักเบา และต้นทุนต่ำ อย่างไรก็ตามพบว่ายังมีปัจจัยต่างๆที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนเช่น ความเร็ว ฟลักซ์ความร้อน ความพูน พฤติกรรมการไหลของของไหล อีกทั้งยังพบว่าการถ่ายเทความร้อนจากบริเวณด้านล่างไปยังด้านบนของโครงสร้างวัสดุพูนได้ไม่ดีนัก งานวิจัยนี้จึงได้ทำการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ กล่าวคือ ความเร็ว ฟลักซ์ความร้อน ความพูน พฤติกรรมการไหลของของไหล และลักษณะการแทรกโฟมทองแดงกับชุดระบายความร้อนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสีย เพื่อนำข้อมูลที่ได้นำไปใช้สำหรับการออกแบบชุดระบายความร้อนแบบแผ่นร่วมกับโฟมทองแดงให้มีสมรรถนะการทำงานที่เหมาะสมกล่าวคือมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสูงในขณะที่เกิดความดันสูญเสียต่ำ

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 ศึกษาผลกระทบความเร็วอากาศ ฟลักซ์ความร้อน ความพูนของโฟมทองแดงที่มีต่อความต้านทานความร้อนและความดันสูญเสียภายในชุดระบายความร้อน

1.2.2 เปรียบเทียบสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบครีปแผ่น ชุดระบายความร้อนแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดง และชุดระบายความร้อนแบบครีปแผ่นร่วมกับโฟมทองแดง

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 วัสดุพูนที่ใช้คือโฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพูน 30 PPI, 40 PPI, 50 PPI

1.3.2 สารทำงานที่ใช้ในการทดสอบอากาศซึ่งมีความเร็วระหว่าง 1 – 4 m/s

1.3.3 ฟลักซ์ความร้อนที่จ่ายให้กับครีบบอยู่ระหว่าง 9.48 – 12.59 W/m²

1.3.5 ชุดระบายความร้อนที่ทดสอบมี 3 กลุ่มคือชุดระบายความร้อนแบบครีบบแผ่น ชุดระบายความร้อนแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดง และชุดระบายความร้อนแบบครีบบแผ่นร่วมกับโฟมทองแดง

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 มีความรู้ความเข้าใจถึงผลกระทบของความเร็วอากาศ ฟลักซ์ความร้อน ความพูนของโฟมทองแดงที่มีต่อความต้านทานความร้อนและความดันสูญเสียภายในชุดระบายความร้อน

1.4.2 นำข้อมูลที่ได้เป็นแนวทางในการออกแบบและประยุกต์ใช้ชุดระบายความร้อนแบบครีบบแผ่นร่วมกับโฟมทองแดงได้อย่างเหมาะสม

1.4.3 เผยแพร่ข้อมูลและองค์ความรู้ที่ได้จากการศึกษาให้แก่สาธารณะได้นำไปใช้ประโยชน์เช่น ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลเปลี่ยนความร้อน นักวิจัย และผู้ที่สนใจ

1.5 ทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในอดีตที่ผ่านมาการศึกษาเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนและพฤติกรรมการไหลของของไหลผ่านวัสดุพูนได้มีการศึกษาโดยกลุ่มของนักวิจัยดังนี้

Mancin et al. (2010) ศึกษาการถ่ายเทความร้อนของอากาศภายในโฟมอลูมิเนียม โฟมอลูมิเนียมมีจำนวนรูพูน ความพูนและความสูงที่ต่างกัน 7 แบบได้ถูกต้องสอบ การทดสอบถูกดำเนินการที่ฟลักซ์ความร้อนระหว่าง 25 ถึง 40 kW/m² เขารายงานว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อ อัตราการไหลเพิ่มขึ้นและความพูนลดลง อย่างไรก็ตามพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนไม่มีผลกระทบจากฟลักซ์ความร้อน และแบบจำลองการถ่ายเทความร้อนได้ถูกพัฒนาและนำเสนอบนพื้นฐานของการทดลอง

Mancin et al. (2012) นำเสนอการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของอากาศขณะไหลผ่านโฟมทองแดง โฟมทองแดงที่ทดสอบมีจำนวนรูพูน 5, 10, 20 และ 40 PPI และความพูนระหว่าง 0.905 ถึง 0.934 การทดสอบ ดำเนินการที่ช่วงอัตราการไหลระหว่าง 0.006 ถึง 0.012 kg/s สัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสียเพิ่มขึ้นตาม ความเร็วของอากาศ พวกเขาถือว่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนของCu-5-6.7 ให้ผลที่ดีที่สุด และสรุปว่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของโฟมทองแดงขึ้นอยู่กับพื้นผิวการถ่ายเทความร้อนและประสิทธิภาพของครีบบ

Ribeiro et al. (2012) ศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนของอากาศที่ไหลภายในเครื่องควบแน่นขนาดเล็กที่แทรกด้วยโฟมโลหะ โฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุนระหว่าง 10 PPI ถึง 20 PPI และความพรุนระหว่าง 0.893 - 0.947 ได้ถูกทดสอบและเปรียบเทียบกับเครื่องควบแน่นปกติ ผลการทดลองพบว่าความดันสูญเสียเปลี่ยนแปลงเป็นสัดส่วนโดยตรงกับจำนวนรูพรุนและเป็นส่วนกลับกับความพรุนของวัสดุพรุน J- factor มีค่าลดลงเมื่อเพิ่มค่าของตัวเลขเรย์โนลด์ส แต่จะเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวนรูพรุน เพิ่มขึ้น

Wan et al. (2012) ศึกษาพฤติกรรมการไหลและการถ่ายเทความร้อนของน้ำที่ไหลอยู่ในชุดระบายความร้อนขนาดเล็กแทรกด้วยรูพรุนสำหรับฟลักซ์ความร้อนสูง การทดสอบดำเนินการที่ฟลักซ์ความร้อนระหว่าง 0 ถึง 140 W/cm² อัตราการไหลเชิงปริมาตรระหว่าง 5 ถึง 50 L/h วัสดุพรุนคือตาข่ายลวดสแตนเลสที่มีขนาดความยาว ความกว้างและความหนาเท่ากับ 20, 10 และ 3 mm โดยมีรัศมีของรูพรุนประมาณ 0.055 mm และความพรุนเท่ากับ 0.61 ผลการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของชุดระบายความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลและภาระความร้อนเพิ่มขึ้น เขาได้สรุปว่าชุดระบายความร้อนขนาดเล็กจะมีสมรรถนะในการระบายความร้อนที่ฟลักซ์ความร้อนสูง

Mancin et al. (2013) ศึกษาการพาความร้อนของอากาศผ่านโฟมโลหะ โฟมโลหะที่ใช้มีจำนวน 21 ชั้น โดยประกอบด้วยโฟมอลูมิเนียมและโฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุนระหว่าง 5 ถึง 40 PPI และความพรุนระหว่าง 0.896 ถึง 0.956 ผลกระทบของความพรุน จำนวนรูพรุน ความสูงของโฟม อัตราการไหลและฟลักซ์ความร้อนได้ถูกศึกษา เขารายงานว่าการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นเมื่อความพรุนลดลงในโฟมทองแดงและโฟมอลูมิเนียม และสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของโฟมทองแดงสูงกว่าโฟมอลูมิเนียม ความดันสูญเสียของโฟมทองแดงและอลูมิเนียมมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวนรูพรุนเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังพบว่าสหสัมพันธ์ของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและความดันสูญเสียได้ถูกนำเสนอบนพื้นฐานจากข้อมูลการทดลอง

Kamath et al. (2013) ศึกษาผลกระทบของความหนาและค่าการนำความร้อนของวัสดุพรุนที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียภายในช่องทางในแนวดิ่ง วัสดุพรุนที่ใช้ในการทดสอบคืออลูมิเนียมและทองแดงที่มีความหนา 10 mm 20 mm และ 30 mm และมีความพรุน 0.95 และ 0.87 ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าความดันสูญเสียมีผลกระทบไม่มากนักจากการเพิ่มขึ้นของความหนา การถ่ายเทความร้อนในช่องทางแทรกด้วยรูพรุนเพิ่มขึ้น 2.6 ถึง 3.8 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับช่องทางว่างเปล่า สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของโฟมทองแดงสูงกว่า โฟมอลูมิเนียมประมาณ 4 เปอร์เซ็นต์

Chen et al. (2013) ศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของของไหลผ่านโฟมโลหะที่ถูกให้ความร้อนในท่อแนวนอน พฤติกรรมการไหลถูกจำลองบนพื้นฐานของ Darcy–Brinkman–Forchheimer flow model และสมการพลังงานภายใต้สภาวะไม่สมดุลทางความร้อน เขากล่าวว่าภายใต้ตัวเลข เรย์โนลด์ต่ำเกินไป การเพิ่มขึ้นของพื้นที่ผิวแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของแข็ง-ของไหลมีผลให้อุณหภูมิแตกต่างกันลดลง ความดันสูญเสียมีค่าสูงขึ้นเมื่อจำนวนรูพรุนมากขึ้นและความพรุนน้อยลง

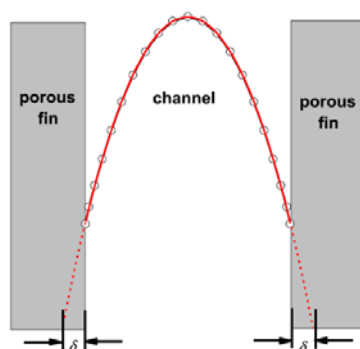
Kamath et al. (2014) นำเสนอการศึกษาเชิงทดลองของการพาความร้อนในช่องทางแนวดิ่งที่แทรกด้วยวัสดุพรุน วัสดุพรุนที่มีจำนวนรูพรุน ความแตกต่างกันขนาดความกว้าง 250 mm ความยาว 150 mm และความหนา 20 mm ถูกใช้ในการทดสอบ ผลกระทบของความเร็วที่ทางเข้าและความร้อนที่จ่ายที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนได้ถูกทำการศึกษา ผลการทดลองพบว่าอุณหภูมิลดลงอย่างมากที่ความเร็วทางเข้า 0.5 m/s เขากล่าวว่าการถ่ายเทความร้อนมีค่าสูงที่ความเร็วด้านทางเข้าต่ำ

Chumpia and Hooman (2014) ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงของอากาศผ่านโฟม อลูมิเนียมหุ้มท่อแลกเปลี่ยนความร้อน โฟมอลูมิเนียมที่ใช้ทดสอบมีความหนาแน่นระหว่าง 5 mm ถึง 20 mm การทดสอบดำเนินการในช่วงความเร็ว 0.5 ถึง 5 m/s ผลการทดลองของอุณหภูมิแตกต่างกันระหว่าง โฟมและอากาศภายนอก ความต้านทานความร้อนและความดันสูญเสียได้ถูกเปรียบเทียบกับท่อที่มีครีป เขากล่าวว่าประสิทธิภาพเชิงความร้อนและความต้านทานความร้อนลดลงเมื่อความหนาของโฟมอลูมิเนียมลดลง นอกจากนั้นเขายังได้เสนอสหสัมพันธ์ในรูปตัวแปรไร้มิติของความดันสูญเสียและความต้านทานความร้อน

Chen and Wang (2015) ศึกษาผลกระทบของการจัดเรียงโฟมโลหะภายในชุดระบายความร้อนด้วยของเหลว การจัดเรียงทั้งหมด 7 รูปแบบ ซึ่งมีจำนวนรูพรุนของโฟมโลหะที่มี 10 20 และ 30 PPI ถูกใช้ในการทดสอบ ความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนร่วมกับโฟมโลหะมีค่าลดลงมากกว่า 62 เปอร์เซ็นต์เมื่อเปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบ เขากล่าวว่าเพื่อให้ได้สมรรถนะที่ดีที่สุดจะต้องจัดเรียงโฟมโลหะที่มีจำนวนรูพรุนมากที่สุดที่ทางเข้าและตามด้วย โฟมโลหะที่มีจำนวนรูพรุนน้อยลง และที่ทางออกใช้โฟมโลหะที่มีจำนวนรูพรุนน้อยที่สุด

Chuan et al. (2015) ศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับการไหลและการถ่ายเทความร้อนของครีปวัสดุพรุนในชุดระบายความร้อนขนาดเล็ก การศึกษานี้ครีปโลหะถูกแทนที่ด้วยครีปวัสดุพรุนเพื่อการลดความดันสูญเสียในการไหลผ่านชุดระบายความร้อน ผลการทดลองพบว่าความดันสูญเสียของครีปวัสดุพรุนมีค่าลดลงระหว่าง 43 % ถึง 47.9 % เมื่อเปรียบเทียบกับครีประบายความร้อน

ทั่วไป การจำลองพฤติกรรมไหลพบว่าครีbstวสุพุนทำให้ความเร็วของไหลไม่เป็นศูนย์ที่บริเวณจุดสัมผัสระหว่างช่องทางและ ครีbstวสุพุนซึ่งมันเป็นเหตุผลหลักทำให้ความดันสูญเสียลดลง

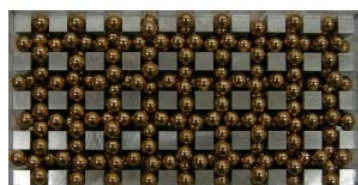


Schematic of determination of the “slip” length in the porous fin heat sink

สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบแท่งแทรกด้วยทรงกลมทองเหลืองภายใต้การไหลในแนวดิ่งได้ถูกศึกษาเชิงทดลองโดย Jeng et al. (2015) เขากล่าวว่าสมบัติของความพรุนและพฤติกรรมของการไหลและการถ่ายเทความร้อนจะถูกเปลี่ยนแปลงไปเมื่อเปลี่ยนขนาดของเส้นผ่าศูนย์กลางของทองเหลือง ผลการทดลองพบว่าตัวเลขนัสเซิลของครีbstวระบายความร้อนแบบแท่งที่แทรกด้วยทรงกลมทองเหลืองเพิ่มขึ้น 17.0- 70.84 % และ 95 – 300.11% เมื่อเปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบแท่งและ ชุดระบายความร้อนร่วมกับทรงกลมทองเหลือง สหสัมพันธ์ของตัวเลขนัสเซิลของชุดระบายความร้อนแบบแท่งแทรกด้วยทรงกลมทองเหลืองถูกนำเสนอในการศึกษานี้



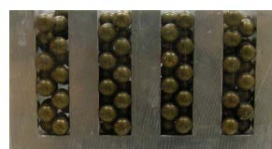
(a) Pure pin-fin heat sink (Model A1)



(c) Pin-fin heat sink fully filled with brass beads (Model A1B3)



(a) Model A1B1



(b) Model A1B2



(c) Model A1B3



Photo of Model A3 + al-foams

Photograph of packed conditions of various-diameter brass beads filled in pin–fin heat sink.

การถ่ายเทความร้อนของอากาศผ่านแผ่นเรียบร่วมกับโฟมโลหะได้ถูกนำการศึกษาเชิงทฤษฎีและการทดลองโดย Dixit and Ghosh (2016) ความพรุนของโฟมทองแดงที่แทรกระหว่างแผ่นเรียบได้ถูกทดสอบภายใต้สภาวะอุณหภูมิคงที่ พวกเขาบอกว่า โฟมโลหะที่ติดกับแผ่นเรียบสามารถถือว่าเป็นพื้นผิวยื่นหรือครีบบายความร้อน การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและการทำนายในทางทฤษฎีพบว่าให้ผลสอดคล้องกันดี

Shih et al. (2016) ศึกษาพฤติกรรมการถ่ายเทความร้อนของโฟมอลูมิเนียมชุดระบายความร้อนที่มีแกนกลางเป็นแท่งอลูมิเนียมภายใต้การไหลแบบปะทะ การทดสอบดำเนินการที่อัตราส่วนสัมผัส (contact ratio) ของชุดระบายความร้อน ระหว่าง 0 ถึง 0.01 3 ผลการทดลองพบว่าตัวเลขนัสเซลมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนสัมผัสเท่ากับ 0.00676 และหลังจากนั้นตัวเลขนัสเซลจะมีค่าลดลงเมื่ออัตราส่วนสัมผัสมากกว่า 0.00676

Nawaz et al. (2017) ศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนของโฟมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแทรกโฟมอลูมิเนียม ผลกระทบของสภาวะการไหล รูปทรงของโฟมโลหะที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนได้ถูกนำเสนอ การทดสอบดำเนินการในอุโมงค์ลมแบบปิดภายใต้สภาวะแห้ง ผลการทดลองแสดงให้เห็นว่าโฟมที่มีขนาดรูพรุนเล็กจะให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูง ในทางตรงกันข้ามกันขนาดรูพรุนขนาดใหญ่จะทำให้ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ ในการศึกษานี้สัมพัทธ์ของตัวประกอบความเสียดทานและ ตัวประกอบโคลเบิร์น (Colburn factor) ได้ถูกนำเสนอ

Feng et al. (2018) ศึกษาการพาความร้อนโดยธรรมชาติของชุดระบายความร้อนแบบโฟมโลหะมีร่อง ชุดทดสอบ มีขนาดความสูงและความกว้างร่องที่แตกต่างกันได้ถูกทดสอบภายใต้การจัดวางในแนวนอนและแนวตั้ง ผลการทดลองพบว่าภายใต้ ปริมาตรของชุดระบายความร้อนเดียวกันความกว้างของร่อง ระหว่าง 5 ถึง 8 mm จะทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่าสูงสุด โดยพบว่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น 14.9 เปอร์เซ็นต์ถึง 38.2 เปอร์เซ็นต์เมื่อเปรียบเทียบกับโฟมที่ไม่มีร่อง

ตามที่ได้กล่าวมาข้างบน พบว่าการศึกษาเกี่ยวกับตัวแปรต่างๆ เช่น จำนวนความพรุน ความหนาของโฟม วัสดุของโฟมที่มีต่อสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนได้ถูกศึกษาโดยนักวิจัยในอดีต อย่างไรก็ตามงานวิจัยเกี่ยวกับชุดระบายความร้อนแบบครีบลอยแผ่นและโฟมทองแดงได้ถูกศึกษาอยู่น้อยมาก ทำให้ขาดความรู้ความเข้าใจโดยเฉพาะอย่างยิ่งการเปรียบเทียบสมรรถนะของชุดระบายความร้อนแผ่นเรียบร่วมกับโฟมโลหะและชุดระบายความร้อนแบบครีบลอยแผ่นเรียบร่วมกับโฟมโลหะ ดังนั้นวัตถุประสงค์ของการศึกษานี้คือศึกษาผลกระทบของจำนวนรูพรุนของโฟมทองแดง พลั๊กความร้อนและความเร็วของอากาศที่มีต่อความต้านทานความร้อนและความดันสูญเสียของชุดระบายความร้อนแบบครีบลอยแผ่นแทรกด้วยโฟมทองแดง นอกจากนั้นการเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างชุดระบายความร้อนแบบครีบลอยแผ่นแทรกโฟมทองแดงกับ ชุดระบายความร้อนแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อนแบบครีบลอยแผ่นยังได้ถูกนำเสนอในงานวิจัยนี้

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

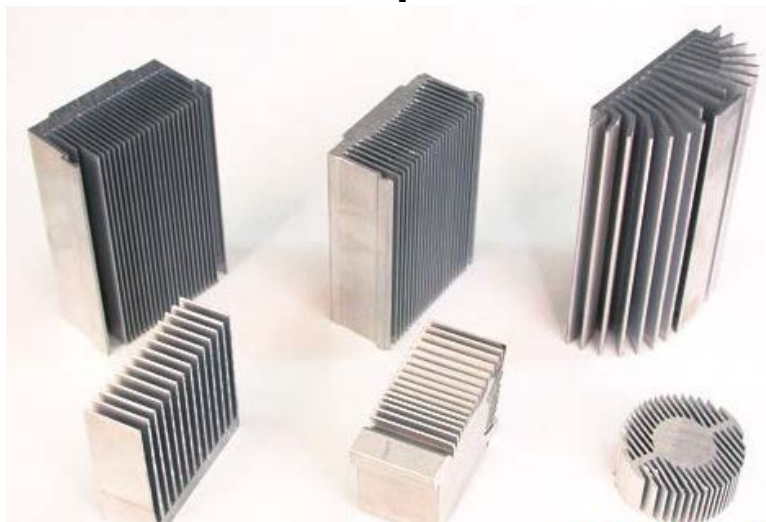
2.1 ครีระบายความร้อน (Fins)

ครีระบายความร้อนเป็นพื้นผิวส่วนที่เพิ่มขึ้นจากผิวผนังหรือท่อที่มีอยู่ เพื่อให้มีการถ่ายเทความร้อนตามที่ต้องการได้มากขึ้น เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นตามพื้นที่ของผิว แต่ทั้งนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มขึ้นน้อยกว่าพื้นที่ที่เพิ่มขึ้น ทั้งนี้ก็เนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างครีและของไหลจะลดต่ำลงที่ระยะห่างจากผิวผนังเดิมโดยการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นทั้งหมดจะเป็นการนำความร้อนและการพาความร้อนผสมกันคือส่วนที่เป็นครีจะสัมผัสกับของไหล ซึ่งจะมีการนำความร้อนจากผิวผนังหรือท่อมาตามครีและมีการพาความร้อนไปกับของไหลด้วย ครีที่ยื่นออกจากพื้นผิวเดิมที่มีใช้อยู่บ่อยๆ เป็นแบบครีที่พื้นที่ภาคตัดคงที่เช่น ครีแบบแท่ง ครีแบบแผ่นสี่เหลี่ยม ครีแบบแผ่นวงกลม

2.1.1 ประเภทของครีระบายความร้อน

ครีระบายความร้อนสามารถแบ่งออกเป็น 2 ประเภทหลักคือ

2.1.1.1 ครีระบายความร้อนแบบแผ่น คือแผ่นครีที่ติดกับผนังราบหรือผนังทรงกระบอกนิยมใช้ในการระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ มอเตอร์ เครื่องยนต์และอุปกรณ์อื่นๆ ซึ่งแผ่นครีอาจจะรูปทรงแตกต่างกัน รวมทั้งอาจมีพื้นที่หน้าตัดคงที่หรือพื้นที่หน้าตัดเปลี่ยนแปลงไปตามระยะดังแสดงในรูปที่ 2.1



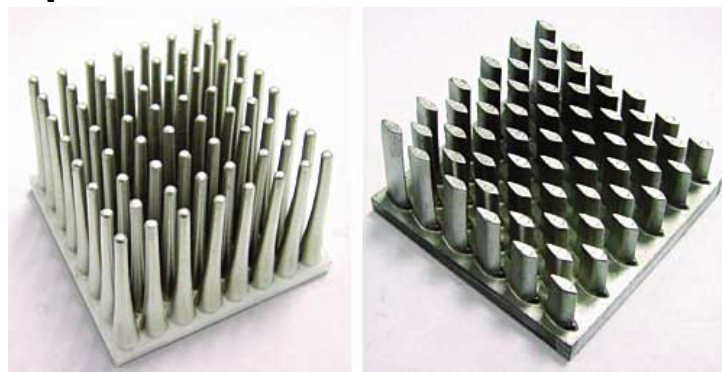
(<http://best-b2b.com>)



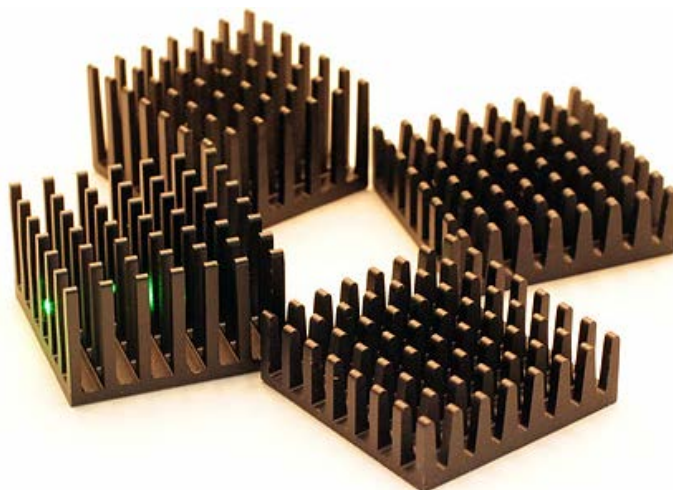
(www.redrc.net)

รูปที่ 2.1 ครีประบายความร้อนแบบแผ่น

2.1.1.2 ครีประบายความร้อนแบบแท่ง คือแท่งครีที่ติดกับผนังราบมักพบเห็นใช้งานในการระบายความร้อนอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งมีข้อดีคืออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าครีระบายความร้อนแบบแผ่น โดยมีการออกแบบรูปทรงของแท่งครีแตกต่างกันกับเช่นทรงกระบอกสี่เหลี่ยม ดังแสดงในรูปที่ 2.2



(<https://www.electronics-cooling.com/2004/11/metal-injection-molding-of-heat-sinks/#>)



(<http://articles.sae.org/15626/>)

รูปที่ 2.2 ครีประบายความร้อนแบบแท่ง

2.2 โฟมโลหะ

โฟมโลหะเป็นวัสดุโลหะที่มีรูพรุนจำนวนมาก มีเนื้อโลหะอยู่ประมาณ 5% - 25% กล่าวอีกนัยหนึ่งคือ โฟมโลหะประกอบด้วยอากาศร้อยละ 75 - 95 ของปริมาตร ทำให้มันมีน้ำหนักเบา โฟมโลหะบางชนิด เช่น โฟมอะลูมิเนียมสามารถผลิตให้มีความถ่วงจำเพาะน้อยกว่าน้ำ ทำให้สามารถลอยน้ำได้ นอกจากนี้โฟมโลหะยังมีสมบัติโดดเด่นในเรื่องความแข็งแรง และเหนียว (tough) ซึ่งต่างจากโฟมพลาสติก โดยทั่วไปผลิตภัณฑ์หรือชิ้นงานที่ผลิตจากโฟมโลหะ จะมีลักษณะผิวภายนอกไม่ต่างจากชิ้นงานโลหะทั่วไป เว้นแต่จะผ่าชิ้นงานหรือผลิตภัณฑ์นั้นออกดู



รูปที่ 2.3 โฟมโลหะ

2.2.1 การประยุกต์ใช้งาน

2.2.1.1 โฟมโลหะมีจุดเด่นในเรื่องความสามารถในการดูดซับพลังงานจากการกระแทก จึงเหมาะสำหรับการผลิตเป็นกันชนรถยนต์ (bumper) ในอุตสาหกรรมยานยนต์ ตลอดจนอุปกรณ์บันทึกการชนของอากาศยาน (aircraft crash recorder)

2.2.1.2 โฟมโลหะมีความหนาแน่นน้อย แต่มีสมบัติเด่นในเรื่องความแข็งแรงเฉือน (shear strength) และความแข็งแรงแตกหัก (fracture strength) สูง จึงเหมาะกับโครงสร้างแบบแซนด์วิช (sandwich) ที่ต้องการวัสดุน้ำหนักเบา และสามารถดูดซับพลังงานจากการกระแทกได้ดี

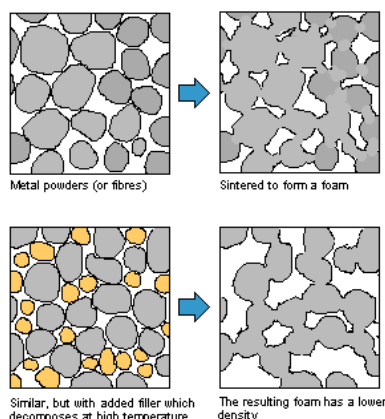
2.2.1.3 โครงสร้างของโฟมโลหะประกอบด้วยรูพรุนจำนวนมากทำให้สามารถป้องกันเสียงได้ดี จึงมีการประยุกต์ใช้งานเป็นวัสดุดูดซับเสียง

2.2.1.4 โครงสร้างที่เป็นรูพรุนของโฟมโลหะทำให้มันมีพื้นที่ผิวมาก สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดี เหมาะที่จะประยุกต์ใช้เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

2.2.1.5 โฟมโลหะมีโครงสร้างแข็งแรง และมีน้ำหนักเบา จึงเหมาะกับการใช้กับงานด้านสถาปัตยกรรม

2.2.2 การผลิตโฟมโลหะ

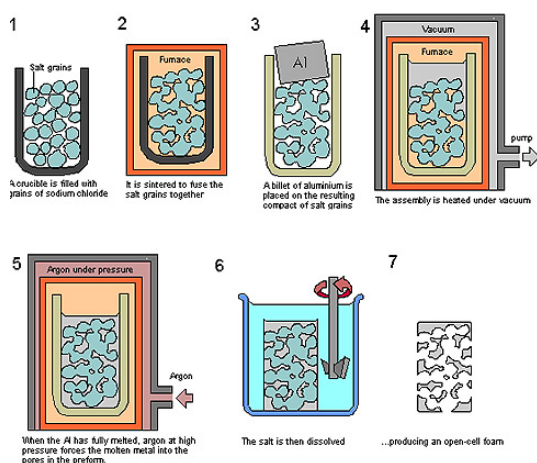
2.2.2.1 แบบที่หนึ่ง ใช้การเผาผนึก (sinter) ผงโลหะหรือเส้นใยโลหะ (metal fiber) ที่อัดตัวแบบหลวม วิธีนี้จะได้ชิ้นงานหรือผลิตภัณฑ์ที่มีความพรุนประมาณ 30-50% แต่สามารถปรับเพิ่มความพรุนของโลหะ ได้ด้วยการใช้เส้นใยโลหะแทนผงโลหะบางส่วน หรือแทนทั้งหมด ข้อดีของวิธีนี้คือ สามารถประยุกต์ใช้ได้กับโลหะหลายชนิด และชิ้นงานที่ผลิตได้จะมีรูปร่างสุดท้าย (net shape) เหมือนผลิตภัณฑ์ที่ต้องการ ไม่ต้องตัดแต่งหรือตัดแต่งเพียงเล็กน้อย แต่ข้อเสียคือ ชิ้นงานมีความแข็งแรงจำเพาะ (specific strength) ต่ำ เพราะจุดเชื่อมต่อระหว่างผองอนุภาค หรือจุดเชื่อมต่อระหว่างเส้นใยโลหะมีความบางมาก



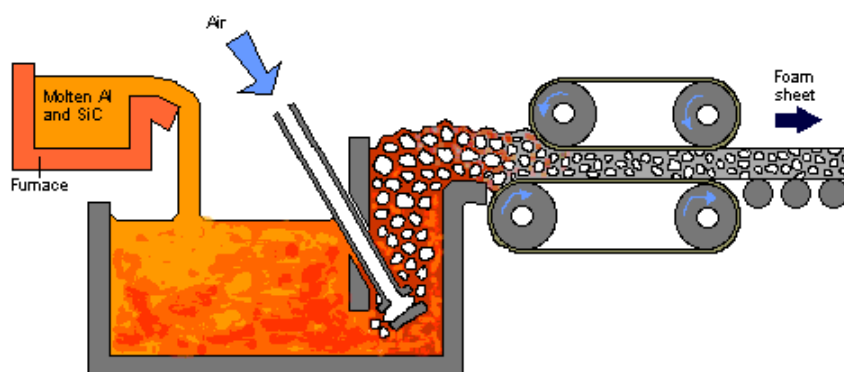
รูปที่ 2.4 การผลิตโฟมโลหะโดยวิธีการเผาผนึก

