

การศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อน
ที่มีช่องขนาดเล็ก



เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิศวกรรมเครื่องกล
พฤษภาคม 2552

การศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อน
ที่มีช่องขนาดเล็ก



ปริญญานิพนธ์
ของ
โอสถ คนชื้อ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิศวกรรมเครื่องกล

พฤษภาคม 2552

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อน
ที่มีช่องขนาดเล็ก



เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิศวกรรมเครื่องกล

พฤษภาคม 2552

โอสถ คนชื่อ. (2552). การศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็ก. ปรินซ์นิพนธ์ วศ.ม.(วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ. คณะกรรมการควบคุม: รศ.ดร.ไพศาล นาผล, ผศ.ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ.

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน และความดันสูญเสียที่ชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก ภายใต้ฟลักซ์ความร้อนความร้อนคงที่ ในการทดลองค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ของอากาศอยู่ในช่วง 200 -1000 และอยู่ภายใต้ฟลักซ์ความร้อนระหว่าง 1.80 - 5.40 kW