2.2.2.2 แบบที่สองคือ ใช้การซึมทะลุ (infiltration) โดยในการผลิตโฟมโลหะโดยใส่สารหรือวัสดุบางชนิด เช่น เม็ดเกล็ดแกง เป็นต้น ลงในแบบพิมพ์ ให้ความร้อนเพื่อหลอมเกล็ดแกงให้เชื่อมกัน เติมน้ำอะลูมิเนียมลงไปแบบพิมพ์และหลอมอะลูมิเนียมให้เหลว อะลูมิเนียมเหลวจะแทรกตัวเข้าไปในช่องว่างระหว่างเม็ดเกล็ด จากนั้นลดอุณหภูมิและความดันเพื่อให้อะลูมิเนียมแข็งตัว สุดท้ายจึงจัดเกล็ดแกงออกด้วยการละลาย ทำให้เหลือโฟมอะลูมิเนียมเท่านั้น กระบวนการผลิตวิธีนี้มีข้อดีคือ ได้โฟมโลหะที่มีขนาดพองสม่ำเสมอ ส่วนข้อเสียคือ กระบวนการผลิตมีความซับซ้อน ราคาสูง และผลิตได้จำนวนน้อย

2.2.2.3 แบบที่สาม คือ ใช้กระบวนการหลอมเหลว (melt route processing) การผลิตโฟมโลหะแบบนี้กระทำโดย เป่าก๊าซบางชนิดลงในโลหะหลอมเหลวโดยตรง ทำให้ฟองก๊าซถูกกักอยู่ในเนื้อโลหะ เมื่อโลหะเย็นตัวและกลายเป็นของแข็งจะได้โฟมโลหะ กระบวนการนี้มีข้อดีคือ เป็นกระบวนการผลิตที่มีราคาถูกที่สุดและไม่ซับซ้อน แต่มีข้อเสียคือ ลักษณะความพรุนตัวไม่สม่ำเสมอและมักเกิดช่องว่างขนาดใหญ่ ซึ่งมีสาเหตุจากฟองก๊าซมีขนาดไม่สม่ำเสมอ



รูปที่ 2.5 การผลิตโฟมโลหะโดยการซึมทะลุ



รูปที่ 2.6 การผลิตโฟมโลหะโดยกระบวนการหลอมเหลว

2.2.3 โฟมทองแดง

โฟมทองแดงเป็นวัสดุโลหะที่มีรูพรุนจำนวนมากส่งผลให้มีพื้นที่ผิวจำนวนมากเช่นกัน ทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีเมื่อของไหลผ่าน เนื่องจากคุณสมบัติของทองแดงนั้นมีความแข็งแรง เหนียวมีค่าการนำความร้อนที่สูงและมีพื้นที่ผิวสัมผัสมากทำให้การส่งผ่านความร้อนมีประสิทธิภาพดียิ่งขึ้น คุณสมบัติของโฟมทองแดงแสดงดังตารางที่ 2.1



รูปที่ 2.7 โฟมทองแดง

ตารางที่ 2.1 คุณสมบัติโฟมทองแดง

Compression Strength	131 psi	0.903 MPa
Tensile Strength	1000 psi	6.9 MPa
Shear Strength	190 psi	1.31 MPa
Modulus of Elasticity (Compression)	107 kpsi	736 MPa
Modulus of Elasticity (Tension)	14.6×10^3 psi	101.84 MPa
Shear Modulus	40.9 kpsi	282 MPa
Vickers Hardness	35	
Specific Heat	0.092 BTU/lb-°F	0.385 J/g-C
Bulk Thermal Conductivity	5.84 BTU/ft-hr-F	10.1 W/m-C
Coefficient of Thermal Expansion (0-100°C)	9.44×10^{-6} in/in--F	1.7×10^{-5} m/m--C
Bulk Resistivity	2.56×10^{-5} ohm-in	6.5×10^{-5} ohm-cm
Melting Point	1980 °F	6.5×10^{-5} ohm-cm

2.3 การถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อน เมื่อไรก็ตามที่จุดสองจุดมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันจะมีพลังงานที่ถ่ายเทจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดอุณหภูมิต่ำ พลังงานที่กำลังเคลื่อนที่ด้วยอิทธิพลของอุณหภูมิที่แตกต่างกันนี้เรียกว่า ความร้อน

2.3.1 การถ่ายเทความร้อนโดยการนำ การถ่ายเทความร้อนโดยการนำหรือการนำความร้อน เป็นการถ่ายเทความร้อนเพียงวิธีเดียวที่เกิดขึ้นในวัตถุที่เป็นตัวกลางทึบแสง เมื่อมีความลาดชันของอุณหภูมิเกิดขึ้นในวัตถุก่อนหน้านี้ อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำซึ่งใช้ q_k เป็นสัญลักษณ์ที่จะเป็นสัดส่วนกับ dT/dx ซึ่งเป็นค่าความลาดชันของอุณหภูมิคูณกับพื้นที่ A ที่ความร้อนไหลผ่าน (รูปที่ 2.1ก) เขียนอยู่ในรูปสมการได้ว่า

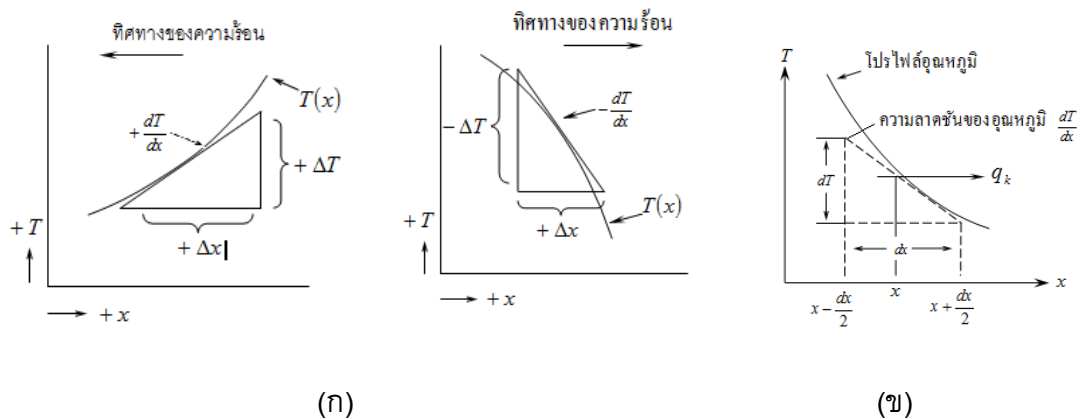
$$q_k \propto A \frac{dT}{dx} \quad (2.1)$$

เมื่อ q_k คืออัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำ
 A คือพื้นที่ที่ความร้อนไหลผ่าน
 T คืออุณหภูมิ
 x คือระยะทางการเคลื่อนที่ของความร้อน

สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงนั้นจะขึ้นอยู่กับค่าการนำความร้อน (thermal conductivity) ซึ่งเป็นคุณสมบัติทางฟิสิกส์ของตัวกลางที่ความร้อนเคลื่อนที่ผ่าน ดังนั้นอัตราการนำความร้อนจึงมีค่าเป็น

$$q_k = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

สมการ (2.2) นี้เรียกว่า กฎการนำความร้อนของฟูรีเยร์ (Fourier's law of conduction) เครื่องหมายลบที่อยู่ทางด้านขวาของสมการเป็นผลที่มาจากกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ ซึ่งกำหนดไว้ว่า ความร้อนจะต้องไหลจากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปยังจุดที่มีอุณหภูมิต่ำ แต่เนื่องจากความลาดชันของอุณหภูมิในรูปที่ 2.8ข มีเครื่องหมายเป็นลบทั้งนี้เพราะอุณหภูมิจะลดน้อยลงเมื่อระยะทาง x เพิ่มมากขึ้น ดังนั้น ถ้าหากต้องการให้อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าเป็นบวกเมื่อไหลไปในทิศทางที่เป็นบวกแล้ว จะต้องเติมเครื่องหมายลบไว้ทางด้านขวาของสมการ (2.2)



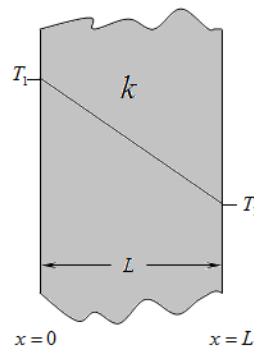
รูปที่ 2.8 (ก) แสดงเครื่องหมายของค่า dT/dx สำหรับการนำความร้อน
(ข) แสดงทิศทางการไหลของความร้อน

สมการ (2.2) เป็นสมการที่ใช้สำหรับนิยามความหมายของค่าการนำความร้อน k สำหรับตัวแปรต่างๆ ที่อยู่ในระบบเอสไอนั้น พื้นที่ A จะมีหน่วยเป็น m^2 อัตราการถ่ายเทความร้อน q_k มีหน่วยเป็น W ส่วนค่าการนำความร้อน k จะมีหน่วยเป็น W/mK

(ก) การนำความร้อนในผนังราบ (Plane Wall) ให้พิจารณาการถ่ายเทความร้อนที่ไหลผ่านผนังราบเมื่อผิวมีอุณหภูมิคงที่และสม่ำเสมอทั่วทั้งผิว เนื่องจากผิวทั้งสองมีอุณหภูมิที่แตกต่างกัน ดังนั้นจึงมีความร้อนไหลจากผิวที่มีอุณหภูมิสูงไปยังผิวที่มีอุณหภูมิต่ำ และหากค่าการนำความร้อน k ของผนังมีค่าคงที่แล้ว เมื่อแทนค่า k ลงในสมการ (2.2) แล้วทำการอินทิเกรต ก็จะได้อัตราการนำความร้อนเป็น

$$q_k = -\frac{kA}{L}(T_2 - T_1) = \frac{kA}{L}(T_1 - T_2) \quad (2.3)$$

เมื่อ	q_k	คืออัตราการนำความร้อนที่ไหลผ่านผนัง ; Watt
	k	คือค่าการนำความร้อนของผนัง ; W/mK
	A	คือพื้นที่ของผนังที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อน ; m^2
	L	คือความหนาของผนัง ; m
	T_1	คืออุณหภูมิผิวทางด้านซ้าย (ที่ $x=0$) ; K
	T_2	คืออุณหภูมิผิวทางด้านขวา (ที่ $x=L$) ; K



รูปที่ 2.9 การนำความร้อนผ่านผนังราบที่มีค่าการนำความร้อน k คงที่

2.3.2 การถ่ายเทความร้อนโดยการพา เมื่อของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันก็就会有การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลกับวัตถุ กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ว่า การถ่ายเทความร้อนโดยการพา หรือการพาความร้อน โดยการพาความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ลักษณะ คือ

(ก) การพาความร้อนแบบอิสระ (free convection)

(ข) การพาความร้อนแบบบังคับ (force convection)

แรงที่ทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนไหวของการพาความร้อนแบบอิสระนั้นเกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในก้อนของไหลเนื่องมาจากการที่ของไหลสัมผัสกับผิวของวัตถุที่มีอุณหภูมิแตกต่างกันจนทำให้เกิดแรงลอยตัวขึ้น ตัวอย่างการพาความร้อนแบบอิสระได้แก่ การถ่ายเทความร้อนระหว่างผนังกับหลังคาบ้านที่เกิดขึ้นในวันที่ไม่มีลมพัด การพาความร้อนในกาต้มน้ำที่มีขดลวดให้ความร้อน

การพาความร้อนแบบบังคับจะเกิดขึ้นเมื่อมีแรงภายนอกมาบังคับให้ของไหลเคลื่อนที่ผ่านผิววัตถุที่ร้อนกว่า หรือเย็นกว่า เนื่องจากการไหลของการพาความร้อนแบบบังคับมีความเร็วที่สูงกว่าแบบอิสระ ดังนั้นหากความแตกต่างของอุณหภูมิมิเท่าๆ กันแล้ว การพาความร้อนแบบบังคับก็จะมีอัตราการพาความร้อนที่สูงกว่า แต่ไม่ว่าจะเป็นการพาความร้อนแบบไหนก็ตาม ต่างก็มีสมการสำหรับหาอัตราการพาความร้อนที่อยู่ในรูปของ กฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of cooling)

$$q_c = \bar{h}_c A (T_s - T_{f,\infty}) \quad (2.4)$$

เมื่อ $\bar{h}_c$ คือสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย W/m^2K

- A คือพื้นที่ผิวของวัตถุที่สัมผัสกับของไหล
 T_s คืออุณหภูมิของผิววัตถุ ; K
 $T_{f,\infty}$ คืออุณหภูมิของของไหลอิสระที่อยู่ห่างออกไปจากผิววัตถุมากๆ ; K

ค่า $\bar{h}_c$ นี้หาได้โดยวิธีวิเคราะห์และโดยวิธีทดลอง หน่วยของ $\bar{h}_c$ ในระบบเอสไอนั้นเป็น W/m^2K ตารางที่ 2.2 เป็นค่าโดยประมาณของ $\bar{h}_c$

ตารางที่ 2.2 ค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยเฉลี่ย

ประเภทของการพาความร้อนและชนิดของของไหล	$\bar{h}_c$ (W/m^2K)
การพาความร้อนแบบอิสระ,อากาศ	5-25
การพาความร้อนแบบอิสระ,น้ำ	20-100
การพาความร้อนแบบบังคับ,อากาศ	10-200
การพาความร้อนแบบ,น้ำ	50-10,000
น้ำที่กำลังเดือด	3,000-100,000
ไอของน้ำที่กำลังกลั่นตัว	5,000-100,000

สัมประสิทธิ์การพาความร้อน $\bar{h}_c$ ขึ้นอยู่กับคุณสมบัติต่างๆของของไหล เช่น ความหนาแน่น ρ , ความหนืด μ , ค่าการนำความร้อน k_f , ความจุความร้อน c_p , และความเร็ว V ของของไหล สำหรับความเร็วของการไหลจากการพาความร้อนแบบบังคับที่ได้มาจากปั๊มหรือพัดลมนั้นสามารถที่จะหาหรือกำหนดขึ้นมาได้เอง ส่วนความเร็วของการพาความร้อนแบบอิสระนั้นจะขึ้นอยู่กับความแตกต่างของอุณหภูมิที่ผิวกับอุณหภูมิของของไหล สัมประสิทธิ์การขยายตัวของของไหล และค่า g ที่ระบบความร้อนนั้นอยู่

การไหลขอชั้นบาวดารีเลเยอร์ในช่วงแรกของแผ่นวัตถุนั้นจะเป็นการไหลแบบลามินาร์ บาวดารีเลเยอร์นี้จะค่อยๆ เพิ่มความหนาจากขอบทางด้านต้นลมหรือต้นน้ำนั้นจนกระทั่งถึงระยะที่แน่นอนค่าหนึ่ง ซึ่งเรียกว่าระยะวิกฤติ, x_c แรงจากความเฉื่อยก็จะมีค่ามากเมื่อเปรียบเทียบกับแรงจากความหนืดที่มาหน่วงการไหล ดังนั้นของไหลที่อยู่เลยจากจุดวิกฤตินี้ออกไปก็จะได้รับการรบกวนจากความเฉื่อยมากขึ้นทำให้การไหลซึ่งปกติเป็นการไหลแบบลามินาร์นั้นได้รับการรบกวนอย่างรุนแรง จนทำให้เปลี่ยนการไหลจากลามินาร์ไปเป็นเทอร์บิวเลนต์ ก้อนของไหลในบริเวณที่มีการไหลแบบเทอร์บิวเลนต์นี้จะเคลื่อนที่ข้ามเส้นสตรีมไลน์ (Streamlines) แล้วจะพาเอาความร้อนกับโมเมนตัมข้ามเส้นสตรีมไลน์ไปด้วย จากวิชากลศาสตร์ของไหลนั้น พารามิเตอร์ที่ใช้เชื่อมโยงความสัมพันธ์ระหว่างแรงจากความหนืดและแรงจากความเฉื่อยที่ทำให้การไหลจากลามินาร์เป็นเทอร์บิวเลนต์ก็คือ เรย์โนลด์นัมเบอร์ซึ่งมีค่าเป็น

$$Re_L = \frac{\rho V_\infty L}{\mu} = \frac{V_\infty L}{\nu} \quad (2.5)$$

เมื่อ	Re_L	เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของจุดที่อยู่ห่างจากขอบทางด้านต้นลม หรือ ต้นน้ำเป็นระยะ L ; ไร้มิติ
	V_∞	ความเร็วของของไหล ; m/s
	L	ระยะที่วัดจากขอบทางด้านต้นลมหรือต้นน้ำ ; m
	ρ	ความหนาแน่นของของไหล ; N/m^3
	μ	ความหนืดไดนามิกส์หรือความหนืดสัมบูรณ์ ; Ns/m^2
	ν	ความหนืดคิเนแมติก ; m^2/s

ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์วิกฤติ, $Re_{x,c}$ ตรงจุดที่เปลี่ยนแปลงการไหลนั้นจะขึ้นอยู่กับความเรียบของผิวและระดับความเทอร์บิวเลนต์ของของไหลอิสระ ถ้าหากก้อนของไหลที่มีความเทอร์บิวเลนต์มากการเปลี่ยนแปลงการไหลก็จะเริ่มที่ค่า $Re_x = 10^5$ แต่ถ้าหากก้อนของของไหลอิสระมีความเทอร์บิวเลนต์ต่ำ การเปลี่ยนแปลงการไหลก็จะเริ่มที่ค่า $Re_x = 2 \times 10^5$ ช่วงที่ของของไหลกำลังเปลี่ยนแปลงการไหลนี้จะทอดยาวเข้าไปในแผ่นวัตถุจนกระทั่งถึงจุดที่มีค่า Re_x ประมาณเป็น 2 เท่าของเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ตรงจุดที่เริ่มเปลี่ยนแปลงการไหล ถัดจากจุดนี้ไปการไหลในชั้นบาวดาร์เลเยอร์ก็จะเป็นการไหลแบบเทอร์บิวเลนต์สำหรับการใช้งานนั้นจะถือเอา 5×10^5 เป็นตัวตัดสินว่าการไหลเป็นเทอร์บิวเลนต์หรือลามินาร์

2.3.3 กรณีแผ่นราบ (Flat Plate) อุณหภูมิผิวคงที่ (Uniform Surface Temperature)

ถ้าทางเข้าของแผ่นราบมีอุณหภูมิผิวคงที่และการไหลเป็นแบบลามินาร์ในช่วง $Re < 5 \times 10^5$ ค่า นัสเซลนัมเบอร์ คือ

$$Nu_x = 0.332(Re_x)^{1/2} Pr^{1/3}$$

จากข้อมูลสามารถหาค่าตำแหน่ง (x) และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะจุด ได้

$$h_x = 0.332 \frac{k}{x} (Re_x)^{1/2} Pr^{1/3}$$

ค่าตัวเลขนัมเบอร์เฉลี่ย และสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลแบบลามินาร์บนแผ่นราบ หาได้โดย

$$\overline{Nu} = 0.664(\text{Re}_L)^{1/2} \text{Pr}^{1/3} \quad (2.6)$$

และ

$$\overline{h}_c = 0.664 \frac{k}{L} (\text{Re}_L)^{1/2} \text{Pr}^{1/3} \quad (2.7)$$

ในการไหลแบบเทอร์บิวเลนต์ $5 \times 10^5 < \text{Re}_x < 10^7$ หาได้โดย

$$Nu_x = \frac{h_{c,x} \cdot x}{k} = 0.0288 \text{Pr}^{1/3} \left[\frac{V_\infty x}{\nu} \right]^{0.8} \quad (2.8)$$

สัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย $\overline{h}_c$ บนผิวระนาบยาว L ที่มีการไหลแบบเทอร์บิวเลนต์นั้นสามารถคำนวณได้จากการอินทิเกรตสมการในช่วง $x = 0 \rightarrow L$ นั่นคือ

$$\overline{h}_c = \frac{1}{L} \int_0^L h_{c,x} dx$$

สำหรับรูปสมการไร้มิติก็จะได้

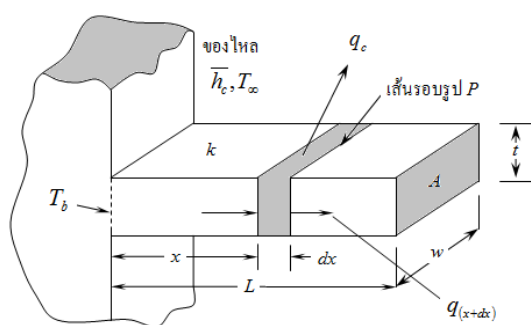
$$\overline{Nu}_L = \frac{\overline{h}_c L}{k} = 0.036 \text{Pr}^{1/3} \text{Re}_L^{0.8} \quad (2.9)$$

สมการที่ (2.9) นั้นเป็นสมการที่ได้จากการตัดชั้นลามินาร์บาวดารีเลเยอร์ทิ้ง ดังนั้นในสมการที่ (2.9) จึงใช้เฉพาะในกรณีที่ $L \gg x_c$ เท่านั้น แต่ถ้าหากต้องการลามินาร์บาวดารีเลเยอร์ไปในการวิเคราะห์สามารถทำได้ถ้าใช้สมการที่ (2.8) ในช่วง $x = 0 \rightarrow x_c$ ซึ่งเป็นช่วงที่เรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤติ $\text{Re}_{x,c} = 5 \times 10^5$ และได้สมการสำหรับหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเป็น

$$\overline{Nu}_L = 0.036 \text{Pr}^{1/3} (\text{Re}_L^{0.8} - 23,200) \quad (2.10)$$

2.4 การถ่ายเทความร้อนจากครีประบายความร้อน (heat transfer from fins)

ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านวัตถุที่เป็นของแข็งโดยการนำมักจะถูกระบายออกจากวัตถุที่เป็นของแข็งโดยการพาความร้อนแต่เพียงอย่างเดียว แต่เนื่องจากอัตราการพาความร้อนนี้เป็นสัดส่วนโดยตรงกับพื้นที่ของผิว ดังนั้นจึงสามารถเพิ่มอัตราการระบายความร้อนที่ผิวนี้ได้ด้วยการยึดผิวออกไปจากวัตถุ ส่วนของวัตถุที่ยื่นเลยออกมาจากผิวของวัตถุตัวแม่นี้เรียกว่า ครีระบายความร้อน



รูปที่ 2.10 ครีระบายความร้อนที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

รูปที่ 2.10 เป็นครีระบายความร้อนแบบครีตรงที่มีพื้นที่หน้าตัด A คงที่แบบง่าย ๆ จากรูปนั้นความร้อนจะไหลผ่านครีระบายความร้อนโดยการนำ และถูกพาออกจากผิวไปยังของไหลที่อยู่รอบๆ ซึ่งมีอุณหภูมิเป็น T และมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อนคงที่เป็น $\bar{h}_c$

วิธีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในครีระบายความร้อนและอัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวนั้นจะต้องทำการสมดุลพลังงานของครีแวนเล็ก ๆ นั้น เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากครีนั้นจะคิดการนำความร้อนแต่เพียงอย่างเดียวไม่ได้ แต่จะต้องคิดถึงการพาความร้อนที่ถ่ายเทออกไปจากผิวอีกด้วย

ในสภาวะที่ค่าต่าง ๆ คงที่แล้วนั้น อัตราการนำความร้อนที่ไหลเข้าสู่ครีแวนเล็ก ๆ ที่อยู่ห่างจากฐานครีเป็นระยะทางเท่ากับ x ของรูปที่ 2.10 จะต้องเท่ากับอัตราการนำความร้อนที่ไหลออกจากครีแวนเล็ก ๆ ที่ระยะห่างจากฐานครีเป็นระยะทางเท่ากับ $(x + dx)$ รวมกับอัตราความร้อนที่ถูกพาออกไปจากผิว นั่นคือ

$$q_x = q_{(x+dx)} + q_c \quad (2.11)$$

เมื่อนำกฎของฟูเรียร์มาแทนค่าเทอมที่เป็นการนำความร้อนทั้งสองเทอม และนำกฎการเย็นตัวของนิวตันมาแทนค่าเทอมที่เป็นการพาความร้อนแล้วก็จะได้

$$\begin{aligned} -kA \frac{dT}{dx} \Big|_x &= -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+dx} + \bar{h}_c P dx (T - T_\infty) \\ &= -kA \left(\frac{dT}{dx} + \frac{d^2T}{dx^2} dx \right) + \bar{h}_c P dx (T - T_\infty) \\ &= -kA \frac{dT}{dx} - kA \frac{d^2T}{dx^2} dx + \bar{h}_c P dx (T - T_\infty) \\ \frac{d^2T}{dx^2} - \frac{\bar{h}_c P}{kA} (T - T_\infty) &= 0 \end{aligned} \quad (2.12)$$

ในที่นี้ P คือความยาวเส้นรอบวงของพื้นที่หน้าตัด A

สมการ (2.12) นี้เป็นสมการดิฟเฟอเรนเชียลที่ใช้สำหรับหาลักษณะการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในครีบบรรยายความร้อน ถ้าหากต้องการทำให้เป็นสมการไร้มิติก็สามารถทำได้ด้วยการนิยามอุณหภูมิไร้มิติและแกนไร้มิติว่า

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_b - T_\infty}$$

และ
$$\xi = \frac{x}{L}$$

เมื่อ T_b คืออุณหภูมิที่ฐานของครีบ (ที่ $x = 0$)

ดังนั้นเมื่อเขียนสมการ (2.13) ให้อยู่ในเทอมของกลุ่มตัวที่ไร้มิติแล้วจะมีรูปเป็น

$$\frac{d^2\theta}{d\xi^2} - \frac{\bar{h}_c PL^2}{kA} \theta = 0 \quad (2.13)$$

กลุ่มตัวแปรไร้มิติ $(\bar{h}_c PL^2 / kA)$ นี้แท้จริงแล้วคือบีโอทน์มเบอร์นั่นเอง ทั้งนี้เนื่องจากพื้นที่ผิว A_s ของครีบบมีค่าเท่ากับเส้นรอบวง P ของพื้นที่หน้าตัดคูณกับความยาว L ของครีบ ฉะนั้น

$$A_s = PL \quad (2.14)$$

$$\therefore \frac{PL^2}{A} = \frac{A_s L}{A}$$

เนื่องจากมิติของเทอมที่อยู่ในสมการ (2.14) นั้นเป็นมิติของความยาว ดังนั้นจึงสามารถถือได้ว่า PL^2/A เป็นความยาวนัย หรือความยาวเฉพาะ (characteristic) l ครีกระบายความร้อน นั่นคือ

$$\frac{PL^2}{A} = l$$

ดังนั้นจึงสามารถเขียนเทอมไร้มิติที่อยู่ในสมการ (2.13) ได้เป็น

$$\frac{\overline{h_c} PL^2}{kA} = \frac{\overline{h_c} l}{k} \quad (2.15)$$

จะเห็นว่ามีความคล้ายกับบีโอทน์มเบอร์ที่ใช้อยู่ในปัญหาที่แล้ว ซึ่งได้รวมเอาปัญหาการนำความร้อนและการพาความร้อนเข้ามาอยู่ด้วยกัน ดังนั้น

$$Bi = \frac{\overline{h_c} l}{k} = \frac{\overline{h_c} PL^2}{kA} \quad (2.16)$$

คาดว่าจะมีบีโอทน์มเบอร์ที่อยู่ในรูปอื่นๆปรากฏให้เห็นในปัญหาของครีกระบายความร้อนที่มีทั้งการนำและการพาความร้อนอีกหลาย ๆ รูป

ฉะนั้นจึงสามารถเขียนสมการพลังงานของครีกระบายความร้อนที่อยู่ในสมการ (2.16) ให้อยู่ในเทอมของ Bi เป็น

$$\frac{d^2 \theta}{d\xi^2} - Bi \theta = 0 \quad (2.17)$$

เมื่อแก้สมการ (2.17) แล้วจะได้

$$\theta\xi = C_1 e^{-(Bi)\frac{1}{2}\xi} + C_2 e^{(Bi)\frac{1}{2}\xi} \quad (2.18)$$

ค่าคงที่ C_1 และ C_2 นี้หาได้โดยการแทนค่าจากเงื่อนไขที่ขอบเขต และโดยปกติแล้วก็มักจะทราบอุณหภูมิ T_b ของฐานครีป ซึ่งเมื่อเขียนเป็นเงื่อนไขที่ขอบเขตแล้วก็จะมีรูปเป็น

$$T|_{x=0} = T_b \quad (2.19)$$

สมการดังกล่าวนี้จะทำหน้าที่เป็นเงื่อนไขที่ขอบเขตชุดแรก สำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตชุดที่สองนี้จะมีอยู่ด้วยกันหลายรูปแบบ แต่เงื่อนไขที่ขอบเขตชุดที่สองนิยมใช้กันนั้นมีอยู่ด้วยกัน 3 ชุดดังต่อไปนี้

กรณีที่ 1 ครีปมีความยาวไม่จำกัด (ยาวถึง ∞) หรือยาวมาก ในกรณีนี้อุณหภูมิของครีปตรงตำแหน่งที่ $x = \infty$ ต้องมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของของไหลที่อยู่รอบ ๆ นั่นก็คือ

$$T|_{x \rightarrow \infty} = T_\infty \quad (2.20)$$

หรือ

$$\theta|_{\xi=1} = 0$$

กรณีที่ 2 ครีปมีความยาวจำกัด และที่ปลายของครีปซึ่งเป็นตำแหน่งที่ $x = L$ นั้นมีฉนวนหุ้มหรือมีอัตราการสูญเสียความร้อนน้อยมากจนสามารถตัดทิ้งได้ ในกรณีนี้จะมีเงื่อนไขที่ขอบเขตว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ T ตามระยะทาง x ตรงตำแหน่งที่ $x = L$ จะมีค่าเท่ากับศูนย์ นั่นคือ

$$\left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} = 0 \quad (2.21)$$

หรือ

$$\left. \frac{d\theta}{d\xi} \right|_{\xi=1} = 0$$

กรณีที่ 3 ครีบริมีความยาวจำกัดและมีความร้อนถ่ายเทออกจากปลายครีบริ (ที่ $x = L$) โดยการพา ในกรณีนี้อัตราการความร้อนที่ถ่ายเทไปยังหน้าตัดตรงตำแหน่งที่ $x = L$ โดยการนำก็จะต้องเท่ากับอัตราการพาความร้อนจากหน้าตัดที่ปลายครีบริไปยังของไหล ฉะนั้นเงื่อนไขที่ขอบเขตก็จะเป็น

$$\begin{aligned} -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x=L} &= \bar{h}_c A [T|_{x=L} - T_\infty] \\ -k \frac{dT}{dx} \Big|_{x=L} &= \bar{h}_c [T|_{x=L} - T_\infty] \end{aligned} \quad (2.22)$$

หรือ

$$-\frac{d\theta}{d\xi} \Big|_{\xi=1} = \frac{\bar{h}_c L}{k} \theta \Big|_{\xi=1}$$

เมื่อนำเงื่อนไขที่ขอบเขตชุดที่สองของแต่ละกรณี ตั้งแต่สมการ (2.20) ถึง (2.22) มาใช้ร่วมกับเงื่อนไขที่ขอบเขตชุดแรกซึ่งเป็นสมการ (2.19) แล้ว จะได้สมการที่ใช้หาอุณหภูมิที่จุดต่างๆของครีบริระบายความร้อนของกรณีนั้นๆได้

เมื่อทราบลักษณะของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิแล้ว ก็สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบริระบายความร้อนของแต่ละกรณีได้ วิธีหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบริระบายความร้อนที่สะดวกและง่ายที่สุดก็คือ หาจากอัตราการนำความร้อนที่ไหลผ่านฐานของครีบรินั่นเอง

$$q_f = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} = -kA(T_b - T_\infty) \frac{d\theta}{d\xi} \Big|_{\xi=0} \quad (2.23)$$

ช่วงนี้ก็พร้อมที่จะหาหลักการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบริของแต่ละกรณีในสามกรณีนั้นได้แล้ว นั่นก็คือ :

กรณีที่ 1 ครีบริที่มีความยาวไม่จำกัดหรือยาวมากจะมีหลักการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเทอมของกลุ่มตัวแปรไร้มิติเป็น

$$\theta(\xi) = \frac{T_\xi - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-\sqrt{Bi}\xi^2}$$

เนื่องจากไม่สามารถที่จะประเมินความยาวของครีบริได้ ดังนั้น เพื่อความสะดวกจึงควรแสดงหลักการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของครีบริให้อยู่ในเทอมของค่า x นั่นคือ

$$\theta_\xi = \frac{T_x - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{-\sqrt{h_c P x^2 / kA}}$$

และจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น

$$q_f = \sqrt{h_c P kA} (T_b - T_\infty) = \sqrt{Bi} \frac{kA}{L} (T_b - T_\infty) \quad (2.24)$$

กรณีที่ 2 ครีบริบที่มีความยาวจำกัดและมีฉนวนหุ้มที่ปลายครีบริบ หรือมีอัตราการสูญเสียความร้อนที่ปลายครีบริบน้อยจนสามารถตัดทิ้งได้ ในกรณีนี้การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในตัวครีบริบจะมีรูปสมการไร้มิติเป็น

$$\theta_\xi = \frac{T_\xi - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh[(Bi)^{1/2}(1-\xi)]}{\cosh(Bi)^{1/2}}$$

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะมีค่าเป็น

$$q_f = (Bi)^{1/2} \frac{kA}{L} (T_b - T_\infty) \tanh(Bi)^{1/2} \quad (2.25)$$

กรณีที่ 3 ครีบริบมีความยาวจำกัด และมีความร้อนถ่ายเทออกจากปลายครีบริบโดยการพา ในกรณีนี้การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิภายในตัวครีบริบจะเป็น

$$\theta_\xi = \frac{T_\xi - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh[(Bi)^{1/2}(1-\xi)] + (Bi)^{1/2} (A/PL) \sinh[(Bi)^{1/2}(1-\xi)]}{\cosh(Bi)^{1/2} (Bi)^{1/2} (A/PL) \sinh(Bi)^{1/2}}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเป็น

$$q_f = (Bi)^{1/2} \frac{kA}{L} (T_b - T_\infty) \left[\frac{\sinh(Bi)^{1/2} + (Bi)^{1/2} (A/PL) \cosh(Bi)^{1/2}}{\cosh(Bi)^{1/2} + (Bi)^{1/2} (A/PL) \sinh(Bi)^{1/2}} \right] \quad (2.26)$$

2.5 ประสิทธิภาพของครีกระบายความร้อน (Fin Efficiency)

การวิเคราะห์ที่ผ่านมานั้นใช้สำหรับการวิเคราะห์การกระจายอุณหภูมิและอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

แนวคิดที่จะช่วยให้การหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของครีสามารถหาได้ง่ายขึ้นก็คือการนำเอาประสิทธิภาพของครีระบายความร้อนมาใช้งาน ประสิทธิภาพของครี หมายถึง อัตราส่วนของอัตราการถ่ายเทความร้อนจริงของครีกับอัตราการถ่ายเทความร้อนของครีในจินตนาการ นั่นคือ

$$\eta = \frac{q_{act}}{q_{ideal}} \quad (2.27)$$

ในบรรดาครีระบายความร้อนที่มีขนาดเท่า ๆ กันนั้น ครีในจินตนาการ (ideal fin) จะสามารถระบายความร้อนได้มากที่สุดเนื่องจากครีในจินตนาการมีค่าการนำความร้อนเป็นอนันต์ ดังนั้นครีทั้งครีก็จะมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิของฐานครี และในกรณีที่ครีมีรูปร่าง ขนาด และอุณหภูมิที่ฐานครีเท่า ๆ กันนั้น ครีในจินตนาการจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น

$$q_{ideal} = \bar{h}_c A_f (T_b - T_\infty)$$

เมื่อ A_f คือพื้นที่ผิวของครีที่สัมผัสกับของไหลที่มีอุณหภูมิเป็น T_∞ ดังนั้น อัตราการถ่ายเทความร้อนจริงจากครีจะมีค่าเป็น

$$q_{act} = \eta q_{ideal} = \eta \bar{h}_c A_f (T_b - T_\infty) \quad (2.28)$$

ฉะนั้นในช่วงนี้ก็พร้อมที่จะหาสมการสำหรับหาประสิทธิภาพของครีได้แล้ว เช่น ประสิทธิภาพของครีระบายความร้อนที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่และไม่มีความร้อนไหลออกจากปลายครีนั้นจะมีค่าเป็น

$$\eta = \frac{q_{act}}{q_{ideal}} = \frac{(Bi)^{1/2} (kA/L)(T_b - T_\infty) \tanh(Bi)^{1/2}}{\bar{h}_c PL(T_b - T_\infty)}$$

หรือ
$$\eta = \frac{1}{(Bi)^{1/2}} \tanh(Bi)^{1/2} \quad (2.29)$$

และเมื่อคิดอัตราการถ่ายเทความร้อน ทั้งหมดที่เกิดขึ้น

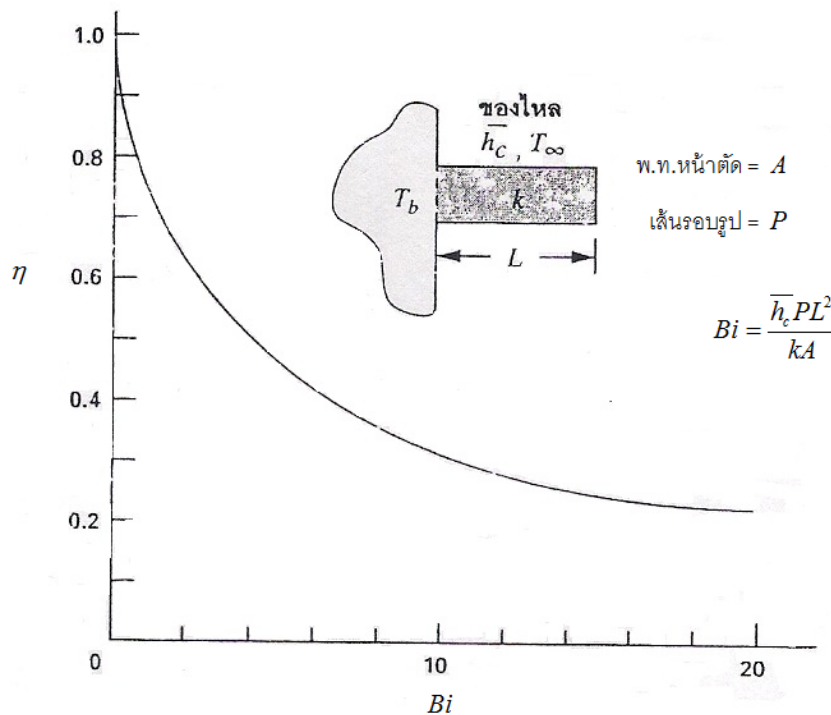
$$q_{total} = \eta \bar{h}_c A_f (T_b - T_\infty) + \bar{h}_c A_b (T_b - T_\infty) \quad (2.30)$$

โดยที่ A_b คือพื้นที่ผิวที่ฐานของครีกระบายความร้อนที่สัมผัสกับของไหล

เมื่อเขียนกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าของ Bi กับ η ที่อยู่ในสมการ (2.29) จะได้เส้นกราฟดังรูปที่ 2.4 จะเห็นได้จากกราฟว่าประสิทธิภาพของครีกระบายความร้อนจะลดน้อยลงอย่างรวดเร็วเมื่อ Bi เพิ่มขึ้น นั่นคือ ครีที่มีค่า Bi สูงจะสามารถระบายความร้อนได้น้อยกว่าครีที่มีค่า Bi ต่ำ และถ้าหากประสิทธิภาพของครีต่ำมาก ๆ พื้นที่ผิวของผนังที่ไม่มีครีก็อาจจะสามารถระบายความร้อนได้ดีกว่าผิวที่มีครี ซึ่งในกรณีเช่นนี้ก็ควรที่จะตรวจสอบเสียก่อนเพื่อให้เกิดความแน่ใจ เนื่องจาก Bi นี้เป็นอัตราส่วนของความต้านทานจากการนำกับความต้านทานจากการพาความร้อน ดังนั้นในกรณีที่ Bi มีค่ามากความต้านทานจากการนำก็จะมีค่ามากเมื่อเทียบกับความต้านทานจากการพา และอุณหภูมิที่ลดน้อยลงของครีก็จะมีค่าสำคัญขึ้นมาทันที ในกรณีที่ Bi มีค่ามากนี้ ครีที่มีค่าการนำความร้อนเร็วก็จะไปปิดพื้นที่ที่สามารถถ่ายเทความร้อนโดยการพาที่ดีไป ทำให้ครีที่ติดอยู่นั้นไปกีดขวางอัตราการระบายความร้อนจากผนังให้น้อยลง

วัตถุที่ใช้ทำครีระบายความร้อนนั้นควรมีค่าการนำความร้อน k สูง เช่น โลหะ เพราะสามารถระบายความร้อนได้ดีกว่าครีที่ทำด้วยฉนวนในกรณีที่สัมประสิทธิ์การพาความร้อนมีค่ามาก ค่า Bi ก็จะมีค่าสูง และจะไม่ได้ประโยชน์จากการใส่ครีระบายความร้อน แต่ถ้าหากของไหลมีการเดือดหรือกลั่นตัวสัมประสิทธิ์การพาความร้อน $\bar{h}_c$ จะมีค่าสูงมาก ดังนั้นเมื่อของไหลเปลี่ยนสถานะจึงเป็นไปได้ว่าการระบายความร้อนจากพื้นระบายของครีจะลดน้อยลง

รูปที่ 2.11 เป็นกราฟที่ใช้หาประสิทธิภาพของครีระบายความร้อนที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ และมีฉนวนหุ้มที่ปลายครี ถ้าหากจะดัดแปลงมาใช้กับครีที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่แต่ไม่มีฉนวนหุ้ม ปลายครีแล้วจะต้องชดเชยจำนวนความร้อนที่สามารถระบายได้มากขึ้นด้วยการเพิ่มความยาวให้แก่ครีที่มีฉนวนหุ้มให้ยาวขึ้น ความยาวที่เพิ่มขึ้นนี้จะต้องสามารถระบายความร้อนได้เท่ากับส่วนของความร้อนที่ระบายออกจากปลายครีจริงที่ไม่มีฉนวนหุ้ม

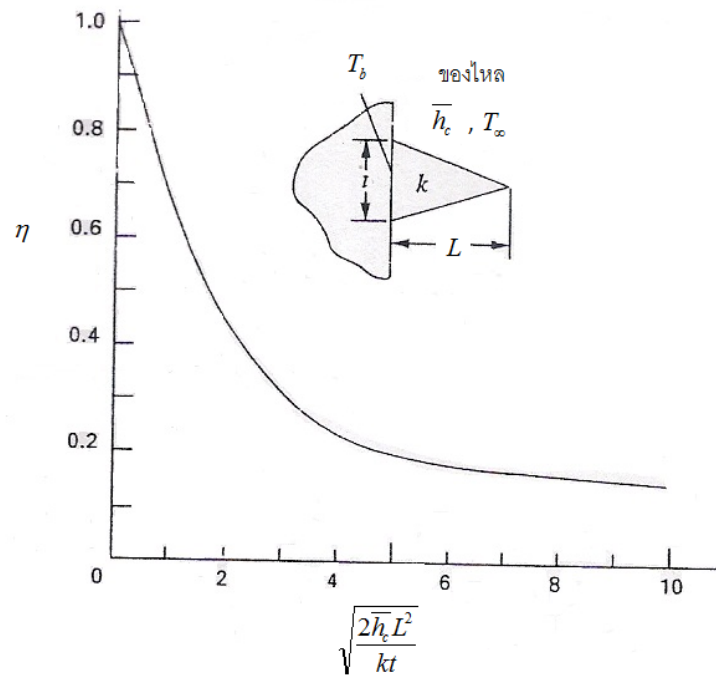


รูปที่ 2.11 แผนภูมิแสดงประสิทธิภาพของครีที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่และมีฉนวนหุ้มที่ปลายครี

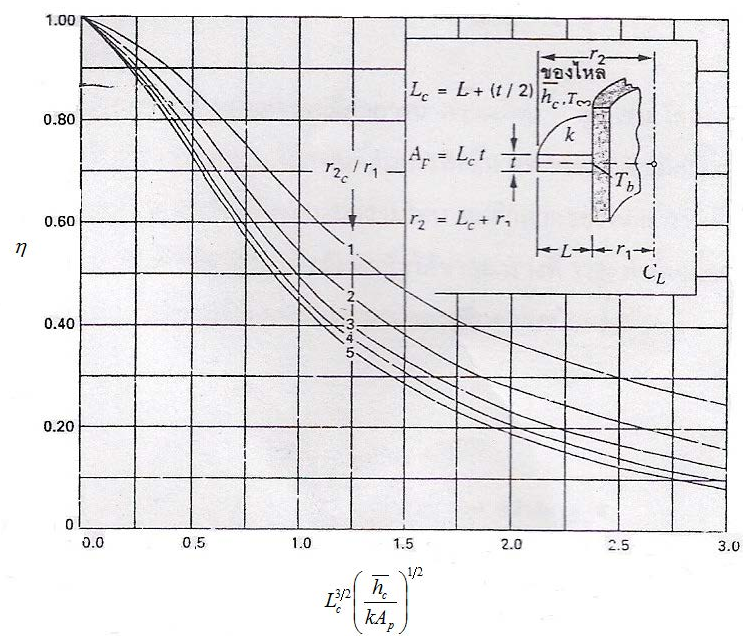
จาคอบ (Jakob) พบว่า ความยาวของครีที่เพิ่มขึ้นต้องเท่ากับอัตราส่วนของพื้นที่หน้าตัดของครีกับความยาวเส้นรอบวงของพื้นที่หน้าตัดนั้น ดังนั้น ถ้าหากต้องการนำกราฟในรูปที่ 2.4 ไปใช้กับครีที่ไม่มีฉนวนหุ้มปลายแล้ว จะต้องเพิ่มความยาวให้แก่ครีที่ไม่มีฉนวนหุ้มปลายนั้น โดยต้องใช้ความยาวค่าใหม่ที่ได้ดัดแปลงแก้ไขมาแล้วเป็น

$$L_c = L + \frac{A}{P} \quad (2.31)$$

คำตอบที่ได้จากการคำนวณโดยใช้ค่า L_c จะคลาดเคลื่อนไม่เกิน 1% ถ้าหากว่า $\sqrt{\frac{h_c t}{k}} \leq \frac{1}{4}$ เมื่อ t คือความหนาของครีระบายความร้อนประสิทธิภาพของครีระบายความร้อนบางลักษณะนั้นอยู่ในรูปที่ 2.5 และ 2.6



รูปที่ 2.12 แผนภูมิแสดงประสิทธิภาพของครีที่มีโปรไฟล์เป็นรูปสามเหลี่ยม



รูปที่ 2.13 แผนภูมิแสดงประสิทธิภาพของครีรูปวงแหวนที่มีโปรไฟล์เป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและมีฉนวนหุ้มที่ปลายครี

2.6 การไหลภายในท่อ

ในการคำนวณการสูญเสียภายในท่อ Head loss (Calculation of Head loss) ก็เพื่อนำค่าที่คำนวณได้ไปหาขนาดของกำลังของปั๊ม

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + h_t - h_p + h_f + \sum h_m \quad (2.32)$$

หาขนาดของปั๊มจากสมการ

$$P_{\text{pump}} = \rho g Q h_p \quad (2.33)$$

Total head loss นั้นจะแบ่งออกเป็นองค์ประกอบย่อย ๆ คือ การสูญเสียหลัก (Major loss, h_f) เนื่องจากทางเข้าข้อต่อหรือการเปลี่ยนแปลงพื้นที่

การเริ่มต้นหาการสูญเสียที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลจำเป็นต้องทราบค่าของตัวแปรที่เกี่ยวข้องก่อน ซึ่งตัวแปรเหล่านี้มีผลเป็นอย่างมากกับการสูญเสียที่เกิดขึ้นเนื่องจากการไหลภายในท่อสำหรับหาอัตราการไหล

$$Q = \dot{V} = AV \quad (2.34)$$

เมื่อ	$Q, \dot{V}$	คืออัตราการไหลเชิงปริมาตร (m^3/s)
	A	คือพื้นที่หน้าตัดของท่อ (m^2)
	V	คือความเร็วของของไหล (m/s)

สำหรับการหาอัตราการไหลเชิงมวล

$$\dot{m} = \rho AV \quad (2.35)$$

2.6.1 การสูญเสียหลัก ; Friction factor (major loss)

เนื่องจากความดันลด (ΔP) ขึ้นกับเส้นผ่าศูนย์กลางท่อ (D) ความยาวของท่อ (L) ความขรุขระของท่อ (ε) ความเร็วเฉลี่ยในการไหล (V) ความหนาแน่นของของไหลในท่อ (ρ) และความหนืดของของไหล (μ) โดย

$$\Delta P = f(V, D, L, \varepsilon, \mu, \rho)$$

โดยที่ (ε) คือค่าความหยาบของผิวท่อ (มีหน่วยเป็น mm หรือ ft) ซึ่งผลจากการวิเคราะห์สมการไร้มิติเป็น

$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V^2} = f\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{L}{D}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (2.36)$$

กรณีที่มีการไหลเป็นแบบราบเรียบ (Laminar Flow)

$$\frac{\Delta P}{\frac{1}{2}\rho V^2} = \frac{L}{D} \Phi\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (2.37)$$

$$\Delta P = \frac{\rho V^2}{2} \frac{L}{D} \Phi\left(\frac{\rho V D}{\mu}, \frac{\varepsilon}{D}\right) \quad (2.38)$$

จากสมการของ Darcy Weisbeah

$$\frac{\Delta P}{\rho g} = h_f = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (2.39)$$

หรือ

$$\Delta P = f \frac{L}{D} \frac{V^2}{2} \quad (2.40)$$

เมื่อเปรียบเทียบสมการข้างต้นจะพบว่า

$$f = \phi\left(\text{Re}, \frac{\varepsilon}{D}\right)$$

(ก) กรณีการไหลแบบราบเรียบ ; $\text{Re} < 2300$

$$f_{laminar} = \frac{64}{Re} \quad (2.41)$$

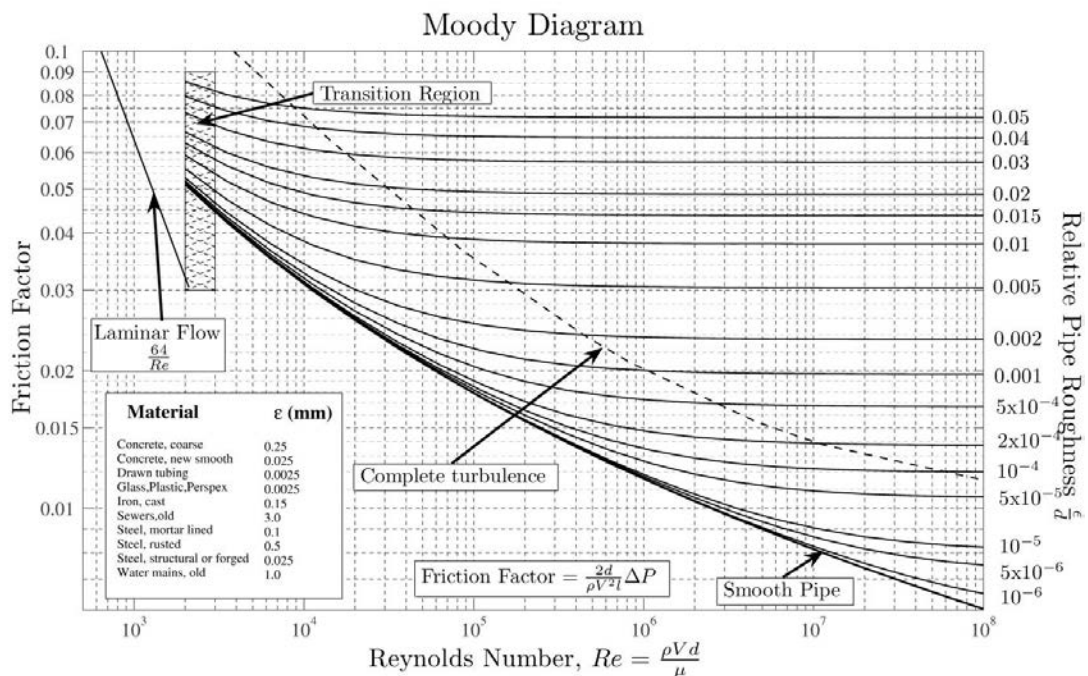
ซึ่งเห็นได้ว่าการไหลแบบราบเรียบนั้น Friction factor จะขึ้นกับค่าของ Reynolds number เท่านั้น ไม่ขึ้นกับความขรุขระ (Roughness) ของท่อเลย

(ข) กรณีการไหลเป็นแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) ; $Re > 2300$

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left(\frac{\epsilon/D}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (2.42)$$

สำหรับสมการ (2.42) เรียกว่าสมการของ Colebrook formula

การหาค่า f โดยใช้สมการที่ (2.42) ยังมีความยุ่งยากเนื่องจากความซับซ้อนของสมการ จึงได้มีการสร้างแผนภาพขึ้นมาช่วยหาค่า f ซึ่งแผนภาพนี้มีชื่อเรียกว่า Moody Diagram ดังแสดงในรูปที่ 2.7



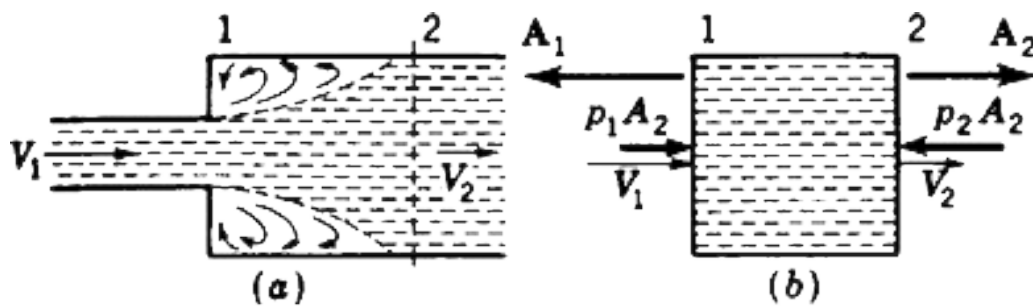
รูปที่ 2.14 แผนภูมิแสดง Moody Diagram

2.6.2 การสูญเสียรอง (Minor loss) การสูญเสียรองที่เกิดขึ้นในการไหลภายในท่อ คือ การสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทานระหว่างของไหลและท่อ ซึ่งเป็นสาเหตุหลักของการสูญเสียความดันเมื่อมีการไหลในท่อ เรียกการสูญเสียชนิดนี้ว่า Minor losses ในส่วนถัดไปจะทำการศึกษาการสูญเสียความดันเนื่องจากองค์ประกอบย่อยของระบบท่อเช่น ทางเข้าออกท่อของของไหล การโค้งงอ ข้อต่อ ทางแยก วาล์ว และการเปิด-ปิดวาล์ว

(ก) ความดันสูญเสียเนื่องจากการขยายตัวของข้อต่อ

จากสมการโมเมนตัม

$$\sum F = \int_{out,cs} \rho V V dA - \int_{in,cs} \rho V V dA$$



รูปที่ 2.15 ท่อขยายทันทีทันใด

พิจารณาอีลิเมนต์ในรูป 2.8b แทนลงในสมการ

$$(P_1 A_2 - P_2 A_2) = \rho V_2^2 A_2 - \rho V_2 V_1 A_2$$

จะได้ว่า

$$\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right) = \frac{V_2 (V_2 - V_1)}{g}$$

พิจารณาสมการพลังงานระหว่างจุดที่ 1 และ 2

$$H_{shaft} = \left(\frac{V_2^2}{2g} + Z_2 + \frac{P_2}{\rho g} \right) - \left(\frac{V_1^2}{2g} + Z_1 + \frac{P_1}{\rho g} \right) + h_m$$

เนื่องจากในระบบไม่มีงานมาเกี่ยวข้อง $H_{shaft} = 0$ และ ท่อวางตัวในแนวระดับ $Z_1 = Z_2$ แทนลงในสมการ

$$h_m = \left(\frac{V_1^2}{2g} + \frac{P_1}{\rho g} \right) - \left(\frac{V_2^2}{2g} + \frac{P_2}{\rho g} \right) \quad (2.43)$$

$$h_m = \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right) \quad (2.44)$$

แทนผลที่ได้จากสมการโมเมนต์ $\left(\frac{P_1 - P_2}{\rho g} \right) = \frac{V_2(V_2 - V_1)}{g}$ ดังนั้น

$$h_m = \left(\frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + \frac{V_2(V_2 - V_1)}{g} \right)$$

$$h_m = \left(\frac{(V_1 - V_2)(V_1 + V_2) + 2V_2^2 + 2V_2V_1}{2g} \right)$$

$$h_m = \left(\frac{(V_1 - V_2)^2}{2g} \right)$$

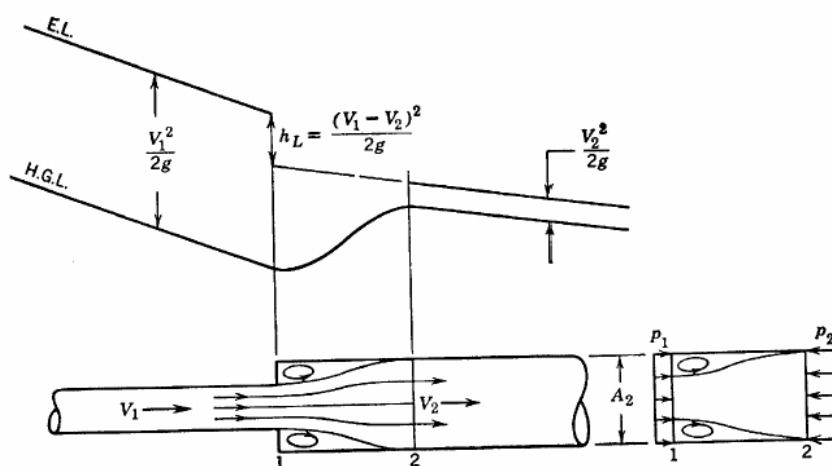
แทนค่าสมการความต่อเนื่อง $V_2 = \frac{A_1}{A_2} V_1$

$$h_m = \left(1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right) \right) \frac{V_1^2}{2g}$$

สมมติให้ $K = 1 - \left(\frac{A_1}{A_2} \right)$ จะได้ว่า

$$h_m = K \frac{V^2}{2g} \quad (2.45)$$

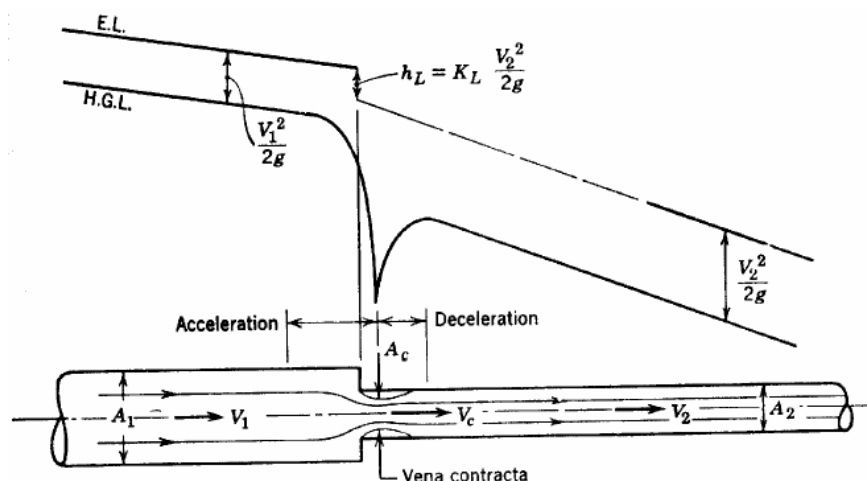
(ข) การสูญเสียพลังงานในข้อต่อขยาย (Loss due to Abrupt Enlargement)



รูปที่ 2.16 การสูญเสียเนื่องจากการเพิ่มขนาดพื้นที่การไหล

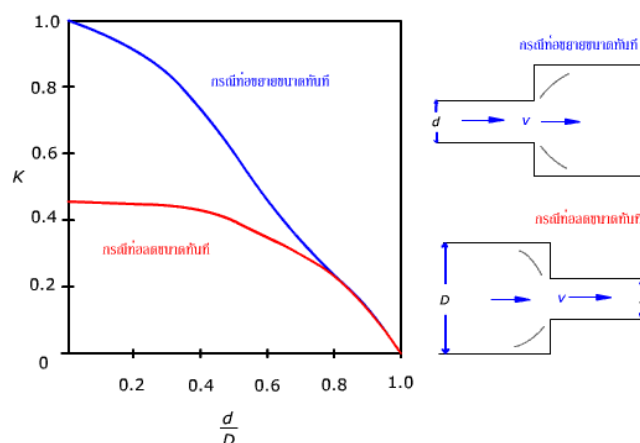
โดยที่ K ของการเพิ่มขนาดพื้นที่ของการไหลมีค่า = 1

(ค) การสูญเสียพลังงานในข้อต่อลด (Loss due to Abrupt Contraction)

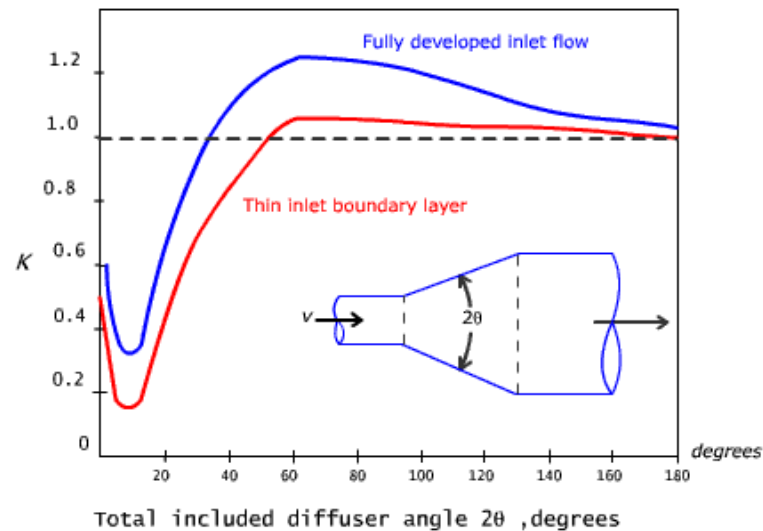


รูปที่ 2.17 การสูญเสียเนื่องจากการลดขนาดพื้นที่การไหล
ตารางที่ 2.3 ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียเนื่องจากการลดพื้นที่หน้าตัด

A_2/A_1	0	0.1	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	0.8	0.9	1.0
K	0.5	0.46	0.41	0.36	0.30	0.24	0.18	0.12	0.06	0.02	0



รูปที่ 2.18 แผนภูมิแสดงสัมประสิทธิ์การสูญเสีย(Loss coefficient) สำหรับการไหล
ผ่านบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลงพื้นที่อย่างทันที



รูปที่ 2.19 ค่า K ของท่อขยายขนาดที่ละน้อย

2.6.3 กรณีท่อไม่กลม (Noncircular ducts)

การหาความสัมพันธ์สำหรับการไหลในท่อสมการที่ใช้หาความสัมพันธ์จะใช้กับท่อที่เป็นท่อกกลม ซึ่งถ้าจะใช้สมการสำหรับท่อที่มีรูปทรงที่ไม่กลมนั้น จะเริ่มจากการนิยามเทอม เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์ (Hydraulic diameter) ดังนี้

$$D_H = \frac{4A}{P} \quad (2.46)$$

โดยที่ A คือพื้นที่หน้าตัด

P คือเส้นขอบเปียก (Wetted perimeter)

2.6.4 การหาประสิทธิภาพปั๊ม

ในการใช้งานจริงของปั๊มนั้นไม่สามารถที่จะใช้งานให้ได้ประสิทธิภาพ 100% ได้ ดังนั้น ประสิทธิภาพการทำงานจริงของปั๊มหาได้จาก

$$\eta_{\text{pump}} = \frac{P_{\text{ideal}}}{P_{\text{act}}} \quad (2.47)$$

$$P_{\text{act}} = \frac{P_{\text{ideal}}}{\eta} = \frac{\rho g Q h_p}{\eta} \quad (2.48)$$

2.7 มาโนมิเตอร์ (Manometer)

มาโนมิเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการวัดความดัน (Pressure Measurement) ชนิดอาศัยการเปลี่ยนแปลงทางกล มีโครงสร้างเป็นหลอดใสภายในบรรจุของเหลว ทำงานโดยอาศัยการเปรียบเทียบกับความดันที่รู้ค่าเช่นเดียวกับบารอมิเตอร์ (Barometer) มาโนมิเตอร์เป็นอุปกรณ์วัดความดันในรูปแบบ (Pressure Type) ของความดันแตกต่าง (Differential Pressure) โดยพิจารณาจากความแตกต่างของระดับความสูงของของเหลวภายในหลอดแก้วสองข้าง มีหลายรูปแบบ ได้แก่

- มาโนมิเตอร์รูปตัวยู (U-Type Manometer)
- มาโนมิเตอร์แบบหลอดเดี่ยวหรือแบบ (Well-Type Manometer)
- มาโนมิเตอร์แบบหลอดเอียงหรือแบบ (Incline Manometer, Graft Gauge)

2.7.1 Manometer Digital เป็นการพัฒนามาจากมาโนมิเตอร์ขึ้นมามากขึ้น โดยเป็นการแสดงผลแบบตัวเลขซึ่งมาโนมิเตอร์แบบดิจิตอลมีด้วยกันหลายแบบหลายชนิด แต่ละชนิดล้วนมีลักษณะการใช้งานแตกต่างกันออกไป มาโนมิเตอร์ที่นำมาเลือกใช้นี้ เป็นมาโนมิเตอร์ที่มีย่านการวัดของแรงดันที่มีค่าแตกต่างกันค่อนข้างต่ำ และใช้ในการวัดความดันของอากาศแห้งเท่านั้น (ใช้กับของเหลวไม่ได้) ซึ่งค่าที่ออกมาจากการวัดมีความแม่นยำสูง



รูปที่ 2.20 Manometer Digital

2.8 แอนิโมมิเตอร์ (Anemometer)

เครื่องวัดความเร็วลมเป็นอุปกรณ์ที่ใช้สำหรับการวัดความเร็วลม สถานีตรวจสภาพอากาศจะพบว่าการใช้อุปกรณ์นี้ในการตรวจสอบและการวัดความเร็วลม ความเร็วลมและความดันที่สามารถวัดได้อย่างง่ายดายด้วยเครื่องวัดความเร็วลมอุปกรณ์นี้ยังอยู่ในขนาดพอเหมาะการถือที่เรียกว่าเป็นเครื่องวัดความเร็วลมแบบใช้มือถือ นี้มีขนาดเล็กมากเมื่อเทียบกับขนาดของหน่วยที่ใช้โดยสถานี

ตรวจอากาศและมีโครงสร้างน้ำหนักขั้นต่ำ เนื่องจากโครงสร้างน้ำหนักเบาสะดวกในการจัดการ และการวัดในสถานที่ห่างไกลที่มีการเพิ่มขึ้นอย่างมาก พวกเขาไม่เพียง แต่ในขนาดที่สะดวกสบาย แต่ยังอุปกรณ์ที่น่าเชื่อถือมากซึ่งจะช่วยให้คนที่รู้ว่าการอ่านลมที่แน่นอนมาก

2.8.1 Hot Wire Anemometer ใช้เส้นลวดเล็กๆ ซึ่งถูกทำให้มีอุณหภูมิสูงกว่าอากาศโดยรอบ เมื่อลมพัดให้เส้นลวดเย็นลง ความเร็วของลมดังกล่าวมีผลกระทบต่ออัตราที่ลวดสูญเสียความร้อน โดยความเร็วลมจะถูกคำนวณจากกระแสไฟฟ้าที่จำเป็นในการรักษาอุณหภูมิของลวดให้คงที่ เครื่องมือวัดความเร็วลมประเภทนี้จะให้ความแม่นยำสูง



รูปที่ 2.21 Hot Wire Anemometer

2.9 ฮีตเตอร์ (Heater)

เป็นอุปกรณ์ทำความร้อนในงานอุตสาหกรรม โดยมีหลักการทำงาน คือ เมื่อมีกระแสไหลผ่าน ขดลวดตัวนำที่มีค่าความต้านทาน จะทำให้ลวดตัวนำร้อน และถ่ายเทความร้อนให้กับไหลอด ดังนั้น ลวดตัวนำความร้อนจะต้องมีคุณสมบัติที่ทนความร้อนได้สูงสำหรับการผลิตฮีตเตอร์ (Heater) โดยส่วนใหญ่ในตัวฮีตเตอร์ (Heater) จะมีผงฉนวนแมกนีเซียมออกไซด์ (ยกรว้นฮีตเตอร์อินฟราเรด, ฮีตเตอร์รัดท่อและฮีตเตอร์แผ่น) อยู่ภายใน เพื่อทำหน้าที่กั้นระหว่าง ขดลวดตัวนำกับผนังโลหะของฮีตเตอร์ ซึ่งผงฉนวนนี้จะมีคุณสมบัตินำความร้อนได้ดีมาก แต่จะมีค่าความนำทางไฟฟ้าต่ำ ดังนั้นข้อควรระวัง คือ ห้ามมีความชื้นในผงฉนวนนี้เด็ดขาด เพราะจะทำให้มีค่าความนำทางไฟฟ้าสูงขึ้น และอาจจะทำให้ฮีตเตอร์เกิดการลัดวงจรได้ หากพบว่าฮีตเตอร์มีความชื้น (ผลจากการวัดโดยใช้เครื่องมือทางไฟฟ้า) สามารถแก้ไขโดยการนำฮีตเตอร์ไปอบเพื่อไล่ความชื้นออกจากตัวฮีตเตอร์ ฮีตเตอร์ (Heater) ที่มีคุณภาพดีควรจะผ่านการทดสอบหาความเป็นฉนวนของฮีตเตอร์ (Heater) เพื่อให้แน่ใจถ้าเรานำไปใช้งาน จะไม่มีกระแสไฟฟ้ารั่วไหลออกจากขดลวดตัวนำ ดังนั้นมาตรฐานการ

ทดสอบความเป็นฉนวนของฮีตเตอร์ควรจะไม่ต่ำกว่า 1500 VDC และค่าความเป็นฉนวนต้องไม่ต่ำกว่า 500 IR (IR หรือ ค่าเมกะโอห์ม)

2.9.1 ส่วนประกอบหลักของฮีตเตอร์

2.9.1.1 ฉนวนแมกนีเซียมออกไซด์ (MgO) มีค่าการนำไฟฟ้าต่ำแต่ให้ความร้อนดีมาก ทำหน้าที่กั้นกลางระหว่างลวดฮีตเตอร์กับปลอกโลหะ เพื่อป้องกันไม่ให้เกิดกระแสรั่ว (Leak Current) จากลวดฮีตเตอร์ออกไปยังผิวโลหะ

2.9.1.2 ลวดฮีตเตอร์ (Heater), ลวดทำความร้อน (Resistance Wire), (Heater Wire) ใช้สำหรับเป็นวัสดุหลัก ในการทำฮีตเตอร์ให้เกิดความร้อน สามารถทนอุณหภูมิได้ 1400 °C ลวดทนความร้อน ชนิดนิเกิล-โครเมียม ส่วนประกอบของลวดชนิดนี้ประกอบด้วย นิเกิล 80% และโครเมียม 20% NiCr 80/20 มีคุณสมบัติ เหนียว เหมาะกับงานที่มีไอสารเคมี, ไม่เสียรูปง่าย, ไม่มีสนิมแม่เหล็ก สามารถทนอุณหภูมิได้ 1100 °C ประโยชน์การนำลวดฮีตเตอร์ไปใช้งาน เช่น ใช้กับงานขึ้นรูปฮีตเตอร์แบบต่างๆ เช่น เตาเผา และใช้งานในอุตสาหกรรมต่างๆ เช่น พลาสติก ชุบโลหะ ชุบแข็ง ฯลฯ

2.9.1.3 สายไฟทนความร้อน ส่วนใหญ่งานที่ใช้ มักต้องวงจรกับลวดทนความร้อนฮีตเตอร์ หรือใช้ในเตาอบอุณหภูมิสูง

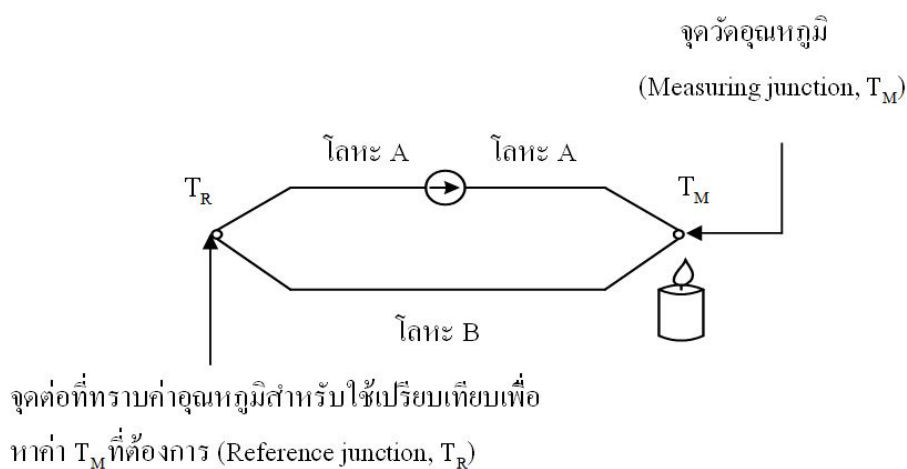
2.9.2 ฮีตเตอร์แท่ง (Cartridge Heater) สำหรับใส่ในโมล คือ ใส่ไว้ในช่องบนวัตถุ ความร้อนจะถูกส่งผ่านจากฮีตเตอร์ไปยังวัตถุที่ต้องการให้ความร้อน ตัวอย่างงาน เช่น ให้ความร้อนแม่พิมพ์ของเครื่องบรรจุหีบห่อ Cartridge Heater แบ่งออกเป็น 2 ชนิด คือ High Density และ Low Density (บางครั้งเรียกว่า High Temperature และ Low Temperature)



รูปที่ 2.22 ฮีตเตอร์แท่ง (Cartridge Heater)

2.10 เทอร์โมคัปเปิล (Thermocouple)

เทอร์โมคัปเปิล คืออุปกรณ์วัดอุณหภูมิโดยใช้หลักการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิหรือความร้อนเป็นแรงเคลื่อนไฟฟ้า (Emf) เทอร์โมคัปเปิลทำมาจากโลหะตัวนำที่ต่างชนิดกัน 2 ตัว (แตกต่างกันทางโครงสร้างของอะตอม) นำมาเชื่อมต่อปลายทั้งสองเข้าด้วยกันที่ปลายด้านหนึ่ง เรียกว่าจุดวัดอุณหภูมิ ส่วนปลายอีกด้านหนึ่งปล่อยเปิดไว้ เรียกว่าจุดอ้างอิง หากจุดวัดอุณหภูมิและจุดอ้างอิงมีอุณหภูมิต่างกันก็จะทำให้เกิดการนำกระแสในวงจรเทอร์โมคัปเปิลทั้งสองข้าง ปรากฏการณ์ดังกล่าวนี้ค้นพบโดย Thomas Seebeck นักวิทยาศาสตร์ชาวเยอรมันในปี ค.ศ.1821



รูปที่ 2.23 วงจรของเทอร์โมคัปเปิล

2.10.1 เทอร์โมคัปเปิลแบบ K วัสดุหนึ่งที่เป็นฐานสำหรับการสร้างคือ นิกเกิล เทอร์โมคัปเปิลชนิดนี้เริ่มผลิตให้เป็นมาตรฐานตั้งแต่ปี ค.ศ. 1916 โดยพื้นฐานการผลิต ขั้วหนึ่งจะเป็นนิกเกิลที่เจือปนด้วยอะลูมิเนียมส่วนอีกด้านที่เจือปนด้วยโครเมียม เพราะว่าในปี ค.ศ. 1916 ยังไม่สามารถสร้างนิกเกิลบริสุทธิ์ได้จึงได้เติมสารไมบริสุทธิต่าง ๆ ในส่วนผสมของวัสดุแบบ K แต่ในปัจจุบันได้มีการระมัดระวังส่วนผสมที่จะทำให้เกิดความไม่บริสุทธิ์ดังกล่าวเพื่อเหตุผลในการบำรุงรักษาและสอบเทียบด้วยเหตุนี้เทอร์โมคัปเปิลแบบ K ที่กำหนดเป็นค่ามาตรฐานจะไม่ใช้โลหะผสมแต่โดยทั่วไปจะผสมธาตุพิเศษเข้าไปเพื่อปรับปรุงคุณภาพของแรงเคลื่อนและอุณหภูมิของจุดหลอมละลายที่กำหนด



รูปที่ 2.24 เทอร์โมคัปเปิลแบบ K

2.10.1.1 ข้อดีของเทอร์โมคัปเปิลแบบ K

- เป็นแบบที่นิยมใช้แพร่หลายมากที่สุด
- สำหรับการวัดอุณหภูมิช่วงสั้น ๆ จะวัดได้จาก -1800°C ถึงประมาณ $13,500^{\circ}\text{C}$
- สามารถใช้วัดในงานที่มีปฏิกิริยาออกซิไดซิง หรือสภาวะแบบเฉื่อย (Inert)

ได้ดีกว่าแบบอื่น ๆ

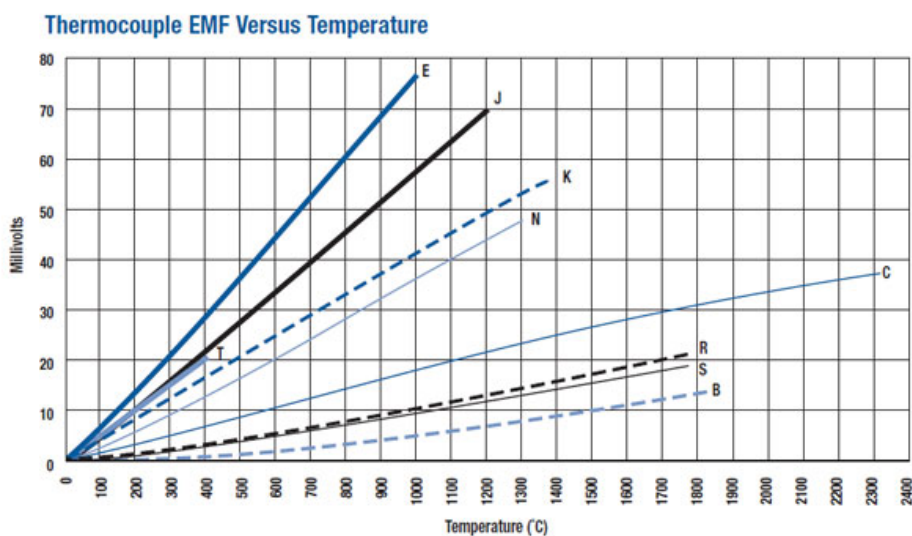
- สามารถใช้กับสภาพงานที่มีการแผ่รังสีความร้อนได้ดี
- ให้อัตราการเปลี่ยนแปลงแรงเคลื่อนไฟฟ้าต่ออุณหภูมิดีกว่าแบบอื่น ๆ

(ความชันเกือบเป็น 1) และมีความเป็นเชิงเส้นมากที่สุดในบรรดาเทอร์โมคัปเปิลด้วยกัน

2.10.1.2 ข้อเสียของแบบ K

- ไม่เหมาะกับการวัดที่ต้องสัมผัสกับปฏิกิริยารีดิวซิงและออกซิไดซิงโดยตรง
- ไม่เหมาะกับการทำงานที่มีไอของซัลเฟอร์
- ไม่เหมาะกับการใช้งานที่เป็นสุญญากาศ (ยกเว้นจะใช้เวลาสั้น ๆ)
- หลังการใช้งานไป 30 ปี ทำให้ส่วนผสมทางเคมีเปลี่ยนไป เป็นผลทำให้

คุณสมบัติของแรงเคลื่อนไฟฟ้าเปลี่ยนไป

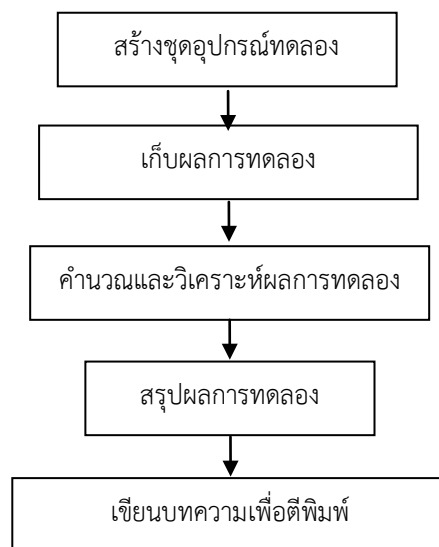


รูปที่ 2.25 กราฟระหว่างแรงดันและอุณหภูมิของเทอร์โมคัปเปิลชนิดต่างๆ

บทที่ 3

ระเบียบวิธีวิจัย

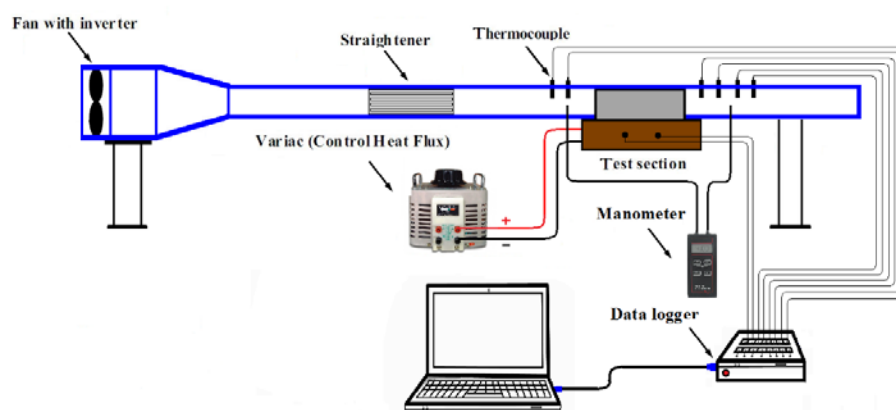
การศึกษาการถ่ายเทความร้อนและการไหลของอากาศภายในชุดระบายความร้อนแบบแผ่นแทรกโฟมทองแดงจะดำเนินการด้วยระเบียบวิธีเชิงทดลองตามขั้นตอนที่ได้ดังแสดงในแผนภาพด้านล่าง โดยสถานที่ทำการทดลองคือภาควิชาเทคโนโลยีวิศวกรรมเครื่องต้นกำลัง วิทยาลัยเทคโนโลยีอุตสาหกรรม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ



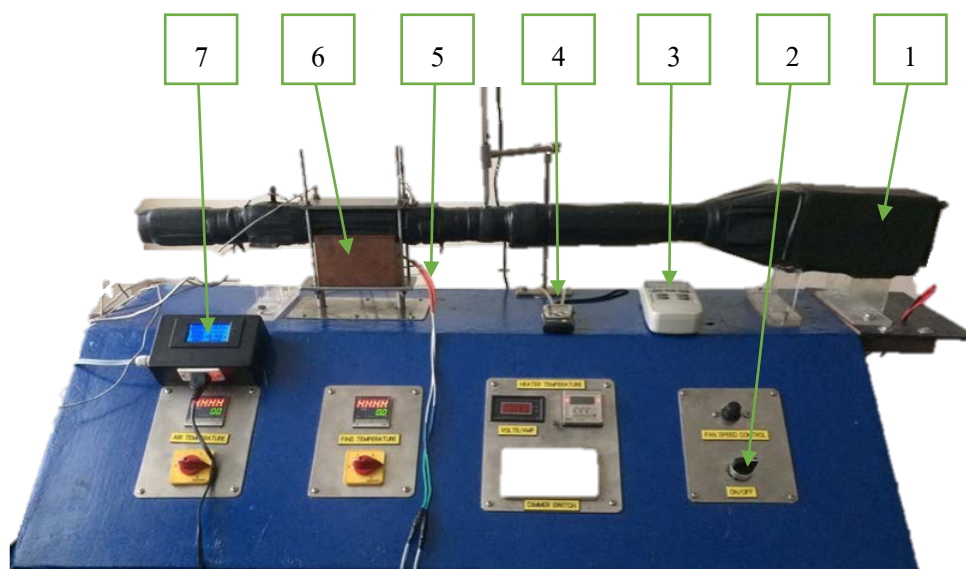
3.1 อุปกรณ์การทดลอง (Experimental apparatus)

การศึกษาความต้านทานความร้อนและความดันที่ลดลงของอากาศที่ไหลผ่านชุดระบายความร้อนแบบแผ่นรูปคลื่นไซน์ทำได้โดยการสร้างชุดอุปกรณ์การทดลอง (อุโมงค์ลม) เพื่อใช้ในการทดสอบดังแสดงในรูปที่ 3.1 โดยที่ชุดอุโมงค์ลมทำจากโลหะแผ่น ภายในประกอบด้วย ชุดพัดลมซึ่งทำงานร่วมกับอินเวอร์เตอร์ (Fan with inverter) ชุดจัดเรียงการไหลของอากาศ (Straightener) ชุดระบายความร้อนแบบแผ่นรูปคลื่นไซน์ (Test section) และตัวทำความร้อน (Heater) โดยอากาศจะถูกไหลเวียนผ่านชุดทดลองโดยใช้พัดลมและชุดปรับความเร็วของอากาศ จากนั้นอากาศไหลเข้าสู่ชุดจัดเรียงการไหลของอากาศ ก่อนเข้าสู่ชุดระบายความร้อนแบบแผ่นรูปคลื่นไซน์ซึ่งมีการติดตั้งตัวทำความร้อนแบบแผ่นขนาด 100 W ที่ฐานcrib การควบคุมความเร็วอากาศทำได้โดยการปรับความเร็วรอบของพัดลมและอ่านค่าโดยใช้แอนิเมเตอร์

(Anemometer) ความเร็วที่ใช้ในการทดสอบคือ 2 m/s, 3 m/s และ 4 m/s การควบคุมอุณหภูมิครีบบายความร้อนทำได้โดยการควบคุมแรงดันไฟฟ้าที่จ่ายให้ตัวทำความร้อนด้วยวารีแอก (Variat) เพื่อควบคุมอุณหภูมิที่ฐานครีบบัให้มีค่าระหว่าง 70°C , 80°C และ 90°C



(ก)



รูปที่ 3.1 ชุดอุปกรณ์ทดลอง

(ก) แผนภาพ (ข) อุปกรณ์จริง

ในการทดสอบได้ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลชนิด T (T type thermocouple) ซึ่งต่อเข้ากับชุดบันทึกข้อมูล (Data acquisition) เพื่อวัดอุณหภูมิผิวที่ฐานครีบบ (Wall temperature) และอุณหภูมิของ

อากาศ (Bulk fluid temperature) ที่ตำแหน่งทางเข้าและออกจากชุดทดสอบ การวัดค่าความดันที่ลดลงของอากาศที่ไหลผ่านชุดทดสอบทำได้โดยใช้มานอมิเตอร์ (Digital manometer)

ชุดอุปกรณ์การทดลองที่ได้สร้างขึ้นและเครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบได้ถูกแสดงในรูปที่ 3.1

- (ข) ซึ่งประกอบด้วย 1. พัดลมระบายความร้อน 2. สวิตช์ ON/OFF และชุดควบคุมความเร็วลม 3. เครื่องมือวัดความเร็วลม 4. เครื่องมือวัดความดันแตกต่าง 5. ตัวทำความร้อนแบบแท่ง 6. ชุดครีบทดลอง 7. เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า โดยมีรูปแสดงรายละเอียดอุปกรณ์ต่างๆดังนี้



รูปที่ 3.2 อุปกรณ์ปรับแรงดันไฟฟ้า



รูปที่ 3.3 ตัวทำความร้อนแบบแท่ง



รูปที่ 3.4 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิแบบเทอร์โมคัปเปิล K Type



รูปที่ 3.5 เครื่องมือวัดความเร็วลม



รูปที่ 3.6 เครื่องมือวัดความดันแตกต่าง



รูปที่ 3.7 เครื่องมือวัดกำลังไฟฟ้า



รูปที่ 3.8 ชุดเก็บบันทึกผลการทดลอง



รูปที่ 3.9 คอมพิวเตอร์



รูปที่ 3.10 ชุดอุปกรณ์ยึดครีบบระบายความร้อน

3.2 ชุดการทดสอบ (Test section)

ชุดระบายความร้อนที่ใช้มีทั้งหมด 7 ชุดทำจากทองแดงมีฐานครีบริบรูปสี่เหลี่ยมขนาดความยาว 75 mm กว้าง 25 mm หนา 10 mm มีครีบบ้านจำนวน 3 ครีบบ้านหนา 1 mm สูง 25 mm



(ก)

(ข)

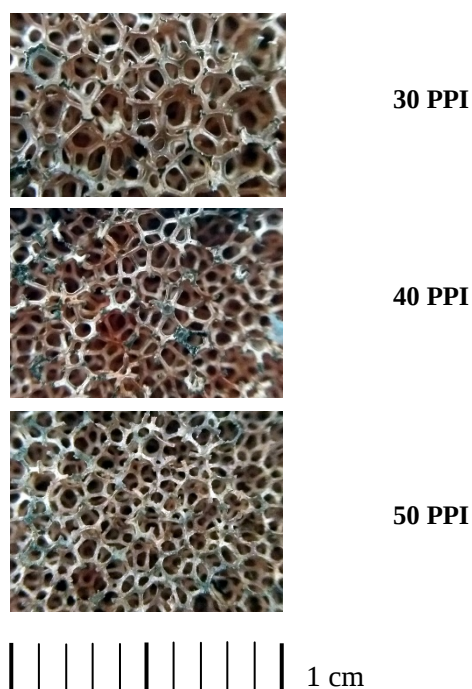
(ค)

รูปที่ 3.11 ชุดระบายความร้อน

(ก) ชุดระบายความร้อนแบบครีบบ้าน (PFHS)

(ข) ชุดระบายความร้อนแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดง (PFHS_{foam})

(ค) ชุดระบายความร้อนแบบครีบบ้านร่วมกับโฟมทองแดง (PFHS_{foam})



รูปที่ 3.12 โฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุนต่างกัน

ตารางที่ 3.1 สมบัติของโฟมทองแดง

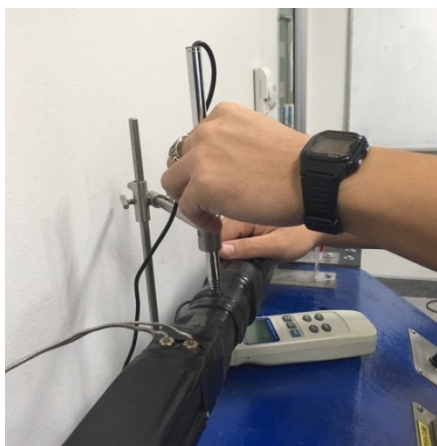
Parameters	Cu-30-6.7	Cu-40-6.7	Cu-50-6.6
Number of pore per inch, PPI	30	40	50
Porosity, ϵ	0.932	0.932	0.933
Relative density (%)	6.7	6.7	6.6
Mean pore diameter , 25.4/PPI (mm)	0.846	0.635	0.508
Fiber thickness, t (mm)	0.264	0.258	0.241
Fiber length, l (mm)	1.044	1.021	0.963
Surface area per unit volume (m^2/m^3)	1416	1602	1745

ตารางที่ 3.1 สมบัติของชุดทดสอบ

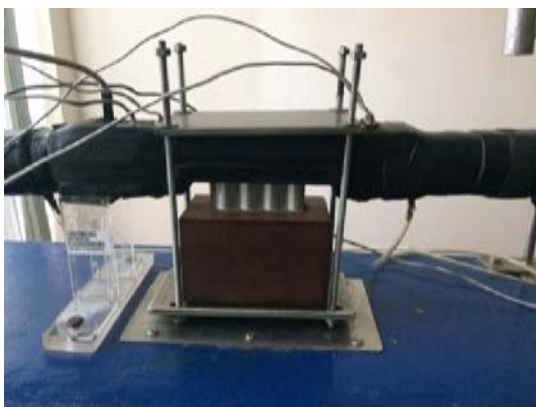
	A_{HT} (m^2)	ϵ_{HS}	k_s^* (W/m K)	$K \times 10^8$ (m^2)	F
PFHS	0.0094	0.889	44.51	-	-
FPHS _{foam30PPI}	0.0739	0.932	10.10	17.74	0.0279
FPHS _{foam40PPI}	0.0832	0.932	10.10	6.62	0.0249
FPHS _{foam50PPI}	0.0904	0.933	10.10	4.04	0.0225
PFHS _{foam30PPI}	0.0734	0.828	53.49	9.09	0.0293
PFHS _{foam40PPI}	0.0817	0.828	53.49	4.79	0.0229
PFHS _{foam50PPI}	0.0881	0.829	53.49	3.22	0.0196

3.3 ขั้นตอนดำเนินการทดลอง

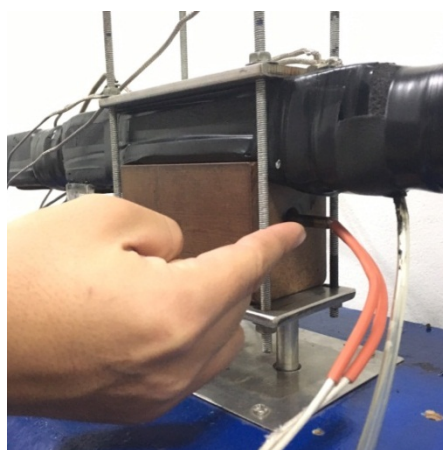
3.3.1 ประกอบเครื่องระบายความร้อนและอุปกรณ์ตรวจวัดค่าต่างๆ เข้ากับชุดทดลองตามขั้นตอนดังแสดงในรูปที่ 3.13 -3.18



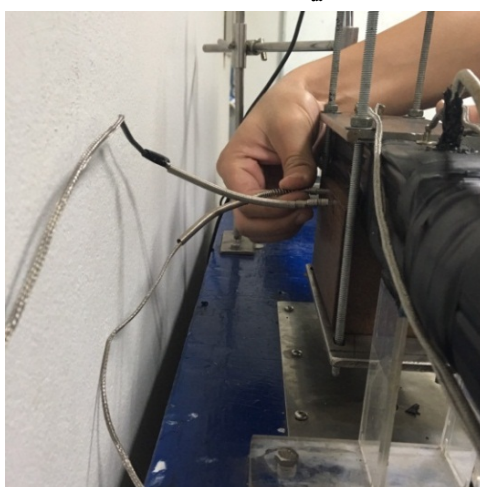
รูปที่ 3.13 ติดตั้งแอนิโมมิเตอร์เข้ากับชุดทดลอง



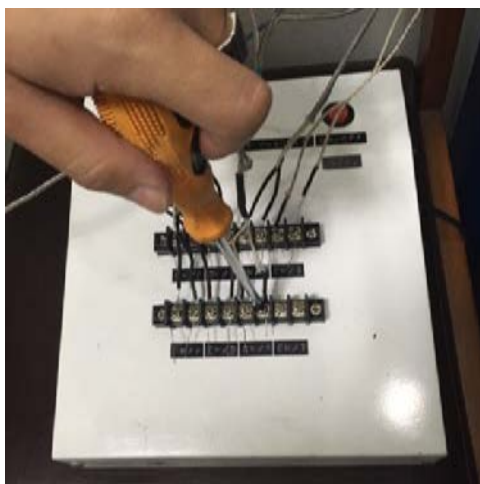
รูปที่ 3.14 ติดตั้งครีกระบายความร้อนเข้ากับชุดทดลอง



รูปที่ 3.15 ติดตั้งฮีตเตอร์แท่งเข้ากับฐานครีกระบายความร้อน



รูปที่ 3.16 ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลเข้ากับฐานครีกระบายความร้อน



รูปที่ 3.17 ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลทั้ง 7 ตัวเข้ากับ Data Logger



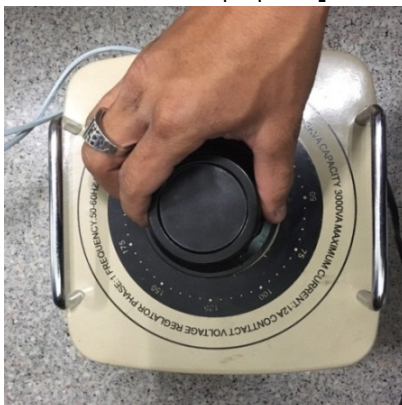
รูปที่ 3.18 ติดตั้งมาโนมิเตอร์เข้ากับสายวัดผลต่างความดัน

3.3.2 เปิดสวิตช์ชุดควบคุมไฟฟ้า ที่ตำแหน่งเปิด



รูปที่ 3.19 ติดตั้งมาโนมิเตอร์เข้ากับสายวัดผลต่างความดัน

3.3.3 ปรับชุดควบคุมแรงดันไฟฟ้าเพื่อควบคุมอุณหภูมิของฐานครีปไว้ที่ 70 °C



รูปที่ 3.20 ปรับแรงดันไฟฟ้าเพื่อควบคุมอุณหภูมิของฐานครีประบายความร้อน

3.3.4 ทำการปรับความเร็วให้ได้ตามที่กำหนด ทั้งไว้ระยะหนึ่งเพื่อให้ระบบอยู่ภายใต้สภาวะอุณหภูมิคงที่สังเกตจากอุณหภูมิที่ฐานครีปคงที่



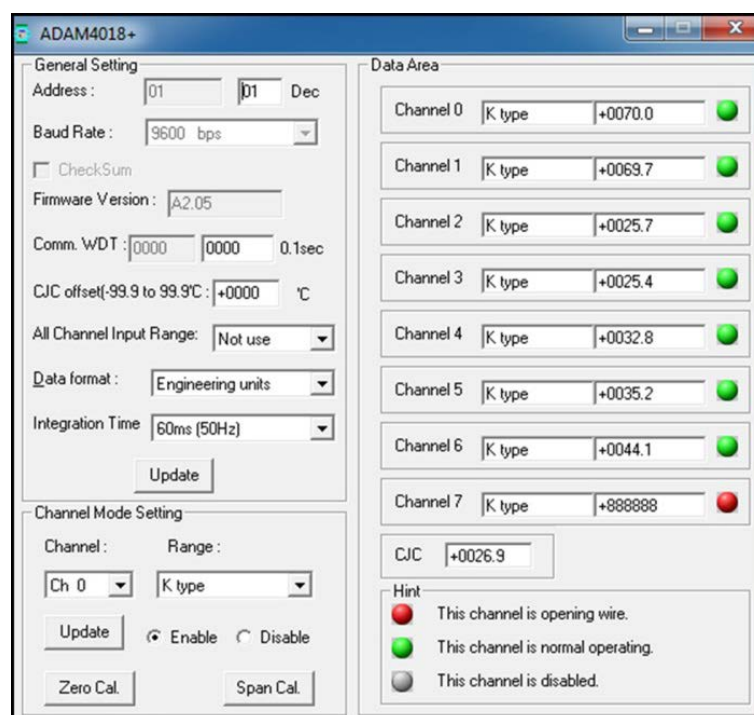
รูปที่ 3.21 ปรับความเร็วพัดลมตามที่กำหนด

3.3.5 กำหนดจุดวัดของเทอร์โมคัปเปิลโดยแบ่งการวัดอุณหภูมิเป็น 2 ชุด

3.3.5.1 ชุดที่ 1 มีสาย 2 สาย สายที่ 1 และสายที่ 2 จะใช้วัดอุณหภูมิที่ฐานครีบริบายความร้อน

3.3.5.2 ชุดที่ 2 จะมี 5 สาย สายที่ 1 และสายที่ 2 วัดอุณหภูมิอากาศเมื่อก่อนเข้าครีบริบายสายที่ 3 สายที่ 4 สายที่ 5 วัดอุณหภูมิอากาศเมื่อออกจากครีบริบาย

3.3.6 ทิ้งไว้ระยะหนึ่งเพื่อให้ระบบอยู่ภายใต้สภาวะอุณหภูมิคงที่สังเกตอุณหภูมิที่ฐานที่คงที่จากนั้นทำการวัดอุณหภูมิที่ฐานที่ระบายความร้อนที่ตำแหน่งต่างๆ ทั้ง 7 ตำแหน่งและทำการบันทึกผลการทดลอง



รูปที่ 3.22 หน้าจอแสดงผลอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ

3.3.7 ทำการทดสอบโดยเปลี่ยนความเร็วลมเป็น 1 m/s ,2 m/s ,3 m/s และ 4 m/s ตามลำดับและทำการบันทึกค่าอุณหภูมิ ผลต่างความดันและกำลังไฟฟ้าลงในตารางบันทึกผล

3.3.8 ทำการทดสอบซ้ำโดยปรับชุดควบคุมอุณหภูมิเข้ากับฮีตเตอร์ให้มีอุณหภูมิที่ 70 °C ,90 °C และ 110 °C ตามลำดับและทำการบันทึกค่าอุณหภูมิ ผลต่างความดันและกำลังไฟฟ้าลงในตารางบันทึกผล

3.3.9 ทำการทดลองซ้ำโดยการเปลี่ยนครีระบายความร้อนและทำตามหัวข้อ 3.3.7 และหัวข้อ 3.3.8 อีกครั้ง

3.3.10 นำผลที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบและสร้างกราฟ

3.4 การคำนวณวิเคราะห์ผลการทดลอง

ผลการทดลองที่เก็บบันทึกได้คืออุณหภูมิผิวครีบ อุณหภูมิของอากาศที่ตำแหน่งทางเข้าและออก และความเร็วของอากาศ สามารถนำมาคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนของอากาศที่ไหลผ่านชุดระบายความร้อนโดยใช้สมการดังต่อไปนี้

3.4.1 อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีปสู่อากาศ

$$Q = \dot{m} c_p (T_{a,i} - T_{a,o}) \quad (3.1)$$

เมื่อ

$$\dot{m} = \rho V A_c$$

3.4.2 ความต้านทานความร้อน (R)

$$R = \frac{T_{wall,avg} - T_{a,avg}}{Q} \quad (3.2)$$

3.4.3 กำลังงานขับเคลื่อนของไหล (P)

$$P = V \Delta P \quad (3.3)$$

A_c	= พื้นที่การไหลของอากาศในท่อ, m^2
A_s	= พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของครีป, m^2
c_p	= ความร้อนจำเพาะของอากาศ, J/kg K
$\dot{m}$	= อัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ, kg/s
Q	= อัตราการถ่ายเทความร้อน, W
$T_{a,i}$	= อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าครีป, $^{\circ}C$
$T_{a,o}$	= อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกครีป, $^{\circ}C$
$T_{a,avg}$	= อุณหภูมิของอากาศเฉลี่ยที่ไหลผ่านครีป, $^{\circ}C$
$T_{wall,avg}$	= อุณหภูมิผิวของครีปเฉลี่ย, $^{\circ}C$
V	= ความเร็วของอากาศ, m/s
ρ	= ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m^3

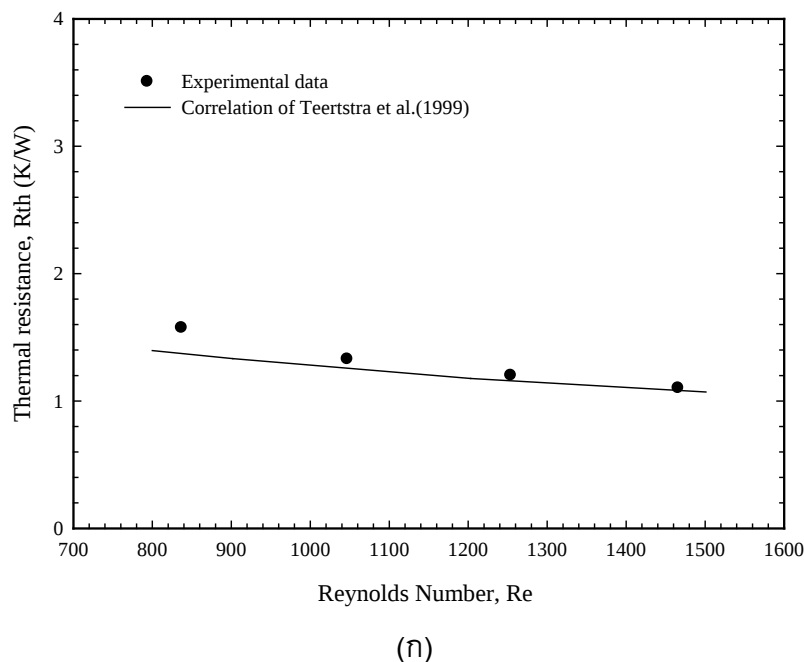
บทที่ 4

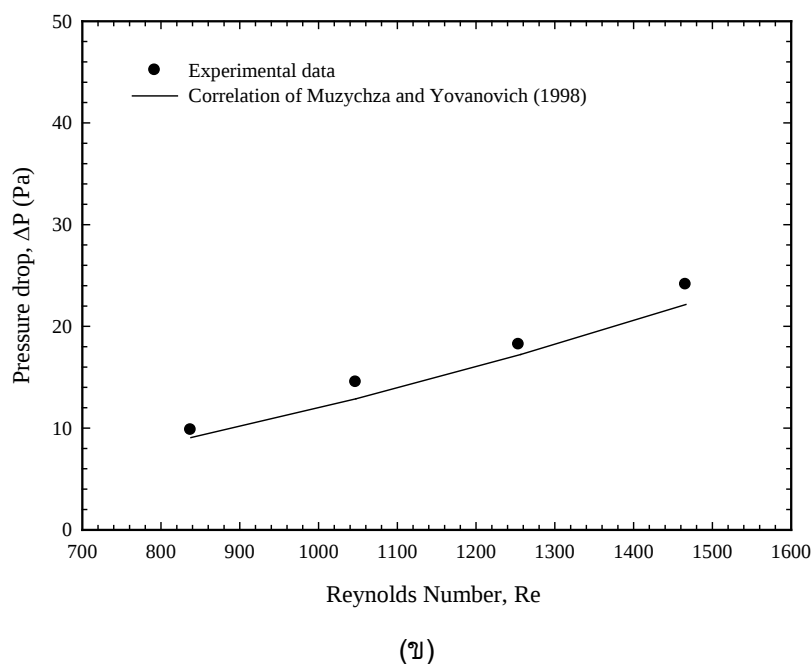
ผลการทดลองและการวิจารณ์

เนื้อหาในส่วนนี้ได้นำเสนอผลการทดลองของสมรรถนะเชิงความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบครีบน้ําร่วมกับโฟมทองแดงซึ่งประกอบด้วยความต้านทานความร้อน และความดันที่ลดลง นอกจากนี้ยังได้เปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างครีบน้ําระบายความร้อนแบบครีบน้ําร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อน แบบครีบน้ําร่วมกับโฟมทองแดงได้ถูกนำเสนอ

4.1 การตรวจสอบผลการทดลอง (Validation)

ในการศึกษานี้ได้ทำการตรวจสอบความถูกต้องของผลการทดลองโดยการเปรียบเทียบความต้านทานความร้อนและความดันที่ลดลงของชุดระบายความร้อนแบบครีบน้ําร่วมกับสทหสัมพันธ์ที่ได้มีการนำเสนอก่อนหน้านี้ [xx] ผลการเปรียบเทียบแสดงให้เห็นว่าข้อมูลการทดลองนี้สอดคล้องกับข้อมูลที่ได้จากการคำนวณด้วยสทหสัมพันธ์กล่าวคือ การเพิ่มค่าตัวเลขเรย์โนลด์ส่งผลให้ความต้านทานความร้อนลดลงและความดันสูญเสียมีค่าเพิ่มขึ้นดังแสดงในรูปที่ 4.1 ซึ่งให้ค่าเบี่ยงเบนเฉลี่ย (mean absolute deviation, MAD) ระหว่างผลการทดลองและสทหสัมพันธ์เท่ากับ 5.03% และ 8.03% สำหรับความต้านทานความร้อนและความดันสูญเสียตามลำดับ





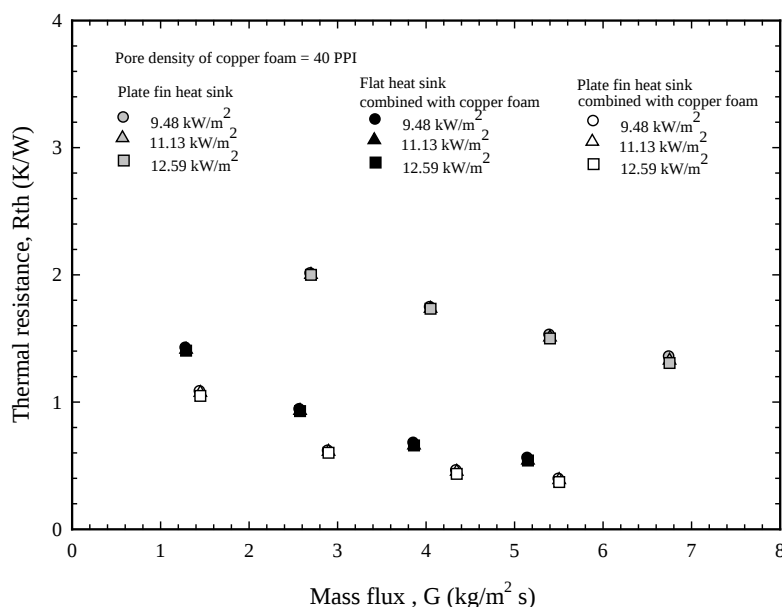
รูปที่ 4.1 การเปรียบเทียบระหว่างผลการทดลองและสหสัมพันธ์

(ก) ความต้านทานความร้อน (ข) ความดันสูญเสีย

4.2 ความต้านทานความร้อน

ผลกระทบของฟลักซ์มวลที่มีต่อความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบครีปแผ่น (PFHS) ชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดง (PFHS_{foam}) และ ชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดง (PFHS_{foam}) ภายใต้สภาวะฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกันแสดงในรูปที่ 4.2 ผลการทดลองเป็นไปตามที่คาดไว้ นั่นคือความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนลดลงเมื่อฟลักซ์มวลมีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากความเร็วที่เพิ่มขึ้นมีผลให้ความปั่นป่วนในการไหลของอากาศภายในช่องทางการไหลสูงขึ้น นอกเหนือจากนั้นในกรณีของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงจะเกิดการไหลผสมกันของอากาศภายในโครงสร้างที่มีความพรุนได้ดีขึ้นเมื่อความเร็วสูงขึ้น ผลกระทบนี้ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิของฐานครีปลดลง ดังนั้นความต้านทานความร้อนจึงลดลง และยังสังเกตพบอีกด้วยว่าแนวโน้มของความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อน (ในรูปที่ 4.2) เปลี่ยนแปลงค่อนข้างน้อยตาม ฟลักซ์ความร้อนที่

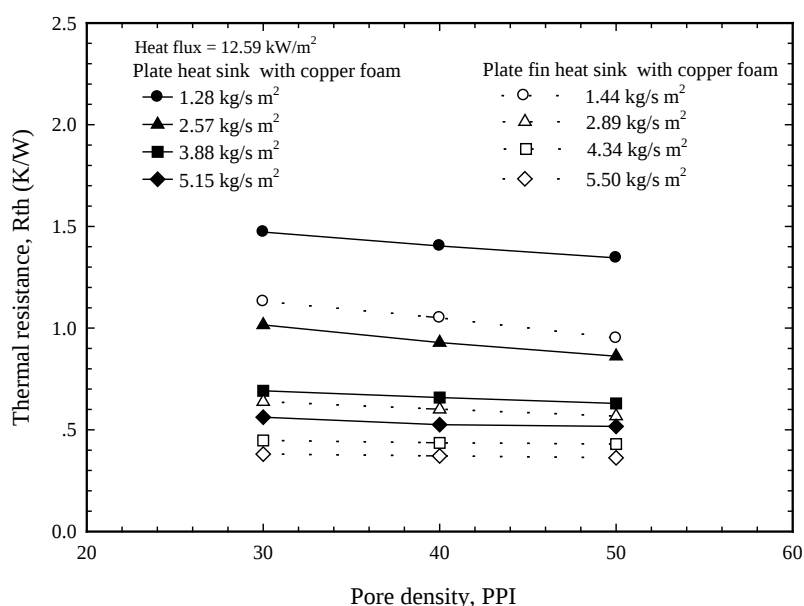
เปลี่ยนไป เหตุผลที่เป็นเช่นนั้นเนื่องจากว่าทั้งการถ่ายเทความร้อนและความแตกต่างอุณหภูมิระหว่างฐานครีปและอากาศที่ทางเข้ามีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มฟลักซ์ความร้อน และอัตราการเพิ่มขึ้นของทั้งสองค่าใกล้เคียงกัน จึงทำให้ความต้านทานความร้อนแทบจะไม่เปลี่ยนแปลง ซึ่งผลการทดลองนี้สอดคล้องกับผลการทดลองของงานวิจัยในอดีต [xxx]



รูปที่ 4.2 ผลกระทบของฟลักซ์มวลที่มีต่อความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อน

การเปรียบเทียบความต้านทานความร้อนที่ได้จากชุดระบายความร้อนภายใต้สภาวะฟลักซ์มวลเท่ากันพบว่าชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าต้านทานความร้อนเฉลี่ยต่ำกว่าชุดระบายความร้อนแบบครีปแผ่น 59.3% และ 72.2% ตามลำดับ มันสามารถอธิบายได้จากพฤติกรรมการไหลของอากาศภายในโครงสร้างวัสดุพรุน พื้นที่ถ่ายเทความร้อน ค่าการนำความร้อนเฉลี่ยของครีประบายความร้อน นั่นคือโครงสร้างวัสดุพรุนทำให้อากาศไหลผสมกันได้ดี (เป็นสาเหตุของการไหลปั่นป่วนของอากาศ) พื้นที่การถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าสูงกว่าประมาณ 9 เท่า ดังนั้นความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุด

ระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงจึงต่ำกว่าชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบ อย่างไรก็ตามสำหรับในกรณีที่พื้นที่การถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกันพบว่าชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าการนำความร้อนเฉลี่ยสูงกว่าชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดง ดังนั้นการถ่ายเทความร้อนจากฐานครีปได้ดีกว่าและทำให้ชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าความต้านทานความร้อนต่ำสุด

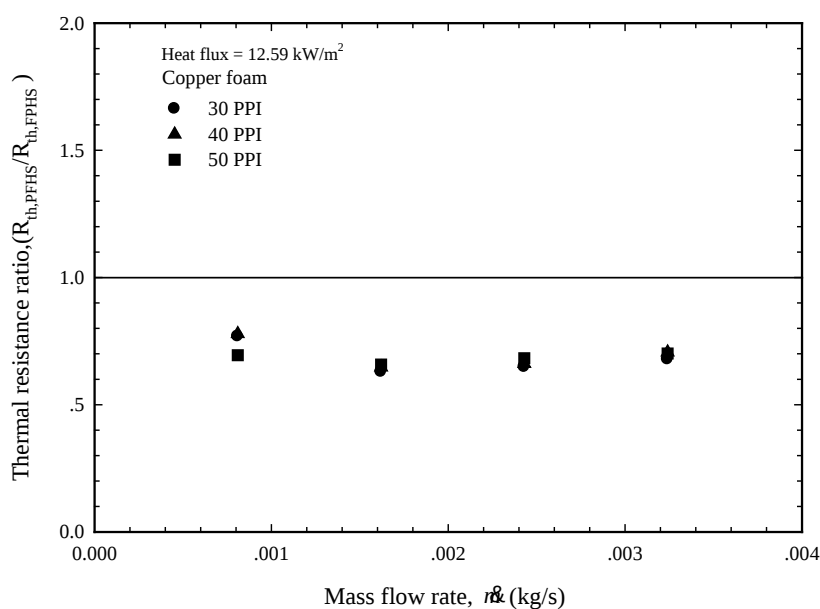


รูปที่ 4.3 ผลกระทบของจำนวนรูพรุนที่มีต่อความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อน

การเปลี่ยนแปลงของความต้านทานความร้อนตามจำนวนรูพรุนของโฟมทองแดงสำหรับชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงภายใต้ฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน แสดงในรูปที่ 4.3 ความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวนรูพรุนของโฟมทองแดง อย่างไรก็ตามสังเกตเห็นว่าความต้านทานความร้อนลดลงยังขึ้นอยู่กับฟลักซ์ความร้อนด้วย นั่นคือความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงลดลง 13.57% และ 10.89% ที่ฟลักซ์มวลมีค่าต่ำ ($G \leq 2.89 \text{ kg/m}^2\text{s}$ for PFHS_{foam} and $G \leq 3.88 \text{ kg/m}^2\text{s}$ for FPHS_{foam}) มันอธิบายได้ว่าพื้นที่การถ่ายเทความร้อน

ของโฟมทองแดงเพิ่มขึ้นตามจำนวนรูพรุน และพบว่าจำนวนรูพรุนที่เพิ่มขึ้นส่งผลให้อากาศผสมกันได้ดีขึ้นและนำไปสู่การลดลงของความต้านทานความร้อน อย่างไรก็ตามที่ค่าฟลักซ์มวลสูง ความต้านทานความร้อนลดลงค่อนข้างน้อย 7.97% และ 4.39% ชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงตามลำดับ

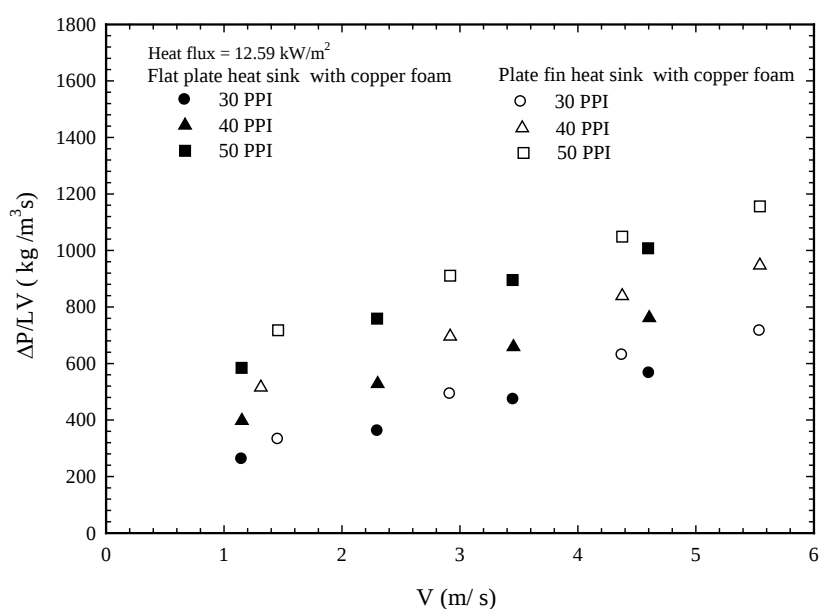
เมื่อพิจารณาการเปลี่ยนแปลงของของอัตราส่วนความต้านทานความร้อนระหว่างชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนร่วมกับโฟมทองแดง ($R_{th,PFHS_{foam}} / R_{th,FPHS_{foam}}$) ในรูปที่ 4.4 พบว่ามีค่าเฉลี่ยเท่ากับ 0.686 โดยพบว่าความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงลดลง 33.8%, 32.1%, และ 30.6% สำหรับจำนวนรูพรุน 30 PPI, 40 PPI, และ 50 PPI ตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากแม้ว่าครีบทั้งสองแบบมีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน แต่ค่าการนำความร้อนเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงสูงกว่าชุดระบายความร้อนร่วมกับโฟมทองแดง



รูปที่ 4.4 ผลกระทบของอัตราการไหลอากาศที่มีต่ออัตราส่วนความต้านทานความร้อน

4.3 ความดันสูญเสีย

เพื่อที่จะหาค่าความสามารถในการซึมผ่านและสัมประสิทธิ์ความเฉื่อย (permeability and inertial coefficient) ของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดง ข้อมูลการทดลองของ $\Delta P/LV$ และความเร็วอากาศภายในโฟมทองแดงได้ถูกสร้างขึ้นในแกน Y และแกน x ดังแสดงในรูปที่ 4.5 บนพื้นฐานของวิธีการถดถอยพหุคูณน้อยที่สุด (linear least square regression method) ค่าคงที่ a และ b ความสามารถในการซึมผ่านและสัมประสิทธิ์ความเฉื่อยได้ถูกนำเสนอในตารางที่ 4.1 และ 4.2 ผลที่ได้พบว่าความสามารถในการซึมผ่านของชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าสูงกว่าชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดง อย่างไรก็ตามสัมประสิทธิ์ความเฉื่อยของชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าต่ำกว่าชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดง และพบว่าความสามารถในการซึมผ่านและค่าสัมประสิทธิ์ความเฉื่อยมีค่าลดลงเมื่อจำนวนรูพรุนเพิ่มขึ้นภายใต้ความพรุนใกล้เคียงกัน



รูปที่ 4.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง $\Delta P/LV$ และความเร็วของอากาศภายในโฟมทองแดง

ตารางที่ 4.1 สมบัติของชุดทดสอบ

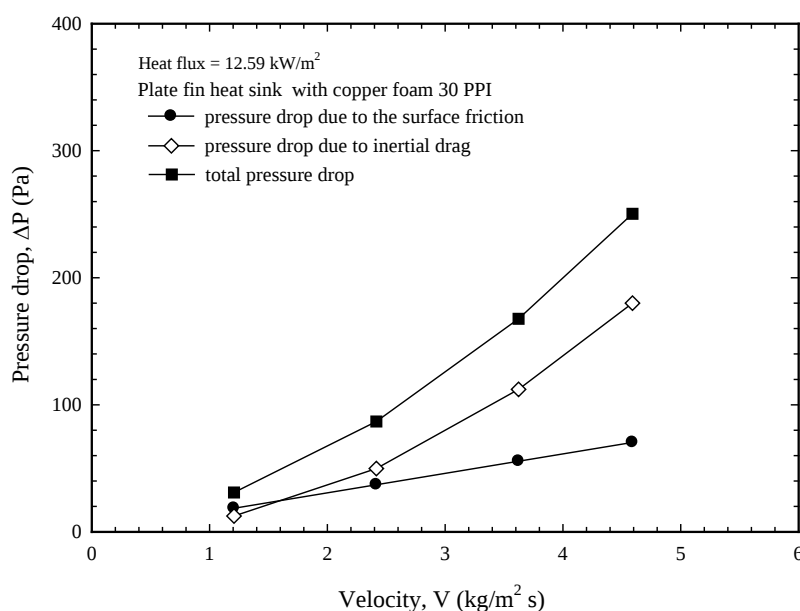
	A_{HT} (m ²)	ε_{HS}	k_s^* (W/m K)	$K \times 10^8$ (m ²)	F
PFHS	0.0094	0.889	44.51	-	-
FPHS _{foam30PPI}	0.0739	0.932	10.10	17.74	0.0279
FPHS _{foam40PPI}	0.0832	0.932	10.10	6.62	0.0249
FPHS _{foam50PPI}	0.0904	0.933	10.10	4.04	0.0225
PFHS _{foam30PPI}	0.0734	0.828	53.49	9.09	0.0293
PFHS _{foam40PPI}	0.0817	0.828	53.49	4.79	0.0229
PFHS _{foam50PPI}	0.0881	0.829	53.49	3.22	0.0196

ตารางที่ 4.2 ค่าคงที่ a และ b ของชุดทดสอบ

	a	b	a/b
FPHS _{foam30PPI}	158.44	95.55	1.65
FPHS _{foam40PPI}	281.15	113.79	2.47
FPHS _{foam50PPI}	460.28	131.15	3.51
PFHS _{foam30PPI}	204.46	113.94	1.79
PFHS _{foam40PPI}	388.38	123.21	3.15
PFHS _{foam50PPI}	578.18	128.49	4.49

ผลกระทบของความเร็วอากาศที่มีต่อความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทาน ความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยและความดันสูญเสียรวมที่ไหลผ่านชุดระบายความร้อนที่มีจำนวนรูพรุน 30 PPI ได้ถูกนำเสนอในรูปที่ 4.6 แม้ว่าความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยและความเสียดทานจะถูกเพิ่มขึ้นตามความเร็ว อย่างไรก็ตามพบว่า ความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยมีค่าสูงกว่าความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานมาก นั่นเป็นเพราะว่าอ้างอิงจากสมการของ Forchheimer-extended Darcy equation พบว่าความดันสูญเสียรวมของอากาศที่ไหลผ่านวัสดุพรุนแบ่งออกเป็น 2 ส่วนคือความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานระหว่างอากาศและพื้นผิวสัมผัส และความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยซึ่งเป็นผลจากการไหลแยกตัวและการผสมกันของอากาศภายในโพรงทองแดง โดยที่ความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทาน แปรผันเป็น

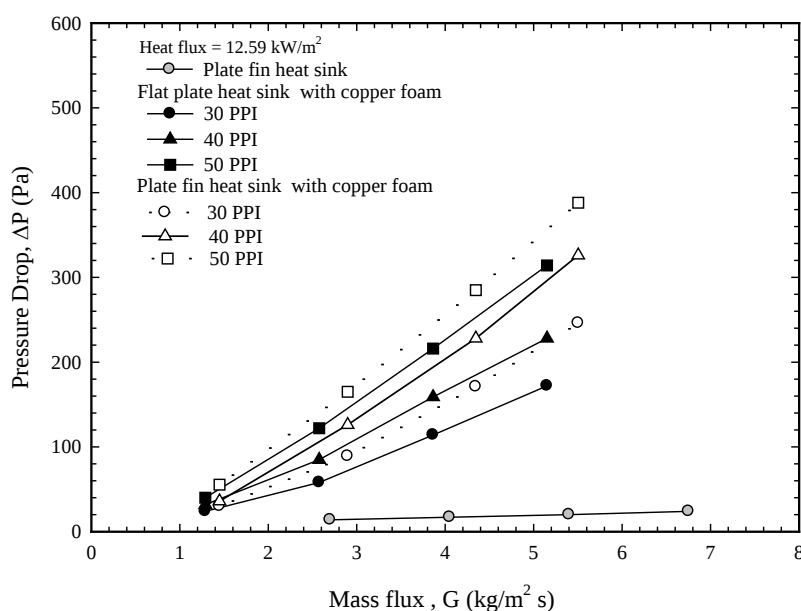
สัดส่วนโดยตรงกับความเร็ว อย่างไรก็ตามความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยแปรผันเป็นสัดส่วนกับความเร็วยกกำลังสอง นอกจากนี้ในรูปที่ 4.6 ยังสังเกตเห็นว่าความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานมีค่าสูงกว่าความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยในช่วงความเร็วอากาศต่ำๆ อย่างไรก็ตามพบว่าความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยสูงกว่าความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานเมื่ออากาศมีความเร็วสูงกว่าความเร็ววิกฤต นั่นคือความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยมีอิทธิพลอย่างมากต่อความดันสูญเสียรวมเมื่อความเร็วสูงกว่าความเร็ววิกฤต ความเร็ววิกฤตถูกนิยามว่าเป็นความเร็วที่ทำให้ความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อยสูงกว่าความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานซึ่งสามารถคำนวณหาได้จากค่าสัมประสิทธิ์ a และ b ดังแสดงในตารางที่ 4.2



รูปที่ 4.6 ผลกระทบของความเร็วอากาศที่มีต่อความดันสูญเสีย

การพิจารณาผลของพลักซ์มวลที่มีต่อความดันสูญเสียรวมในรูปที่ 4.7 แสดงให้เห็นว่าความดันรวมของอากาศที่ไหลภายในชุดระบายความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อพลักซ์มวลมีค่าเพิ่มขึ้น นั่นคือการเพิ่มของความเร็วอากาศส่งผลให้ความดันของอากาศและความดันสูญเสียรวมของอากาศภายในชุดระบายความร้อนเพิ่มขึ้น โดยผลการทดลองพบว่าความดันรวมสูญเสียรวม ของ

ชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบครีปร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าเพิ่มขึ้น 9.10 เท่าและ 6.75 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบภายใต้สภาวะการทดสอบใกล้เคียงกัน มันยังถูกพบอีกว่าแนวโน้มของความดันสูญเสียของชุดระบายความร้อนที่มีโฟมทองแดงจำนวนรูพรุน 30 PPI และ 40 PPI จะถูกเปลี่ยนแปลงไปเมื่อความเร็วของอากาศเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามสำหรับชุดระบายความร้อนที่มีโฟมทองแดงจำนวนรูพรุน 50 PPI พบว่าแนวโน้มของความดันสูญเสียค่อนข้างเป็นเส้นตรงเนื่องจากความดันสูญเสียรวมเพิ่มขึ้นเชิงเส้นตรงเมื่อความเร็วของอากาศต่ำกว่าความเร็ววิกฤต (เป็นผลกระทบจากความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทาน) แต่หลังจากนั้นความดันสูญเสียรวมเพิ่มขึ้นอย่างมากตามความเร็วของอากาศ (เป็นผลกระทบจากความดันสูญเสียเนื่องจากความเฉื่อย) อย่างไรก็ตามสำหรับโฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุน 50 PPI พบว่าความเร็วภายในชุดระบายความร้อนมีค่าต่ำกว่าความเร็ววิกฤต ดังนั้นความดันสูญเสียรวมจึงขึ้นอยู่กับความดันสูญเสียเนื่องจากความเสียดทานเป็นหลัก และทำให้ความดันสูญเสียรวมแปรผันโดยตรงกับความเร็วอากาศ

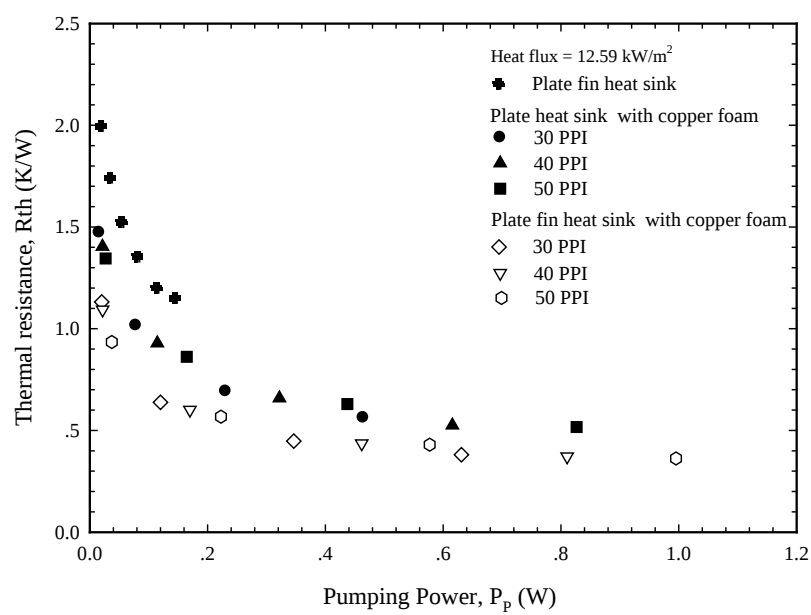


รูปที่ 4.7 ผลกระทบของพลักซ์มวลที่มีต่อความดันสูญเสียรวม

เมื่อพิจารณาผลกระทบของจำนวนรูพรุนพบว่าความดันสูญเสียของอากาศภายในชุดระบายความร้อนเพิ่มขึ้น 1.7 2 เท่าและ 2.02 เท่า สำหรับชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบคียบร่วมกับโฟมทองแดง เมื่อเพิ่มจำนวนรูพรุนระหว่าง 30 PPI และ 50 PPI นั้นเป็นเพราะว่าความเสียดทานระหว่างอากาศและพื้นผิวของชุดระบายความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อจำนวนรูพรุนมากขึ้น ในลักษณะเดียวกันพบว่าการไหลแยกตัวและการไหลผสมกันของอากาศภายในโฟมทองแดงได้ดีขึ้นเมื่อจำนวนรูพรุนเพิ่มขึ้น ผลกระทบเหล่านี้นำไปสู่การเพิ่มขึ้นของความต้านทานการไหลและความดันสูญเสียรวม

4.4 สมรรถนะเชิงความร้อน

เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนของชุดระบายความร้อน ความสัมพันธ์ระหว่างความต้านทานความร้อนและกำลังงานในการขับเคลื่อนของไหลถูกแสดงในรูปที่ 4.8 พบว่าความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนทั้งหมดลดลงเมื่อกำลังงานในการขับเคลื่อนเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามความต้านทานความร้อนมีแนวโน้มเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยเมื่อกำลังงานในการขับเคลื่อนสูงกว่า 0.4 W นั้นมีความหมายว่าที่กำลังงานในการขับเคลื่อนสูงกว่า 0.4 W ความต้านทานความร้อนมีค่าเกือบคงที่เมื่อกำลังงานมีค่าเพิ่มขึ้นภายใต้สภาวะกำลังงานที่ใกล้เคียงกัน ความต้านทานความร้อนเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟม ทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบคียบร่วมกับโฟมทองแดงต่ำกว่าชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบประมาณ 40.74% และ 25.18% ความต้านทานความร้อนเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงต่ำกว่าชุดระบายความร้อนแบบคียบร่วมกับโฟมทองแดงประมาณ 27.40 % นอกเหนือนั้นมันยังพบว่าจำนวนรูพรุนมีผลกระทบเพียงเล็กน้อยต่อความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบคียบร่วมกับโฟมทองแดง อย่างไรก็ตามความต้านทานความร้อนมีแนวโน้มลดลงเล็กน้อยเมื่อจำนวนรูพรุนลดลง



รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างความต้านทานความร้อนและกำลังงานในการขับเคลื่อนของไหล

บทที่ 5

สรุปผลการทดลอง

5.1 สรุปผลการทดลอง

งานวิจัยนี้ได้ศึกษาสมรรถนะเชิงความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ร่วมกับโฟมทองแดง โดยทำการศึกษาผลกระทบของความเร็วอากาศ พลักซ์ความร้อน จำนวนรูพรุนของ โฟมทองแดงที่มีต่อความต้านทานความร้อนและความดันที่ลดลง รวมทั้งเปรียบเทียบสมรรถนะเชิงความร้อนระหว่างชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ร่วมกับโฟมทองแดง ชุดระบายความร้อนแบบเรียบร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ภายใต้สภาวะกำลังงานขับเคลื่อนเท่ากัน ในการทดลองดำเนินการที่สภาวะความเร็วระหว่าง 1 – 4 m/s พลักซ์ความร้อนระหว่าง 9.48 – 12.59 W/m² และ โฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุนเท่ากับ 30 PPI 40 PPI และ 50 PPI

ผลการทดลองพบว่าความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อนแบบเรียบร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าลดลงเมื่อจำนวนรูพรุนและพลักซ์ความร้อนเพิ่มขึ้น โดยความต้านทานความร้อนเฉลี่ยมีค่าลดลง 59.3% และ 72.2% เปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ (ที่มีการใช้งานโดยทั่วไป) ความดันสูญเสียรวมของอากาศภายในชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ร่วมกับโฟมทองแดงและชุดระบายความร้อนแบบเรียบร่วมกับโฟมทองแดงเพิ่มขึ้น 9.10 เท่า และ 6.75 เท่าเมื่อเปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ เมื่อพิจารณาผลการทดลองภายใต้กำลังงานขับเคลื่อนของไหลเท่ากันพบว่าความต้านทานความร้อนเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ร่วมกับโฟมทองแดงและ ชุดระบายความร้อนแบบเรียบร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าลดลง 40.74% และ 25.18% เปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ ผลการทดลองทั้งหมดสามารถสรุปได้ว่าชุดระบายความร้อนแบบครีบบัฟเฟอร์ร่วมกับโฟมทองแดงมีค่าเหมาะสมที่สุดภายใต้สภาวะโฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุน 30 PPI และ กำลังงานขับเคลื่อนของไหลต่ำกว่า 0.4 W

บรรณานุกรม

- [1] S. Mancin, C. Zilio, A. Cavallini, L. Rossetto, 2010, Heat transfer during air flow in aluminum foams, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, pp. 4976–4984.
- [2] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani, L. Rossetto, 2012, Experimental air heat transfer and pressure drop through copper foams, *Experimental Thermal and Fluid Science* 36, pp. 224–232.
- [3] G.B. Ribeiro, J.R. Barbosa Jr., A.T. Prata, 2012, Performance of microchannel condensers with metal foams on the air-side: Application in small-scale refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering* 36, pp.152-160.
- [4] Z.M. Wan, G.Q. Guo, K.L. Su, Z.K. Tu, W. Liu, 2012, Experimental analysis of flow and heat transfer in a miniature porous heat sink for high heat flux application, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55, pp. 4437–4441.
- [5] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani, L. Rossetto, 2013, Air forced convection through metal foams: Experimental results and modeling, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 62, pp.112–123.
- [6] P. M. Kamath, C. Balaji, S.P. Venkateshan, 2013, Convection heat transfer from aluminium and copper foams in a vertical channel e An experimental study, *International Journal of Thermal Sciences* 64 ,pp. 1-10.
- [7] C.-C. Chen, P.-C. Huang, H.-Y. Hwang, 2013, Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 58, pp. 356–373.
- [8] P. M. Kamath, C. Balaji, S.P. Venkateshan, 2014, Heat transfer enhancement with discrete heat sources in a metal foam filled vertical channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 53, pp. 180–184.

- [9] A. Chumpia, K. Hooman, 2014, Performance evaluation of single tubular aluminium foam heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering* 66, pp. 266-273.
- [10] K.-C. Chen, C.-C. Wang, 2015, Performance improvement of high power liquid-cooled heat sink via non-uniform metal foam arrangement, *Applied Thermal Engineering* 87, pp. 41-46.
- [11] L. Chuan, X.-D.Wang, T.-H. Wang,W.-M. Yan, 2015, Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sink based on porous fin design concept, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 65, pp. 52–57.
- [12] T.-M. Jeng, S.-C. Tzeng, Q.-Y. Huang, 2015, Heat transfer performance of the pin–fin heat sink filled with packed brass beads under a vertical oncoming flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 86, pp.531–541.
- [13] T. Dixit, I. Ghosh, 2016, An experimental study on open cell metal foam as extended heat transfer surface, *Experimental Thermal and Fluid Science* 77, pp. 28–37.
- [14] W.-H. Shih, C.-C. Liu, W.-H. Hsieh, 2016, Heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks with a solid aluminum core, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 97, pp.742–750.
- [15] K. Nawaz, J. Bock, A. M. Jacobi, 2017, Thermal-hydraulic performance of metal foam heat exchangers under dry operating conditions, *Applied Thermal Engineering* 119, pp. 222–232.
- [16] S. Feng, F. Li, F. Zhang, T. J. Lu, 2018, Natural convection in metal foam heat sinks with open slots, *Experimental Thermal and Fluid Science* 91, pp. 354–362.

[17] S. Chingulpitak, N. Chimres, K. Nilpueng, S. Wongwises, 2016, Experimental and numerical investigations of heat transfer and flow characteristics of cross-cut heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 102, pp. 142–153.

[18] H.Wang, L. Guo, 2016, Experimental investigation on pressure drop and heat transfer in metal foam filled tubes under convective boundary condition, *Chemical Engineering Science* 155, pp. 438-448.

ภาคผนวก ก
ตารางผลการทดสอบ

ตารางที่ ก-1 ผลการทดลองของชุดระบายความร้อนครีบนแผ่นเรียบ

ความเร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิที่บันทึก						ΔT ($^{\circ}C$)	T อากาศ เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	ฐานครีป ($^{\circ}C$)		อุณหภูมิ ฐาน ครีป เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	Qe (w)			Qa (w)	he (W/m2 K)	Δp (kPa)
	อากาศเข้า ($^{\circ}C$)		อากาศ เข้า เฉลี่ย (oC)	อากาศออก ($^{\circ}C$)		V						A	W				
	T1	T2		T1	T2												
2	27.3	27.3	27.3	36.3	33.3	34.8	7.5	31.0	71.5	71.3	71.6	221.0	0.2	42.0	12.21	58.01	0.014
3	27.5	27.5	27.5	34.3	32.3	33.3	5.8	30.4	67.8	67.8	67.8	222.0	0.2	42.2	14.04	66.2	0.017
4	27.5	27.5	27.5	32.8	31.5	32.1	4.6	29.8	63.8	63.8	64.0	223.0	0.2	44.6	15.06	74.69	0.02
5	27.5	27.5	27.5	31.8	30.8	31.3	3.8	29.4	59.5	59.5	59.7	222.0	0.2	42.2	15.26	83.6	0.024

ตารางที่ ก-2 ผลการทดลองของชุดระบายความร้อนแบบครีบนแผ่นร่วมกับโพมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุน 30PPI

ความเร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิที่บันทึก						ΔT ($^{\circ}C$)	T อากาศ เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	ฐานครีบน ($^{\circ}C$)		อุณหภูมิ ฐาน ครีบน เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	Qe			Qa (w)	he (W/m2 K)	Δp (kPa)
	อากาศเข้า ($^{\circ}C$)		อากาศ เข้า เฉลี่ย (oC)	อากาศออก ($^{\circ}C$)													
	T1	T2		T1	T2							V	A	W			
1	26.2	26.4	26.3	43.8	46.4	45.1	18.8	35.7	52	52.5	52.25	226	0.19	42.94	15.3	456.7	0.03
2	26.3	26.6	26.45	36	37.9	36.95	10.5	31.7	42	42	42.2	226	0.19	42.94	17.1	804	0.089
3	26.7	26.3	26.5	34.2	35.9	35.05	8.55	30.78	38.2	38.2	38.4	226	0.19	42.94	20.88	1352	0.171
3.8	27.2	25.7	26.45	33.6	35.3	34.45	8	30.45	37.1	37.1	37.3	226	0.19	42.94	24.75	1784	0.246

ตารางที่ ก-3 ผลการทดลองของชุดระบายความร้อนแบบครีบน้ําร่วมกับโฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุน 40PPI

ความเร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิที่บันทึก						ΔT ($^{\circ}C$)	T อากาศ เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	ฐานครีป ($^{\circ}C$)		อุณหภูมิ ฐาน ครีป เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	Qe (w)			Qa (w)	he (W/m2 K)	Δp (kPa)
	อากาศเข้า ($^{\circ}C$)		อากาศ เข้า เฉลี่ย (oC)	อากาศออก ($^{\circ}C$)		V						A	W				
	T1	T2		T1	T2												
1	26.2	26.3	26.25	43.8	47.6	45.7	19.45	35.98	53	55.1	54.25	229	0.19	43.51	15.83	652.8	0.038
2	26.5	26.2	26.35	37.6	38.9	38.25	11.9	32.3	43	43	43.2	229	0.19	43.51	19.37	1173	0.126
3	27.1	25.8	26.45	34.9	36.3	35.6	9.15	31.03	39	39	39.2	225	0.19	42.75	22.35	1620	0.228
3.8	27.7	25.2	26.45	34.5	36	35.25	8.8	30.85	37.8	37.9	38.05	225	0.19	42.75	27.22	2034	0.316

ตารางที่ ก-4 ผลการทดลองของชุดระบายความร้อนแบบครีบน้ําร่วมกับโฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุน 50PPI

ความเร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิที่บันทึก						ΔT ($^{\circ}C$)	T อากาศ เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	ฐานครีป ($^{\circ}C$)		อุณหภูมิ ฐาน ครีป เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	Qe (w)			Qa (w)	he (W/m2 K)	Δp (kPa)
	อากาศเข้า ($^{\circ}C$)		อากาศ เข้า เฉลี่ย (oC)	อากาศออก ($^{\circ}C$)		อากาศ ออก เฉลี่ย ($^{\circ}C$)						V	A	W			
	T1	T2		T1	T2												
1	25.2	25.5	25.35	45.4	46.4	45.9	20.55	35.63	48	48	48.2	227	0.19	43.13	16.73	959.9	0.053
2	25.6	25.3	25.45	36.5	37.9	37.2	11.75	31.33	39.8	39.8	40	226	0.19	42.94	19.13	1460	0.13
3	26.0	24.9	25.45	33.8	35.2	34.5	9.05	29.98	37	36.9	37.15	227	0.19	43.13	22.1	1873	0.232
3.8	26.7	24	25.35	33.6	34.9	34.25	8.9	29.8	36	36	36.2	227	0.19	43.13	27.53	2309	0.314

ตารางที่ ก-5 ผลการทดลองของชุดระบายความร้อนแบบเรียบร่วมกับโคมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุน 30PPI

ความเร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิที่บันทึก						ΔT ($^{\circ}C$)	T อากาศ เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	ฐานครีป ($^{\circ}C$)		อุณหภูมิ ฐาน ครีป เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	Qe (w)			Qa (w)	he (W/m2 K)	Δp (kPa)
	อากาศเข้า ($^{\circ}C$)		อากาศ เข้า เฉลี่ย (oC)	อากาศออก ($^{\circ}C$)													
	T1	T2		T1	T2							V	A	W			
1	25.1	24.7	24.9	41.8	43.4	42.6	17.7	33.7	56.5	56.5	56.4	224	0.19	42.56	14.39	500.1	0.038
2	25.8	25.9	25.8	34.7	37.0	35.8	10.0	30.8	47.0	47.0	47.3	224	0.19	42.56	16.28	721.9	0.104
3	26.2	25.3	25.7	32.7	34.9	33.8	8.1	29.8	42.1	42.1	42.3	225	0.195	43.88	19.72	1023	0.188
3.9	27.0	24.6	25.8	32.3	34.4	33.3	7.6	29.6	40.3	40.3	40.6	225	0.195	43.88	24.24	1269	0.271

ตารางที่ ก-6 ผลการทดลองของชุดระบายความร้อนแบบเรียบร่วมกับโคมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุน 40PPI

ความเร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิที่บันทึก						ΔT ($^{\circ}C$)	T อากาศ เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	ฐานครีป ($^{\circ}C$)		อุณหภูมิ ฐาน ครีป เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	Qe (w)			Qa (w)	he (W/m2 K)	Δp (kPa)
	อากาศเข้า ($^{\circ}C$)		อากาศ เข้า เฉลี่ย (oC)	อากาศออก ($^{\circ}C$)													
	T1	T2		T1	T2							V	A	W			
1	26.6	26.8	26.7	41.5	43.2	42.35	15.65	34.53	57.4	57.4	57.6	222	0.19	42.18	12.74	471	0.032
2	26.5	26.9	26.7	34	36.8	35.4	8.7	31.05	47.9	47.9	48.1	222	0.19	42.18	14.16	667.4	0.085
3	26.5	25.9	26.2	32.2	34.7	33.45	7.25	29.83	42.2	42.2	42.6	225	0.2	45	17.71	977.7	0.159
4	27.1	25.2	26.15	31.6	33.9	32.75	6.6	29.45	39.8	39.8	40.6	225	0.2	45	21.49	1208	0.228

ตารางที่ ก-7 ผลการทดลองของชุดระบายความร้อนแบบเรียบร่วมกับโฟมทองแดงที่มีจำนวนรูพรุน 50PPI

ความเร็ว อากาศ (m/s)	อุณหภูมิที่บันทึก						ΔT ($^{\circ}C$)	T อากาศ เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	ฐานครีป ($^{\circ}C$)		อุณหภูมิ ฐาน ครีป เฉลี่ย ($^{\circ}C$)	Qe (w)			Qa (w)	he (W/m2 K)	Δp (kPa)
	อากาศเข้า ($^{\circ}C$)		อากาศ เข้า เฉลี่ย (oC)	อากาศออก ($^{\circ}C$)													
	T1	T2		T1	T2							V	A	W			
1	23.6	22.5	23.05	42	43.5	42.75	19.7	32.9	55.6	55.6	55.2	226	0.19	42.94	16.04	529.2	0.043
2	25.1	24.8	24.95	35.3	37.2	36.25	11.3	30.6	46	46	46.5	226	0.19	42.94	18.4	776.4	0.122
3	25.8	24.7	25.25	33.2	35.1	34.15	8.9	29.7	42	42	42	225	0.19	42.75	21.74	1067	0.216
3.9	26.8	24	25.4	33	34.8	33.9	8.5	29.65	40.7	40.7	40.5	225	0.19	42.75	26.99	1330	0.314

ภาคผนวก ข

การนำเสนอผลงานในที่ประชุมวิชาการ

Experimental investigation on thermal performance of plate fin heat sinks combined with metal foam

Kitti Nilpueng^a and Somchai Wongwises^b

^a Department of Power Engineering Technology, College of Industrial Technology, King Mongkut's University of Technology North Bangkok
E-mail address: nilpueng@yahoo.com

^b Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, King Mongkut's University of Technology Thonburi
E-mail address: somchai.won@kmutt.ac.th



Background

A heat sink is a passive heat exchanger that transfers the heat generated by an electronic or a mechanical device to a fluid medium. Heat sinks are popularly used to cool central processing unit, graphics processors and high-power semiconductor devices such as power transistors, lasers and light emitting diodes (LEDs). Due to rapid developments of semiconductor technology, high performance with small size electronic devices have been generated continuously in the last decade. Therefore, the improvement of electronic cooling system by effective technology is very important. This research focuses on the thermal performance improvement of plate fin heat sinks by using metal foam.



Objectives

1. To study the effect of air velocity, heat flux, and pore density of metal foam on thermal resistance and pressure drop
2. To compare the thermal performance between plate fin heat sink, flat plate heat sink combined with copper foam and plate fin heat sink combined with copper foam

Experimental Apparatus

The experimental apparatus is set up to examine the thermal performance of plate fin heat sink combined with copper foam as shown in Fig.1.

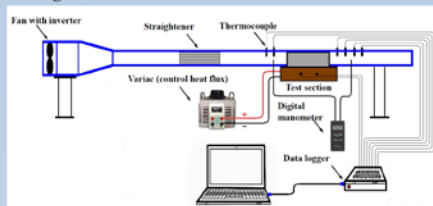


Fig.1. Schematic diagram of experimental apparatus

Photograph of test sections and copper foam is presented in Fig. 2. Test sections consist of plate fin heat sink (PFHS), flat plate heat sink combined with copper foam (FPHS_{foam}) and plate fin heat sink combined with copper foam (PFHS_{foam}).

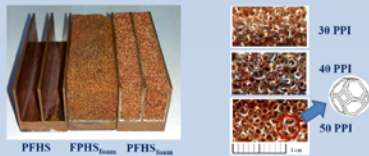


Fig.2. Photograph of test section and copper foam

Copper foam with different pore density of 30 PPI, 40 PPI, and 50 PPI are used for this experiment. The test runs are done at air velocity ranging between 1 and 5 m/s and heat flux ranging between 9.48 and 12.59 kW/m².

Results

The results showed that thermal resistance of heat sinks is decreased with increasing air mass flux and pore density (Fig. 3 and 4). Under the similar testing conditions, the average thermal resistance of FPHS_{foam} and PFHS_{foam} is lower than PFHS about 59.3% and 72.2% respectively. An increase of pore density ranging between 30 PPI and 50 PPI results in the decrease of thermal resistance 10.77% and 7.64% for FPHS_{foam} and PFHS_{foam}.

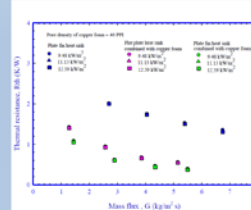


Fig.3. Effect of mass flux on the thermal resistance.

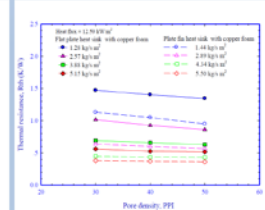


Fig.4. Effect of pore density on the thermal resistance.

Pressure drop of air flowing through heat sinks increased when air mass flux and pore density are increased (Fig.5). The pressure drop of FPHS_{foam} and PFHS_{foam} is increased 9.59 times and 13.23 times when compared with PFHS. To verify the proper working conditions, the relation between thermal resistance and pumping power is presented in Fig. 6. Under the similar pumping power, thermal resistance of PFHS_{foam} and FPHS_{foam} lower than that obtained from PFHS of 46.67% and 22.50%, respectively. However, it is slightly changed with varying pore density.

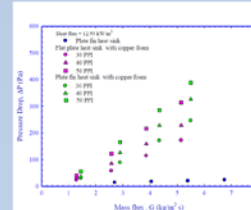


Fig.5. Effect of mass flux and pore density on the pressure drop.

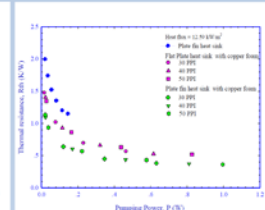


Fig.6. The relation between thermal resistance and pumping power.

Conclusion

Under the testing conditions, PFHS_{foam} give the highest thermal performance. That is, thermal resistance of PFHS_{foam} is decreased 46.67% when compared with PFHS at the similar pumping power.

Reference

1. S. Chingulpitak, N. Chimres, K. Nilpueng, S. Wongwises, Experimental and numerical investigations of heat transfer and flow characteristics of cross-cut heat sinks, International Journal of Heat and Mass Transfer (2016), 142–153.

Acknowledgments

The authors would like to express their appreciation to the Thailand Research Fund (TRF) for providing financial support for this study.

รหัสโปสเตอร์	ชื่อเรื่อง	ชื่อ	วัน	เวลา	ห้องประชุม
PJ-ENG-A5-03	<i>Surface Improvement of Selective Laser Molten Cobalt Chromium Alloy by Laser Re-Melting Technique</i>	Supamard Sujatanond	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A5-04	<i>A Functional Upgrading in the Electronics Industry: Critical Success Factors and Capability Development</i>	Nisakorn Somsuk	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A5-05	<i>Production of ethanol by thermophilic oligosaccharide utilising Geobacillus thermoglucosidasius TM242 using palm kernel cake as a renewable feedstock</i>	Marisa Raita	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
P-ENG-A6-01	<i>Truss topology, shape and sizing optimization by fully stressed design based on hybrid grey wolf optimization and adaptive differential evolution</i>	Sujin Bureerat	January 11, 2018	16:30 – 18:00	Park View Hall
P-ENG-A6-02	<i>Impinging Stream Drying of Parboiled Paddy</i>	Somkiat Prachayawarakorn	January 11, 2018	16:30 – 18:00	Park View Hall
P-ENG-A6-03	<i>Parametric study of flow and heat transfer of fluid with temperature-dependent properties subjected to the magnetic field in a porous media</i>	Watit Pakdee	January 11, 2018	16:30 – 18:00	Park View Hall
P-ENG-A6-04	<i>Abrasive spur gear wear prediction model: Utilization of the statistical design experiments</i>	Surapol Raadnui	January 11, 2018	16:30 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-05	<i>Experimental investigation on thermal performance of plate fin heat sinks inserted with copper foam</i>	Kitti Nilpueng	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-06	<i>Effect of Longitudinal Merging on Thermal Characteristics of Young Turbulent Spot</i>	Weerachai Chaiworapuek	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-07	<i>The Study of Flow and Heat Transfer Characteristics of Impinging Jet Array Mounting Air-induced Duct</i>	Makatar Wae Hayee	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-08	<i>Effects of Geometry, Alignment, Grain Size, Strain Rate, and Tribology on Curving Tendency of Micro-Extruded Pins by Using Finite Element Simulation</i>	Numporn Mahayotsanun	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-09	<i>Numerical Analysis of Mini Dental Implant-retained Distal Extension Removable Partial Denture</i>	Chaiy Rungsiyakul	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-10	<i>Micro Power Sources for Millimeter-scale Surveillance Robots</i>	Eakkachai Pengwang	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-11	<i>Fault detection analysis of energy interaction effect for HVAC&R operations in commercial supermarkets</i>	Denchai Woradechjumroen	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-12	<i>Breakthrough Detection Based on Current Measurement for Precise Bone Surgery</i>	Pinyo Puangmali	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-13	<i>Estimation of distribution algorithm using correlation between binary elements – a new binary-code meta-heuristic</i>	Nantiwat Pholdee	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-14	<i>The Metal Film as Susceptors in Microwave Active Package for Frozen Foods: Modeling and Experimentation</i>	Waraporn Klinbun	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
PJ-ENG-A6-15	<i>The Thermo-Physiological Response of the Human Body to Electromagnetic Radiation from Mobile Phone Base Stations</i>	Teerapot Wessapan	January 10, 2018	16:00 – 18:00	Park View Hall
P-ENG-B-01	<i>Adsorption of antibiotic residues on organic-inorganic porous materials</i>	Patiparn Punyapalakul	January 11, 2018	16:30 – 18:00	Park View Hall

กำหนดการ
 “นักวิจัยรุ่นใหม่...พบ...เมธีวิจัยอาวุโส สกว.” ครั้งที่ 17
 TRF-OHEC Annual Congress 2018 (TOAC 2018)
 วันที่ 10-12 มกราคม พ.ศ. 2561
 ณ โรงแรมเดอะรีเจ้นท์ ซะอำ บีช รีสอร์ท จังหวัดเพชรบุรี

วันที่ 10 มกราคม พ.ศ. 2561		ณ ห้องประชุม Grand Petchburi Hall	
07:30	ออกเดินทางจากกรุงเทพฯ ไปโรงแรมเดอะรีเจ้นท์ ซะอำ บีช รีสอร์ท จังหวัดเพชรบุรี		
10:15 – 12:00	สัมมนาเชิงปฏิบัติการ 4 ห้องย่อย ➤ การเขียนบทความวิชาการและการเขียนขอทุนวิจัย (Paper and Grant Writing) (ห้อง Petchburi 1, Petchburi 2 และ Petchburi 3) ➤ การออกแบบงานวิจัยให้ได้ผลงานที่มีประโยชน์ และนำไปใช้ได้จริง (Research Utilization) (ห้อง Sema 1, Sema 2 และ Sema 3) ➤ การบริหารจัดการงานวิจัยเพื่อประโยชน์เชิงพาณิชย์ และการจัดการทรัพย์สินทางปัญญา (Research Commercialization & Startup) (ห้อง Regent hall 1 และ 2) ➤ การบริหารจัดการกลุ่มวิจัย และการทำงานวิชาการในสังคมที่มีคนหลายวัย (Networking and Group Management) (ห้อง Le vendome)		
12:00 - 13:00	อาหารกลางวัน ณ ห้อง Lakeside Pavilion		
13:00 – 13:30	ลงทะเบียน		
13:30 – 14:30	พิธีเปิด กล่าวรายงาน โดย ศ.นพ. สุทธิพันธุ์ จิตพิมลมาศ ผู้อำนวยการสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย กล่าวเปิดงานและปาฐกถา นำเรื่อง “การปฏิรูประบบวิจัยและนวัตกรรมของประเทศในยุค Thailand 4.0” โดย พลอากาศเอก ดร. ประจิน จั่นตอง รองนายกรัฐมนตรี มอบของที่ระลึกเพื่อแสดงความยินดีแก่ศาสตราจารย์วิจัยดีเด่นและเมธีวิจัยอาวุโส สกว. ประจำปี 2560 มอบรางวัลแก่ผู้ได้รับรางวัล 2018 TRF-OHEC-Scopus Researcher Awards รางวัล 2018 TRF-OHEC-Clarivate Analytics Research Excellence Awards และถ่ายภาพร่วมกัน		
14.30 – 15.30	บรรยาย เรื่อง "การสร้างนวัตกรรมจากงานวิจัย" โดย ดร. นพ. ยศ ธีระวัฒนานนท์ ผศ.ดร. ธีรเกียรติ์ เกิดเจริญ ดร. เกรียงไกร เกิดศิริ เมธีวิจัยอาวุโส สกว. วุฒิเมธีวิจัย สกว. คณะสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยศิลปากร ดำเนินรายการโดย ศ.ดร. ณรงค์ฤทธิ์ สมบัติสมภพ เมธีวิจัยอาวุโส สกว.		
	16.00 – 18.00 เสนอผลงานวิจัยแบบโปสเตอร์ ของผู้รับทุนนักวิจัยรุ่นใหม่ (Poster code: PJ) (ห้อง Grand Sema และ Park View Hall)	16.00 – 18.00 “Using Patent Information to drive Successful Research Outcomes” โดย Mrs. Ridhma Dhar, Intellectual Property Solution Consultant, Clarivate Analytics และ “Prominent Topics in Science” โดย Mr. Alexander van Servellen, Consultant, Research Intelligence, Elsevier ดำเนินรายการโดย ศ.ดร. สักกมน เทพหัสดิน ณ อยุธยา เมธีวิจัยอาวุโส สกว. (ห้อง Cha-am 3-4)	16.00 – 18.00 Individual consulting for setting up business from innovation (reservation required) Dr. Tim Hart, Development Director, Oxford Innovation Consultancy (ห้อง Pribpree 1-2)
18.00 – 18:30	บรรยาย เรื่อง “ยุทธศาสตร์ใหม่ของ สกว. : Research 4.0” โดย ศ.นพ. สุทธิพันธุ์ จิตพิมลมาศ ผู้อำนวยการสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย		
18.30 - 20.30	อาหารเย็นและกิจกรรมสังสรรค์ ณ ห้อง Grand Petchburi Hall		

วันที่ 11 มกราคม พ.ศ. 2561	
09:00 – 11:45	เสนอผลงานวิจัยแบบบรรยาย
11:45 – 13:00	อาหารกลางวัน ณ Lakeside Pavilion
13:00 – 16:30	เสนอผลงานวิจัยแบบบรรยาย (ต่อ)
16:30 – 18:00	เสนอผลงานวิจัยแบบโปสเตอร์ของผู้รับทุนองค์ความรู้ใหม่ที่เป็นพื้นฐานต่อการพัฒนาและทุนพัฒนานักวิจัย (Poster code: P) (ห้อง Grand Sema Hall และ Park View Hall)
18:00 – 19:30	อาหารเย็น
19:30 – 22:00	กิจกรรมตลาดนัดความคิด (Idea market) ณ Le Vendome ริมทะเล

วันที่ 12 มกราคม พ.ศ. 2561		ห้องประชุม Grand Petchburi Hall
09.00 – 10.00	บรรยาย เรื่อง “มาสร้างเครือข่ายความรู้ด้วยทุนมูลนิธิ Alexander von Humboldt กันเถอะ” โดย ศ.ดร. เจตนา นาควัชระ ศ.ดร. เกตุ กรุดพันธุ์ รศ.ดร. กิตติศักดิ์ ปรกติ ดำเนินรายการโดย ศ.ดร. วันชัย ดีเอกนามกุล	เมธีวิจัยอาวุโส สกว. ทุนศาสตราจารย์วิจัยดีเด่นและเมธีวิจัยอาวุโส สกว. คณบดีศาสตร์ มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์ วุฒิเมธีวิจัย สกว.
10:00 – 11.00	บรรยาย เรื่อง “ทิศทางการขับเคลื่อนนวัตกรรมการวิจัยในอุดมศึกษา” โดย ดร. สุภัทร จำปาทอง	เลขาธิการคณะกรรมการการอุดมศึกษา
11.00 – 11:20	บรรยาย เรื่อง “อนาคตการสนับสนุนทุนวิจัยของฝ่ายวิชาการ” โดย ศ.ดร. สมปอง คล้ายหนองสรวง	ผู้อำนวยการฝ่ายวิชาการ สกว.
11.20 – 12:00	มอบรางวัลแก่ผู้ได้รับรางวัลเสนอผลงานวิจัยแบบโปสเตอร์ดีเยี่ยม ถ่ายภาพร่วมกับผู้ได้รับรางวัล และปิดการประชุม	
12:00 – 13.00	อาหารกลางวัน ณ ห้อง Lakeside Pavilion	
13:00	เดินทางกลับกรุงเทพฯ โดยสวัสดิภาพ	

ภาคผนวก ค

บทความสำหรับการเผยแพร่

Thermal performance of plate fin heat sink combined with copper foam

Kitti Nilpueng^a, Somchai Wongwises^{b,*}

^a Research Centre for Combustion Technology and Alternative Energy (CTAE),
Department of Power Engineering Technology, College of Industrial Technology,
King Mongkut's University of Technology North Bangkok, Bangsue, Bangkok 10800,
Thailand.

^b Fluid Mechanics, Thermal Engineering and Multiphase Flow Research Lab (FUTURE),
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering
King Mongkut's University of Technology Thonburi, Bangmod, Bangkok 10140, Thailand

*Corresponding author. Tel.: +662-470-9115; fax: +662-470-9111

E-mail address: somchai.won@kmutt.ac.th (S.Wongwises)

Abstract

Thermal resistance and pressure drop of air flowing through plate fin heat sink combined with copper foam are experimentally investigated and compared with that obtained from conventional plate fin heat sink and flat plate heat sink combined with copper foam. Copper foams with pore density of 30PPI, 40PPI, and 50PPI are used. The experiments are done at air velocity ranging between 1 m/s and 5 m/s and heat flux ranging between 9.48 kW/m² and 12.59 kW/m². The experimental results showed that the increase of air mass flux and pore density of copper foam lead to the decrease of thermal resistance and increase of pressure drop of heat sinks. Under the similar pumping power, PFHS_{foam} give the lowest thermal resistance and thermal resistance of PFHS_{foam} and FPHS_{foam} lower than that from PFHS about 40.74% and 25.18%.

Keywords: Thermal resistance, Pressure drop, Heat transfer enhancement, Porosity, Pore density

Highlights

- New experimental data of thermal performance of PFHSfoam are investigated.
- Copper foams with different pore density of 30PPI, 40PPI, and 50PPI are used.
- Thermal performance between PFHS_{foam}, FPHS_{foam}, and PFHS are compared.
- The optimum thermal performance of heat sinks and working conditions are reported.

Nomenclature

A_{HT}	Overall heat transfer area, m ²
$A_{frontal}$	frontal area of flow channel, m ²
a	intercept of linear equation
b	slope of linear equation
$c_{p,a}$	specific heat at constant pressure of air, J/ kg K
ΔP	total pressure drop, Pa
E	voltage,
F	inertial coefficient of heat sink
G	mass flux of air, kg/s m ²
k_{copper}	thermal conductivity of solid copper, W/m K
$k_{copper\ foam}$	thermal conductivity of copper foam, W/m K
k_s^*	effective thermal conductivity of plate fin heat sink, W/m K
I	electric current, A
K	permeability of heat sink
L	heat sink length, m

$\dot{m}_a$	air mass flow rate, kg/s
P_p	pumping power, W
Q_a	heat transfer rate absorbed by the air, W
Q_{avg}	average heat transfer rate, W
Q_e	heat transfer rate obtained from heater, W
R_{th}	thermal resistance, K/W
$T_{ai,avg}$	average air temperature at inlet, K
$T_{ao,avg}$	average air temperature at outlet, K
$T_{b,avg}$	average temperature of heat sink base, K
V	air velocity, m/s
$\dot{V}$	air volume flow rate, m ³ /s

Greek symbols

ε	porosity of copper foam
ε_{HS}	porosity of heat sink
μ	dynamic viscosity, kg/ m s
ρ	density, kg/ m ³

Subscripts

<i>avg</i>	average condition
<i>i</i>	inlet condition
<i>o</i>	outlet condition

1. Introduction

Due to rapid developments of semiconductor technology, high performance with small size electronic devices have been generated continuously in the last decade. This leads to a higher heat dissipation in a confined area and the lower reliability and life time of device. Therefore, the improvement of electronic cooling system by effective technology is very

important. This is because the force convection heat transfer of ordinary finned heat sink becomes insufficient and reaches its limit to remove heat under high heat flux conditions. The metal foam heat sink is one type of effective cooling technology that used in high heat flux applications. The main benefit of metal foam heat sink are high surface area to volume ratio ($1000\text{-}3000\text{ m}^2/\text{m}^3$), enhance the mixing of fluid flow, good strength, and lightweight. In the past, the studies associated with heat transfer and flow characteristics of air through metal foam heat sink have been conducted by a number of researchers.

Mancin et al. (2010) studied the heat transfer coefficients of air flow in aluminum open-cell foam. Seven aluminum foams with different number of pores per inch (PPI), porosity and foam core height were tested. The experiment was conducted at heat fluxes ranging between 25 kW/m^2 and 40 kW/m^2 . They reported that heat transfer coefficient increased when increasing the mass flow rate and decreasing porosity. However, heat transfer coefficient did not depend on the imposed heat flux. A simple heat transfer model was developed based on their experimental data.

Mancin et al. (2012) presented the heat transfer coefficient and pressure drop of air flowing through copper foam. The copper foam with number of pores per inch of 5, 10, 20, and 40 and porosities ranging between 0.905 and 0.934 were tested. The test run were done at the air mass flow rate ranging between 0.006 kg/s and 0.012 kg/s . The heat transfer coefficient and pressure drop increased with the air mass velocity. They stated that the heat transfer performance of Cu-5-6.7 showed the best results and concluded that the heat transfer performance of the foam depended on the surface area and foam finned surface efficiency.

Ribeiro et al. (2012) investigated the thermal-hydraulic performance of air flowing inside micro-channel condensers with open-cell metal foams. The copper metal foams with pore densities ranging between 10 PPI and 20 PPI and porosity ranging between 0.893 and

0.947 were tested and compared with conventional copper plain fins condenser. The air-side pressure drop was directly proportional to the pore density and inversely proportional to the metal foam porosity. The j-factor decreased with increasing Reynolds numbers but it was enhanced when pore density was increased.

Wan et al. (2012) studied the flow and heat transfer of water flowing in a miniature porous heat sink for high heat flux application. The experiment was performed at heat flux ranging between 0 - 140 W/cm², volumetric flow rate ranging between 5 L/h - 50 L/h. The 200 mesh stainless wire mesh with the length, width and thickness of 20, 10, and 3 mm were used. The pore radius about 0.055 mm, porosity of 0.61, and permeability of $6.16 \times 10^{-11} \text{ m}^2$ was used. The overall heat transfer coefficient of heat sink was increased with the increasing the coolant flow rate and heat load. They concluded that micro heat sink had good performance for electronics cooling at high heat fluxes.

Mancin et al. (2013) studied the forced convection of air flow through metal foams. Twenty-one aluminum and copper foam samples with pores per linear inch ranging between 5 and 40 and porosity ranging between 0.896 and 0.956 were verified. The effect of porosity, pore density, foam core height air mass flow rate, and imposed heat flux were investigated. They reported that the heat transfer performance enhanced when decreasing porosity for both copper and aluminum foam and the heat transfer performance of copper foam was higher than aluminum foam. The pressure drop of aluminum and copper foams increased as the pore density increased. The correlations for the heat transfer coefficient and pressure drop were proposed based on their experimental data.

Kamath et al. (2013) studied the effect of thickness and thermal conductivity of porosity foams on heat transfer and pressure drop in a vertical channel. The test sections were aluminum and copper foams of 10 mm, 20 mm and 30 mm thickness with porosity of 0.95

and 0.87. The experiment showed that the pressure drop was not sensitive to an increase in the foam thickness. Heat transfer of metal foams enhanced by 2.6-3.8 times for the same inlet velocity and excess temperature comparing with empty channel. The heat transfer performance of copper foam was higher than that from aluminum foams about 4%.

Chen et al. (2013) numerically studied the heat transfer of fluid through metal-foam porous layer within multiple discrete heated sources in a horizontal channel. The flow mechanism was simulated based on Darcy–Brinkman–Forchheimer flow model and two-equation energy model under thermal non-equilibrium. They stated that, under the same Reynolds number, the increase of the solid–fluid interfacial heat exchange resulted in a decrease of the temperatures difference between the solid and fluid phases. The pressure drop was higher at the higher pore density, lower permeable, and smaller porosity.

Kamath et al. (2014) presented experimental investigations of convective heat transfer in a vertical channel filled with metallic foam. Ten different pores per inch metal foam with a width of 250 mm, length of 150 mm and thickness of 20 mm were used. The effect of inlet velocity and heat input on the heat transfer was investigated. The experimental results found that high temperature drop was found at an inlet velocity of 0.5 m/s. They stated that the heat transfer enhancement was higher at low inlet velocity.

Chumpia and Hooman (2014) studied the heat transfer and pressure drop characteristics of air through aluminium foam-wrapped tubular heat exchanger. The foam thickness of test section varied from 5 mm to 20 mm. Test run were performed at air velocity ranging between 0.5 and 5 m/s. The results of temperature differential between the ambient air and the foam surface, overall thermal resistance, and pressure drops were compared with conventional finned tube. They stated that the thermal efficiency and overall thermal

resistance decreased with the increasing foam layer thickness. The non-dimensional forms of pressure drop and thermal resistance correlations were proposed.

Chen and Wang (2015) investigated the effect of metal foams arrangements along the liquid cooling heat sink. Seven arrangements by varying the pores per inch of metal foam with four multiple channel designs were fabricated. The metal foams with pores per inch of 10, 20, and 30 were used. Thermal resistance of metal foams heat sink was reduced by more than 62% as compared with that of empty plate design. They stated that, in order to obtain the best performance, the larger PPI metal foam should be placed at the inlet, followed by a smaller PPI metal foam, and the least PPI metal foam at the end part.

Chuan et al. (2015) numerically studied the fluid flow and heat transfer of porous fins in micro channel heat sink. The solid fins were replaced by porous fins to reduce the pressure drop across the heat sink. The results show that the pressure drop of the porous fins was reduced by 43.0% to 47.9% at various coolant flow rates comparing with the conventional heat sink. The simulation showed that the porous fins leads to a non-zero velocity of fluid at the interface between the channel and porous fin and it was the primary reason for the decrease of pressure drop in the porous fin heat sink.

Heat transfer performance of the pin–fin heat sink filled with packed brass beads under a vertical flow was experimentally investigated by Jeng et al. (2015). They stated that the porous properties and behaviors of the fluid flow and heat transfer was changed by varying the diameters of brass beads. The results indicated that the average Nusselt number of pin–fin heat sinks with packed brass beads increased 17.0–78.4% and 95.8–311.2% comparing with the pure pin–fin heat sinks and pure packed-brass-beads heat sinks. Empirical correlation of Nu was proposed in a non-linear heat-transfer superposition form.

The heat transfer of air flow through the plate and metal foam matrix was investigated theoretically and experimentally by Dixit and Ghosh (2016). High porosity copper foam sandwiched between plates were tested under constant temperature conditions. They said the metal foam attached to a plate can be treated as extended heat transfer surface (fins). Comparison between the experimental data and theoretical prediction showed good agreement.

Shih et al. (2016) studied the heat-transfer behaviour of aluminum-foam heat sinks with a solid aluminum core under impinging-jet flow conditions. The contact ratio of heat sinks of 0 - 0.013 were used. The results found that Nusselt number reached a maximum at contact ratio of 0.00676 and after that the Nusselt number decreased when contact ratio higher than 0.00676.

Nawaz et al. (2017) investigated the thermal-hydraulic performance of open-cell aluminum metal foam heat exchanger. The effect of flow conditions and metal foam geometry on the heat transfer coefficient was presented. Testing were done in a closed-loop wind tunnel under dry operating condition. Experimental results showed that the metal foams with smaller pore size gave a higher heat transfer coefficient. Conversely, the larger pores size result in the lower pressure drop. The correlations of friction factor and the Colburn factor were also proposed.

Feng et al. (2018) investigated the natural convection in metal foam heat sinks with open slots. The test sections with different foam heights and slot widths were tested under horizontal and vertical orientations. The results showed that, for given heat sink volume, open slot width between 5-8 mm gave the maximum heat transfer coefficient. Heat transfer coefficient was increased 14.9% - 38.2% compared with the single foam block.

As described above, it can be clearly seen that the effect of relevant parameters, i.e., pore density (number of pores per inch), porosity, foam thickness, material of metal foam on thermal performance of metal foam have studied by previous researchers. However, the research about the combination of solid fin heat sink and metal foam are studied by only a few researcher. Therefore, there remains room for further research, especially the comparison of thermal performance between metal foam and solid fin heat sink combined with metal foam. The main aim of this article is to study the effect of pore density of metal foam, heat flux, and air velocity on thermal resistance and pressure drop of plate fin heat sink combined with copper foam (PFHS_{foam}). The comparison of thermal performance between plate fin heat sink combined with copper foam (PFHS_{foam}), flat plate heat sink combined with copper foam (FPHS_{foam}), and conventional plate fin heat sink that have never been seen before are also investigated.

2. Experimental apparatus and procedure

The experimental apparatus is set up to examine the thermal performance of plate fin heat sink combined with copper foam as shown schematically in Fig.1. A detailed description of the experimental setup can be seen before in previous publication [17]. It can be divided into 4 main parts: air supply set, heat supply set, test section, and data acquisition system. Air supply set is designed to circulate the air to test section. The rectangular channel is made of an acrylic plate with a 5 mm thickness. Dimension of channel are 0.075 m width, 0.027 m height, and 0.8 m length. The variable speed fan with an inverter installed at inlet section and controlled the air velocity at range of 1 m/s – 5 m/s. To straighten the air flow in a channel, a honeycomb is mounted before air entering to the test section. All flow channel are covered with 6.4 mm thick Aeroflex insulation to reduce the heat loss. Heat supply set consists of an electric heater and variable transformer (variac). The 100 W plate heater with 27 mm width, 75 mm length, and 2 mm thickness is installed at the bottom of test section base. Heat flux

from heater is controlled by using variac at ranging between 9.48 kW/m^2 and 12.59 kW/m^2 . To prevent the heat loss to ambient, a plate heater and base of heat sink are enclosed by bakelite plate with the 20 mm thick.

The test sections which are consist of a plate fin heat sink (PFHS), three plate fin heat sink combined with copper foam (PFHS_{foam}), and three flat plate heat sink combined with copper foam (FPHS_{foam}) as shown in Fig.2. For plate fin heat sink, the dimension of heat sink base are 27 mm width, and 75 mm length. It consists of three plate fin with thickness of 1 mm, plate fin height of 25 mm, and channel width between plate fins of 12 mm (Fig.2a). For plate fin heat sink combined with copper foam, two copper foams with 12 mm width, 75 mm length, and 25 mm height are inserted into the space between plate fins (Fig.2c). Copper foam sheet is cut by a wire cutting machine. Thermal grease paste compound silicone is used to thermal coupling between heater and heat sinks. For flat plate heat sinks, the width and length of heat sinks are 27 mm, and 75 mm, respectively (Fig.2b). Copper foam with 27 mm width, 75 mm length, and 25 mm height is attached on the plate heat sink base. The photographs of copper foam with different pore density of 30PPI, 40PPI, and 50PPI which used in this experiment are showed in Fig.3. The copper foam properties of porosity, pore density, relative density, and surface area per unit volume which is obtained from manufacturer are showed in Table.1.

To record the experimental data, the several type of measuring instrument are installed. The hot wire anemometer with an accuracy of $\pm 1.0\%$ of full scale is used to measure the air velocity at the inlet section of channel. Pressure drop of air flow through the test section is read by digital differential pressure manometer with an accuracy of $\pm 0.5\%$ of full scale. To measure air temperature, six thermocouples are installed at the inlet and outlet section of channel. Two thermocouples are installed below the top surface of the heat sink base 0.5 mm depth to measure heat sink wall temperature. T-type thermocouples with all

temperature measurements uncertainty of $\pm 0.1^\circ\text{C}$ are utilized. Electric power supplied to a plate heater is recorded by power meter with an accuracy of ± 0.08 kW.

2.1 Properties of heat sinks combined with copper foam

In this study, three groups of heat sinks with different configuration and pore density of metal foam are tested, including plate fin heat sink (PFHS), flat plate heat sink combined with copper foam (FPHS_{foam}), and plate fin heat sink combined with copper foam (PFHS_{foam}). This lead to the different porous properties and heat transfer and flow characteristics of heat sinks. In this section, the relevant properties of each heat sinks, i.e., overall heat transfer surface area (A_{HT}), porosity of heat sink (ε_{HS}), effective thermal conductivity(k_s^*), permeability (K) and inertial coefficient (F) are calculated and presented in Table.2. Overall heat transfer surface area (A_{HT}) is summation of surface area of heat sink base, plate fin and copper foam. The surface area of copper foam calculated from surface area per unit volume which is obtained from manufacturer. The porosity of heat sink (ε_{HS}) is defined as ratio of void volume to the overall volume of test section (27 mm width x 75 mm length x 25 mm height). The porosity of heat sinks combined with copper foam is calculate based on the copper foam porosity obtained from Table.1.

The effective thermal conductivity of plate fin heat sink (PFHS) can be calculated by following equation [12]:

$$k_s^* = k_{copper}(1 - \varepsilon_{HS}) \quad (1)$$

When k_{copper} is thermal conductivity of copper (401 W/m K) and ε_{HS} is porosity of plate fin heat sink. The effective thermal conductivity of plate fin heat sink combined with copper foam (PFHS_{foam}) can be express as

$$k_s^* = k_{copper}(1 - \varepsilon_{HS}) + k_{copper\ foam}(\varepsilon_{HS}) \quad (2)$$

where $k_{copper\ foam}$ is thermal conductivity of copper foam (10.1 W/m K) which received from manufacturer. For flat plate heat sink combined with copper foam (FPHS_{foam}), the effective thermal conductivity is equal to thermal conductivity of copper foam.

Based on the Forchheimer-extended Darcy model, the pressure drop (ΔP) of air flow through heat sink with copper foam which is related with the permeability (K) and inertial coefficient (F) can be expressed as:

$$\frac{\Delta P}{L} = \left(\frac{\mu}{K} \right) V + \left(\frac{F}{\sqrt{K}} \rho \right) V^2 \quad (3)$$

Where ρ is air density, μ is air viscosity, and V is air velocity inside heat sink which can be estimated by

$$V = \frac{\dot{m}_a}{A_{frontal} \rho \varepsilon_{HS}}$$

Where $\dot{m}_a$ is air mass flow rate and $A_{frontal}$ is frontal area of flow channel. Equation (3) can be rearranged as follows:

$$\frac{\Delta P}{LV} = \frac{\mu}{K} + \frac{\rho F}{\sqrt{K}} V = a + bV \quad (4)$$

According to the linear least square regression method and experimental data, the constant a and b which are intercept and slope of linear equation are calculated from Eq. (4). Therefore, the permeability and inertial coefficient of heat sinks with copper foam can be expressed as:

$$K = \frac{\mu}{a} \quad (5)$$

$$F = \frac{b\sqrt{K}}{\rho} \quad (6)$$

2.2 Data reduction

Based on the recorded experimental data, the relevant parameter about heat sink thermal performance including heat transfer rate (Q), thermal resistance (R_{th}), and pumping power (P_p) are estimated in the following procedures:

The average heat transfer rate obtained from heat supplied from heater to the test section (Q_e) and the heat absorbed by the air (Q_a) can be determined by

$$Q_{avg} = \frac{Q_e + Q_a}{2} = \frac{EI + \dot{m}_a c_{p,a} (T_{ao,avg} - T_{ai,avg})}{2} \quad (7)$$

where $c_{p,a}$ is specific heat of air, $T_{ai,avg}$ is average air temperature at inlet, and $T_{ao,avg}$ is average air temperature at outlet, E is voltage and I is electric current.

The thermal resistance of heat sinks (R_{th}) can be expressed as

$$R_{th} = \frac{T_{b,avg} - T_{ai,avg}}{Q_{avg}} \quad (8)$$

where $T_{b,avg}$ is the average temperature of heat sink base.

The pumping power (P_p) that is used to drive the air flow through the heat sink is calculated by

$$P_p = \dot{V} \Delta P \quad (9)$$

where $\dot{V}$ is the air volume flow rate, and ΔP is the total pressure drop between the inlet and outlet of the test section. The air thermodynamics properties, i.e., density, and viscosity are estimated at the mean temperature.

3. Results and discussion

In this section, the experimental results of thermal performance of plate fin heat sink combined with copper foam (PFHS_{foam}), including thermal resistance and pressure drop are presented. Comparison of thermal performance between plate fin heat sink (PFHS), plate fin heat sink insert with copper foam (PFHS_{foam}) and flat plate heat sink combined with copper foam (FPHS_{foam}) are also described.

3.2 Thermal Resistance

The effect of mass flux on thermal resistance of PFHS, PFHS_{foam} and FPHS_{foam} for different heat flux are shown in Fig. 4. As expected that the thermal resistance of heat sinks decreased with increasing air mass flux. This is because higher air velocity result in enhancement of turbulence intensity of air inside the flow channel. Moreover, for PFHS_{foam} and FPHS_{foam}, separation flow and mixing flow of air inside the porous structure is generated and also increased with increasing velocity. These effects cause the enhancement of heat transfer rate from heat sink to air and decrease of heat sink base wall temperature. Therefore, thermal resistance of heat sinks are decreased. In Fig.4, it is also found that thermal resistance of heat sinks are slightly changed by the varying heat flux. The reason for this is that both heat transfer rate and temperature difference between wall base heat sink and inlet air are increased as the heat flux is increased. However, the augmentation of heat transfer and temperature difference are nearly the same which cause the slight change of thermal resistance. The present measured results are consistent with that obtained from the previous publications [1, 2].

Comparison of the results obtained from PFHS, PFHS_{foam} and FPHS_{foam} in Fig.4, under the similar mass flux, it is found that the average thermal resistance of FPHS_{foam} and PFHS_{foam} is lower than PFHS about 59.3% and 72.2% respectively. It can be explained by flow behavior of air inside porous structure, overall heat transfer area and average thermal conductivity of heat sinks. That is, the separation flow and mixing flow inside the copper foam cause the higher turbulence intensity of air inside heat sink. It is also found that overall heat transfer area of FPHS_{foam} and PFHS_{foam} is more than PFHS about 9 times. Therefore, thermal resistance of FPHS_{foam} and PFHS_{foam} is lower than PFHS. In addition, although the overall heat transfer area of FPHS_{foam} and PFHS_{foam} is similar, the average thermal conductivity of PFHS_{foam} is higher than FPHS_{foam}. Therefore, heat transfer rate from heat sink base to the copper foam of PFHS_{foam} is higher. It lead to the lowest thermal resistance of PFHS_{foam}.

The variation of the thermal resistance with pore density of copper foam for PFHS_{foam} and FPHS_{foam} under different mass flux are shown in Fig. 5. Thermal resistance of heat sinks are decreased when increasing pore density. However, it observed that the decrease of thermal resistance also depended on mass flux. That is, thermal resistance of PFHS_{foam} and FPHS_{foam} is decreased 13.57% and 10.89% as increasing pore density at low mass flux ($G \leq 2.89 \text{ kg/m}^2\text{s}$ for PFHS_{foam} and $G \leq 3.88 \text{ kg/m}^2\text{s}$ for FPHS_{foam}). It can be explained that heat transfer area of copper foam is increased with increasing pore density. It also found that higher number of pore per inch (pore density) results in higher mixing flow of air inside copper foam. These effects lead to the enhancement of heat transfer rate and decrease of thermal resistance. However, at high mass flux ($G > 2.89 \text{ kg/m}^2\text{s}$ for PFHS_{foam} and $G > 3.88 \text{ kg/m}^2\text{s}$ for FPHS_{foam}), it is slightly decreased 7.97% and 4.39% for PFHS_{foam} and FPHS_{foam}, respectively.

Considering the variation of thermal resistance ratio of PFHS_{foam} and FPHS_{foam} ($R_{th,PFHS_{foam}}/R_{th,FPHS_{foam}}$) in Fig.6 found that the average thermal resistance ratio of PFHS_{foam} and FPHS_{foam} are 0.686 for all testing conditions. The thermal resistance of PFHS_{foam} decrease 33.8%, 32.1%, and 30.6%, for pore density 30 PPI, 40 PPI, and 50 PPI when compared with thermal resistance of FPHS_{foam}. This is due to the fact that although overall heat transfer area of PFHS_{foam} is similar to FPHS_{foam}, the average thermal conductivity of PFHS_{foam} are higher than FPHS_{foam}. Therefore, thermal resistance of PFHS_{foam} are lower than FPHS_{foam}.

3.2 Pressure Drop

In order to estimate the permeability and inertial coefficient of FPHS_{foam} and PFHS_{foam}, the experimental data of $\Delta P/LV$ and air velocity inside copper foam (V) is plotted in y-axis and x-axis as shown in Fig.7. Based on the linear least square regression method, the value of constant a, constant b, the permeability (K) and inertial coefficient (F) of PFHS_{foam} and FPHS_{foam} are presented in Table.2 and 3. It is found that permeability of FPHS_{foam} are higher than that of PFHS_{foam}, however the inertial coefficient (F) of FPHS_{foam} are lower than that of PFHS_{foam}. The permeability and inertial coefficient of heat sinks decreased when pore density is increased under the similar porosity.

The effect of air velocity on frictional pressure drop, inertial drag pressure drop, and total pressure drop inside plate fin heat sink with copper foam 30 PPI is represented in Fig.8. Although the inertial drag pressure drop and frictional pressure drop is increased with increasing air velocity, inertial drag pressure drop much higher than frictional pressure drop. This is because, according to Forchheimer-extended Darcy equation, the total pressure drop of air flow through porous medium can be divided into 2 parts: pressure drop due to friction between air and surface and pressure drop due to inertial drag which is result from separation

flow and mixing of air inside copper foam [12]. The frictional pressure drop term is directly proportion with velocity, however, inertial drag pressure drop term is proportional to square of velocity. In addition, the results from this figure also observed that frictional pressure drop higher than inertial drag pressure drop at low air velocity. However, the inertial drag pressure drop higher than frictional pressure drop when air velocity higher than critical velocity ($V \geq V_{critical}$). That is, the inertial drag pressure drop plays an important role in total pressure drop (65.38% of total pressure drop) when $V \geq V_{critical}$. Definition of critical velocity ($V_{critical}$) is velocity conditions that the inertial drag pressure drop higher than surface friction pressure drop. Critical velocity for each heat sinks can be calculated based on the coefficient a and b ($V \geq a/b$) as shown in Table.3 [18].

Considering the effect of mass flux on total pressure drop in Fig.9 found that, as expected, the total pressure drop of air inside heat sinks increased with increasing mass flux. That is, an increase of air velocity cause the higher turbulence of air flow and total pressure drop inside the all heat sinks. It is found that the average total pressure drop of PFHS_{foam} and FPHS_{foam} is increased of 9.10 times and 6.75 times when compared with PFHS under the similar testing conditions. It is also clearly found that, for heat sinks combined with copper foam at pore density of 30PPI and 40PPI, the tendency of pressure drop slope is changed when air velocity is increased. However, for heat sinks combined with copper foam at pore density of 50PPI, the tendency of pressure drop slope is rather linear. This is because, for heat sinks combined with copper foam at pore density of 30PPI and 40PPI, total pressure drop linearly increased when air velocity lower than critical velocity after that total pressure drop exponentially increased when air velocity higher than critical velocity. Therefore, the tendency of pressure drop slope is changed. However, the testing conditions of air velocity inside heat sinks combined with copper foam at pore density of 50PPI is lower than the

critical velocity. Therefore, total pressure drop mainly depended on frictional pressure drop which is directly proportion with air velocity.

Considering the effect of pore density found that on the pressure drop of air flow inside the heat sinks increase about 1.72 times and 2.02 times for PFHS_{foam} and FPHS_{foam} when increasing pore density from 30PPI to 50 PPI. This is because surface friction due to surface area between air and heat sinks enhanced as pore density is increased. In the same way, the separation flow and mixing of air flow inside the copper foam is higher when number of pore per inch increased. These lead to the increase of flow resistance and total pressure drop.

To compare thermal performance of heat sinks, the relation of thermal resistance and pumping power of PFHS, PFHS_{foam} and FPHS_{foam} is showed in Fig.10. Thermal resistance of all heat sinks decreased as pumping power is increased. However, the thermal resistance tendency is slightly changed when pumping power higher than about 0.4 W. This implied that, at pumping power higher than 0.4 W, thermal resistance remain constant whereas the fan power consumption is increased. Under the similar pumping power, average thermal resistance of PFHS_{foam} and FPHS_{foam} lower than PFHS about 40.74% and 25.18%. The average thermal resistance of PFHS_{foam} lower than FPHS_{foam} about 27.4%. Moreover, it is also found that the pore density has slight effect on thermal resistance of PFHS_{foam} and FPHS_{foam}. However, tendency of thermal resistance PFHS_{foam} and FPHS_{foam} slightly decreased when decreasing the pore density of metal foam.

4. Conclusions

This article studied the effect of number of pore density of metal foam, heat flux, and air velocity on thermal resistance and pressure drop of FPHS_{foam}. The comparisons of thermal performance between PFHS_{foam} and FPHS_{foam}, with conventional PFHS are also presented.

Copper heat sinks combined with copper foam with porosity of 0.932 and the different pore density of 30PPI, 40PPI and 50PPI are used. The experiment are performed at air velocity ranging from 1 m/s to 5 m/s and heat flux ranging from 9.48 kW/m² to 12.59 kW/m². The result showed that thermal resistance of $FPHS_{foam}$ and $PFHS_{foam}$ is decreased when increasing pore density and mass flux. The average thermal resistance of $FPHS_{foam}$ and $PFHS_{foam}$ decreased 59.3% and 72.2% comparing with conventional PFHS. Total pressure drop of air inside heat sinks increased with increasing mass flux, and pore density. The average total pressure drop of $PFHS_{foam}$ and $FPHS_{foam}$ is increased 9.10 times and 6.75 times when compared with PFHS. Under the similar pumping power, the average thermal resistance of $PFHS_{foam}$ and $FPHS_{foam}$ lower than PFHS about 40.74% and 25.18%. It can be conclude that the optimum thermal performance of heat sinks is plate fin heat sink combined with copper foam with pore density of 30 PPI under working condition of pumping power lower than 0.4 W.

Acknowledgments

The authors would like to express their appreciation to the Thailand Research Fund and King Mongkut's University of Technology North Bangkok for providing the support.

References

- [1] S. Mancin, C. Zilio, A. Cavallini, L. Rossetto, 2010, Heat transfer during air flow in aluminum foams, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 53, pp. 4976–4984.
- [2] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani, L. Rossetto, 2012, Experimental air heat transfer and pressure drop through copper foams, *Experimental Thermal and Fluid Science* 36, pp. 224–232.

- [3] G.B. Ribeiro, J.R. Barbosa Jr., A.T. Prata, 2012, Performance of microchannel condensers with metal foams on the air-side: Application in small-scale refrigeration systems, *Applied Thermal Engineering* 36, pp.152-160.
- [4] Z.M. Wan, G.Q. Guo, K.L. Su, Z.K. Tu, W. Liu, 2012, Experimental analysis of flow and heat transfer in a miniature porous heat sink for high heat flux application, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 55, pp. 4437–4441.
- [5] S. Mancin, C. Zilio, A. Diani, L. Rossetto, 2013, Air forced convection through metal foams: Experimental results and modeling, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 62, pp.112–123.
- [6] P. M. Kamath, C. Balaji, S.P. Venkateshan, 2013, Convection heat transfer from aluminium and copper foams in a vertical channel e An experimental study, *International Journal of Thermal Sciences* 64 ,pp. 1-10.
- [7] C.-C. Chen, P.-C. Huang, H.-Y. Hwang, 2013, Enhanced forced convective cooling of heat sources by metal-foam porous layers, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 58, pp. 356–373.
- [8] P. M. Kamath, C. Balaji, S.P. Venkateshan, 2014, Heat transfer enhancement with discrete heat sources in a metal foam filled vertical channel, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 53, pp. 180–184.
- [9] A. Chumpia, K. Hooman, 2014, Performance evaluation of single tubular aluminium foam heat Exchangers, *Applied Thermal Engineering* 66, pp. 266-273.
- [10] K.-C. Chen, C.-C. Wang, 2015, Performance improvement of high power liquid-cooled heat sink via non-uniform metal foam arrangement, *Applied Thermal Engineering* 87, pp. 41-46.
- [11] L. Chuan, X.-D.Wang, T.-H. Wang,W.-M. Yan, 2015, Fluid flow and heat transfer in microchannel heat sink based on porous fin design concept, *International Communications in Heat and Mass Transfer* 65, pp. 52–57.

- [12] T.-M. Jeng, S.-C. Tzeng, Q.-Y. Huang, 2015, Heat transfer performance of the pin-fin heat sink filled with packed brass beads under a vertical oncoming flow, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 86, pp.531–541.
- [13] T. Dixit, I. Ghosh, 2016, An experimental study on open cell metal foam as extended heat transfer surface, *Experimental Thermal and Fluid Science* 77, pp. 28–37.
- [14] W.-H. Shih, C.-C. Liu, W.-H. Hsieh, 2016, Heat-transfer characteristics of aluminum-foam heat sinks with a solid aluminum core, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 97, pp.742–750.
- [15] K. Nawaz, J. Bock, A. M. Jacobi, 2017, Thermal-hydraulic performance of metal foam heat exchangers under dry operating conditions, *Applied Thermal Engineering* 119, pp. 222–232.
- [16] S. Feng, F. Li, F. Zhang, T. J. Lu, 2018, Natural convection in metal foam heat sinks with open slots, *Experimental Thermal and Fluid Science* 91, pp. 354–362.
- [17] S. Chingulpitak, N. Chimres, K. Nilpueng, S. Wongwises, 2016, Experimental and numerical investigations of heat transfer and flow characteristics of cross-cut heat sinks, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 102, pp. 142–153.
- [18] H.Wang, L. Guo, 2016, Experimental investigation on pressure drop and heat transfer in metal foam filled tubes under convective boundary condition, *Chemical Engineering Science* 155, pp. 438–448.

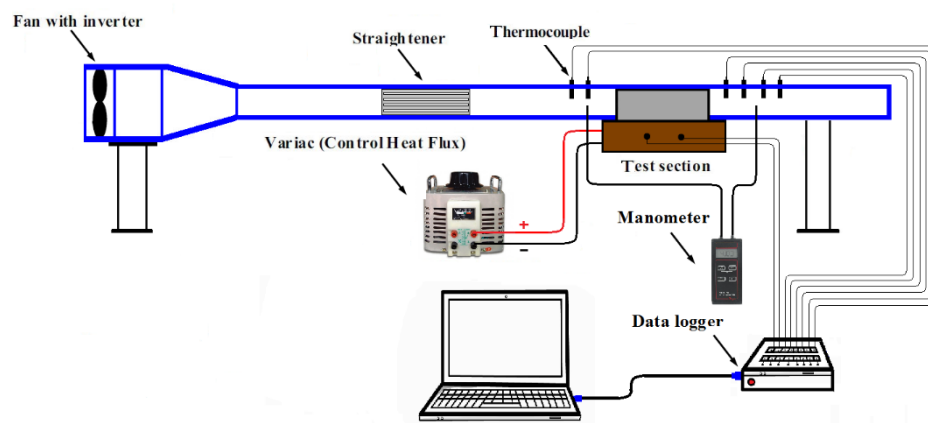


Fig. 1. Schematic diagram of experimental apparatus.

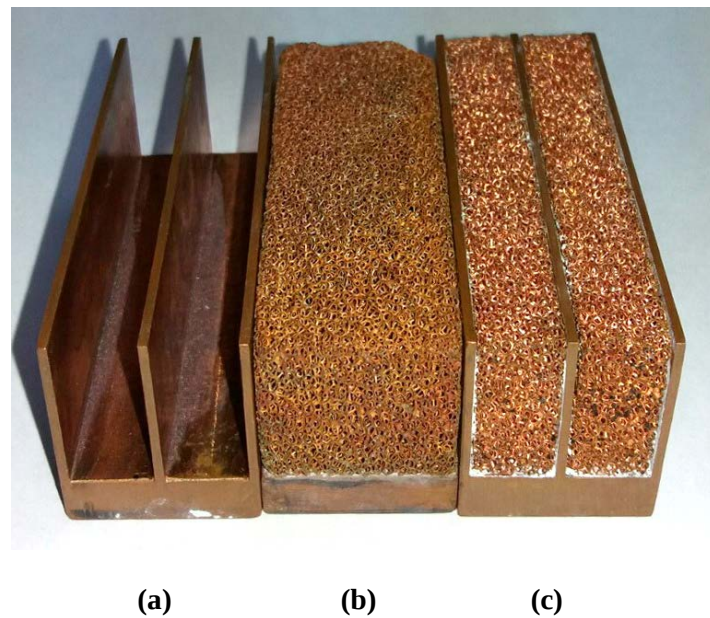


Fig. 2. Photograph of test section.

(a) plate fin heat sink (PFHS)

(b) flat plate heat sink combined with copper foam (FPHS_{foam})

(c) plate fin heat sink combined with copper foam (PFHS_{foam})

Table 1. Copper foam properties

Parameters	Cu-30-6.7	Cu-40-6.7	Cu-50-6.6
Number of pore per inch, PPI	30	40	50
Porosity, ε	0.932	0.932	0.933
Relative density (%)	6.7	6.7	6.6
Mean pore diameter , 25.4/PPI (mm)	0.846	0.635	0.508
Fiber thickness, t (mm)	0.264	0.258	0.241
Fiber length, l (mm)	1.044	1.021	0.963
Surface area per unit volume (m^2/m^3)	1416	1602	1745

Table 2. Properties of test section

	A_{HT} (m^2)	ε_{HS}	k_s^* (W/m K)	$K \times 10^8$ (m^2)	F
PFHS	0.0094	0.889	44.51	-	-
FPHS _{foam30PPI}	0.0739	0.932	10.10	17.74	0.0279
FPHS _{foam40PPI}	0.0832	0.932	10.10	6.62	0.0249
FPHS _{foam50PPI}	0.0904	0.933	10.10	4.04	0.0225
PFHS _{foam30PPI}	0.0734	0.828	53.49	9.09	0.0293
PFHS _{foam40PPI}	0.0817	0.828	53.49	4.79	0.0229
PFHS _{foam50PPI}	0.0881	0.829	53.49	3.22	0.0196

Table 3. Constant value obtained from linear least square regression method.

	a	b	a/b
FPHS _{foam30PPI}	158.44	95.55	1.65
FPHS _{foam40PPI}	281.15	113.79	2.47
FPHS _{foam50PPI}	460.28	131.15	3.51
PFHS _{foam30PPI}	204.46	113.94	1.79
PFHS _{foam40PPI}	388.38	123.21	3.15
PFHS _{foam50PPI}	578.18	128.49	4.49

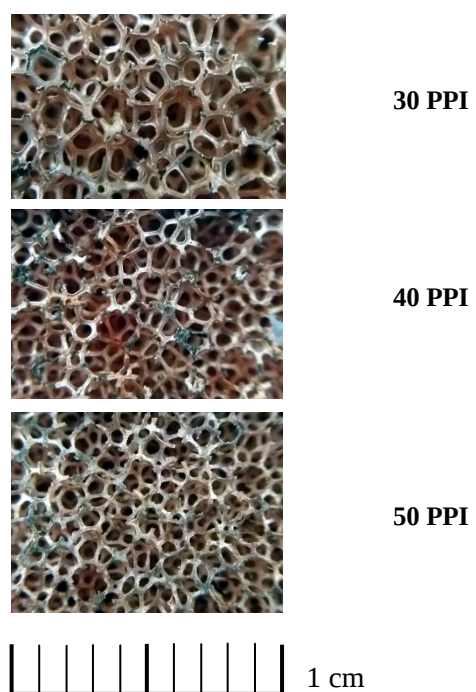


Fig. 3. Photograph of copper foam.

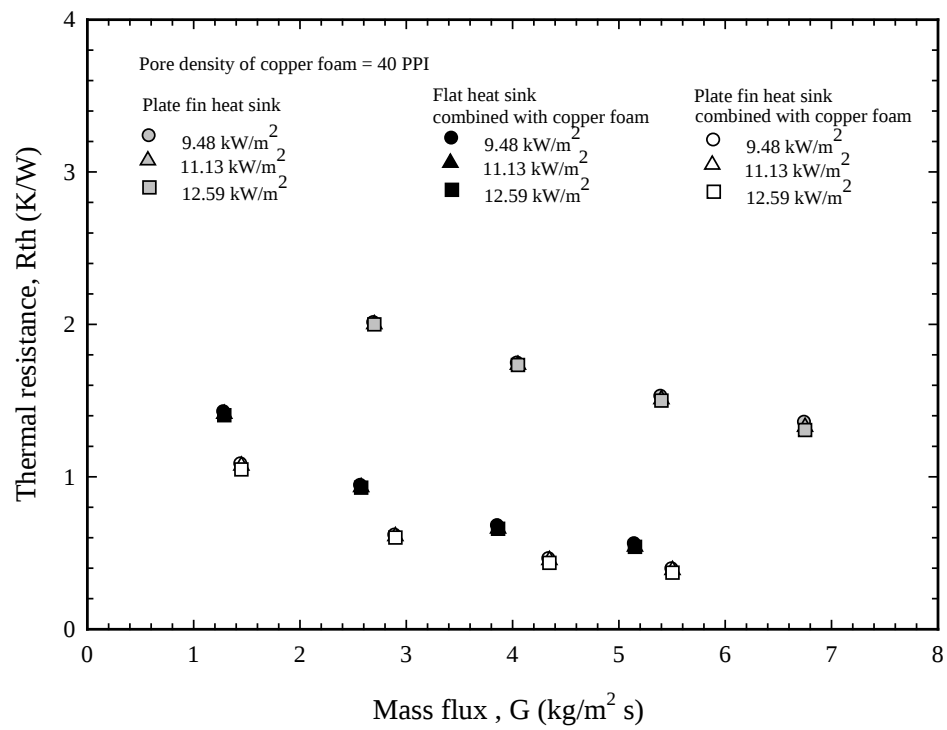


Fig. 4. The relation between the thermal resistance and mass flux at different heat flux.

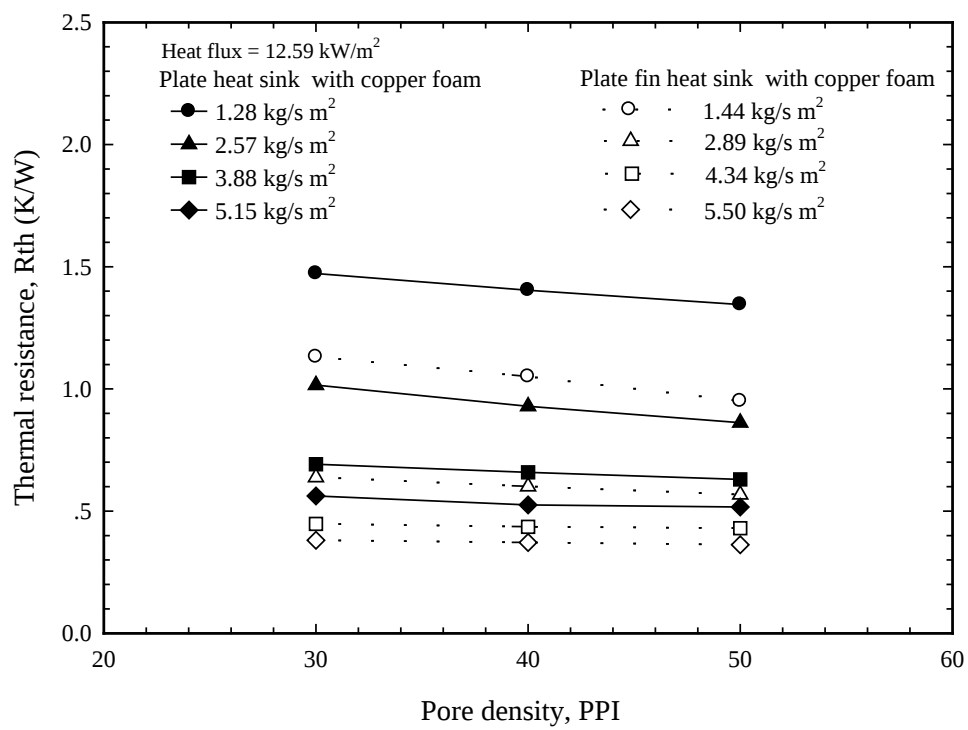


Fig. 5. The relation between the thermal resistance and the pore density.

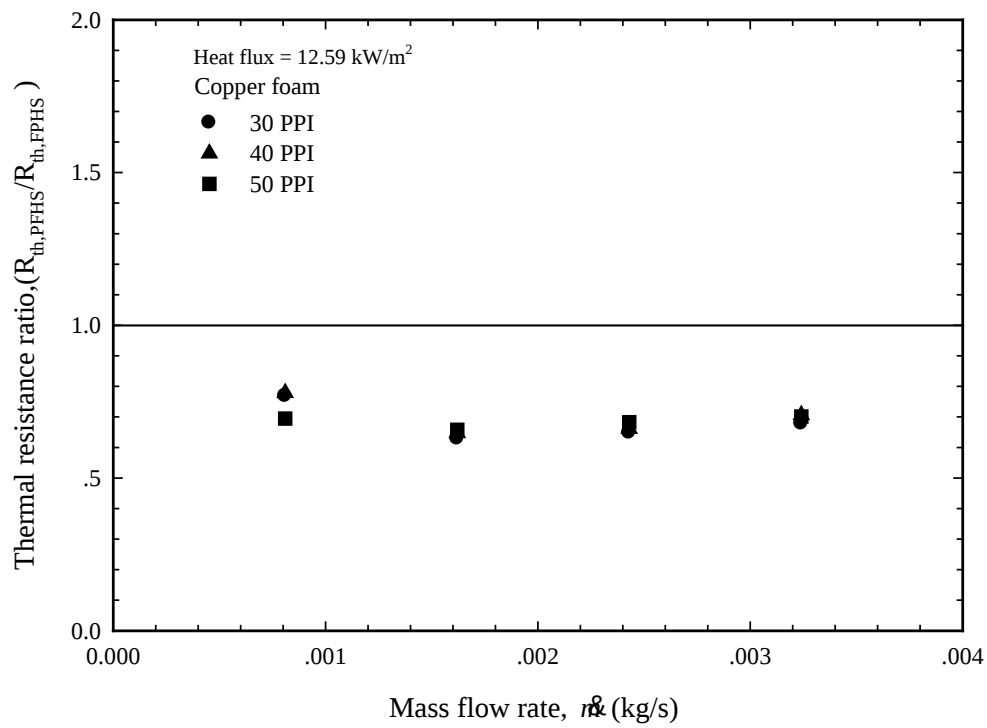


Fig. 6. The relation between the thermal resistance ratio and mass flow rate.

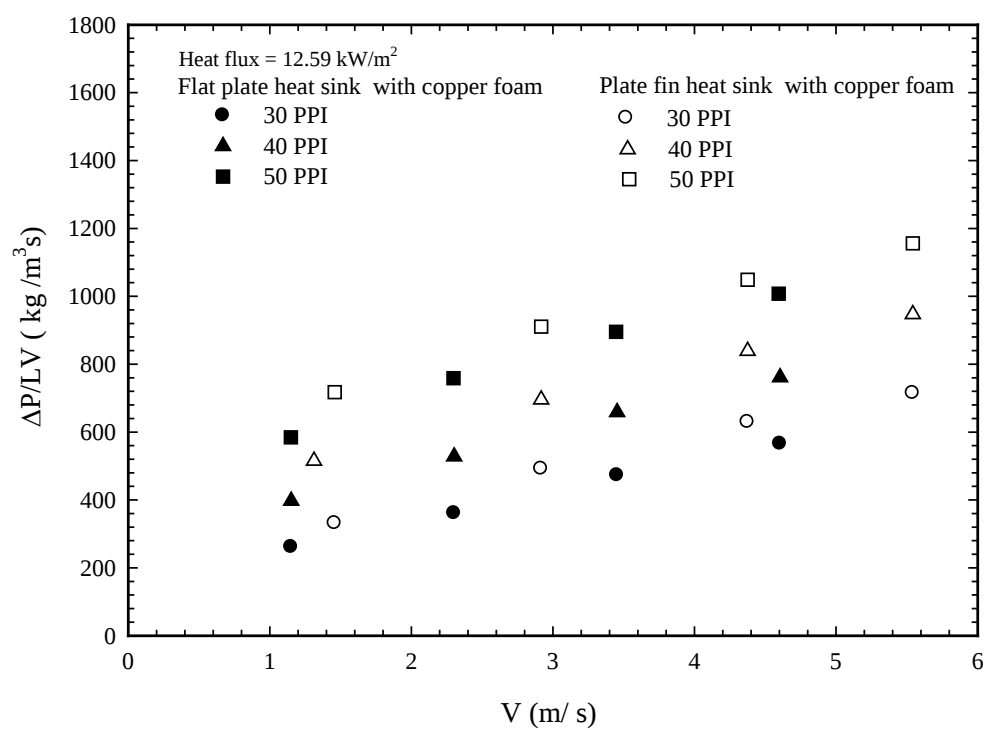


Fig. 7. The relation between $\Delta P/LV$ and air velocity inside copper foam (V).

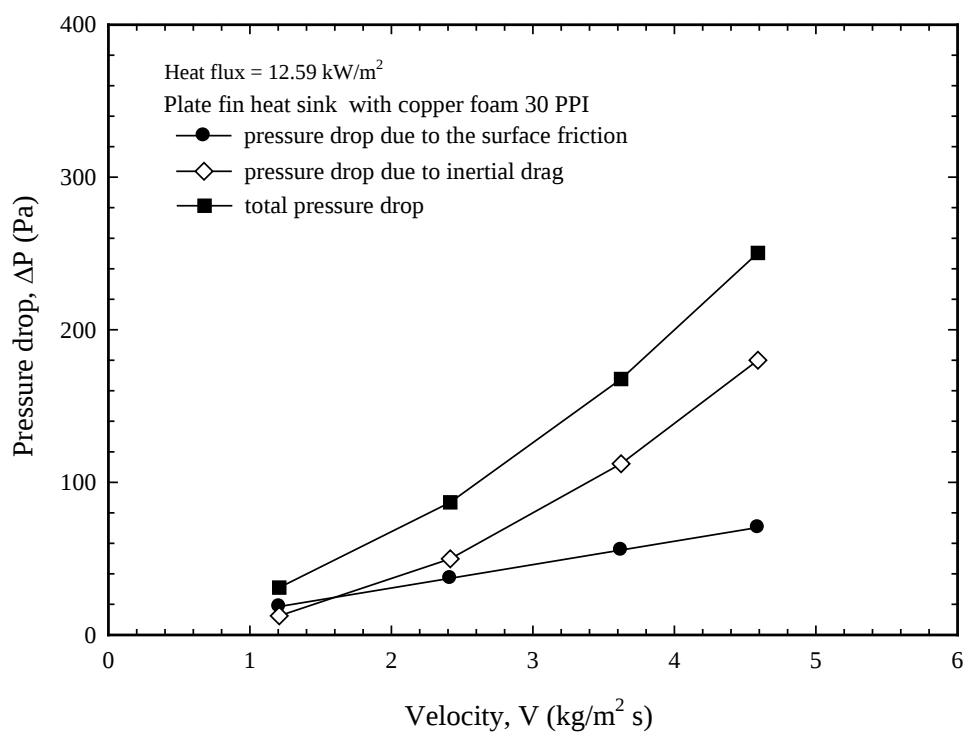


Fig. 8. The relation between pressure drop and air velocity.

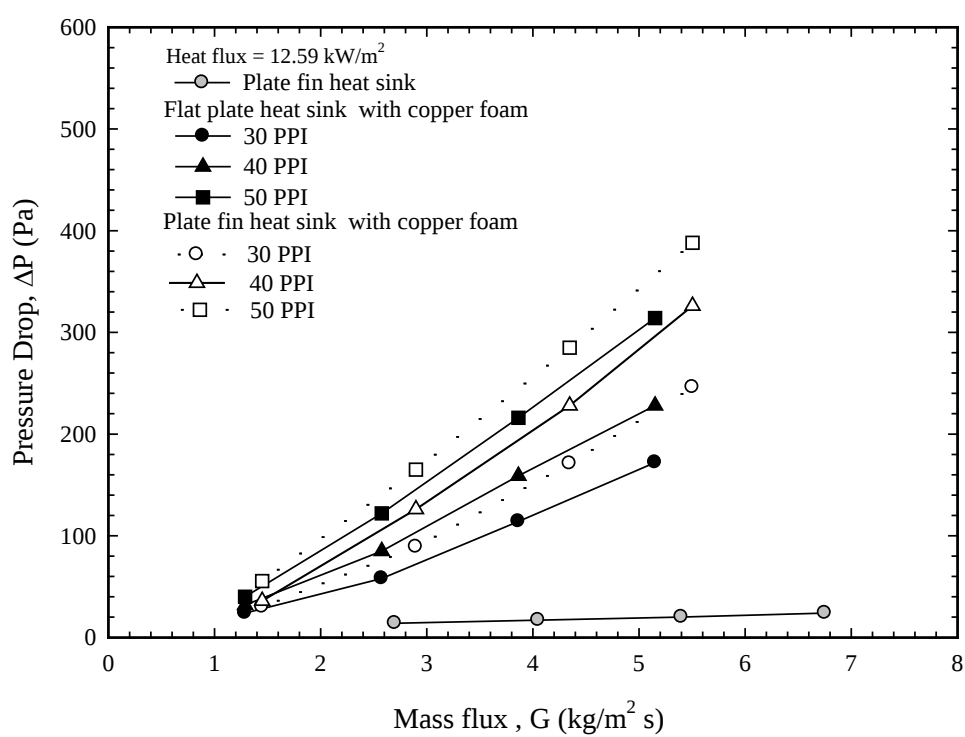


Fig. 9. The relation between pressure drop and mass flux.

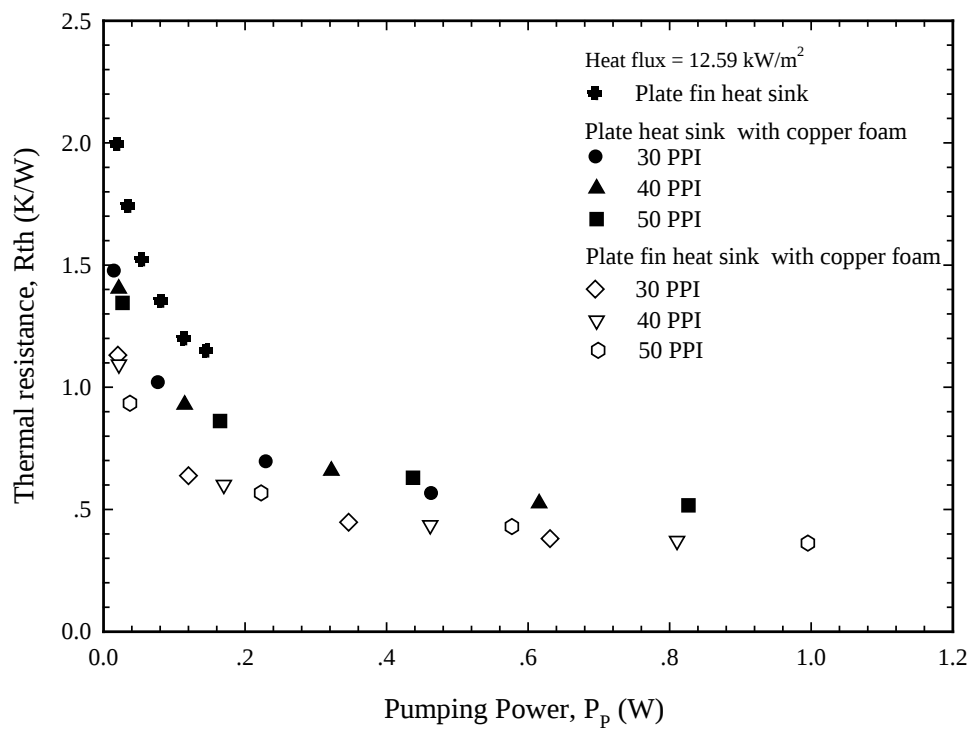


Fig. 10. The relation between thermal resistance and pumping power.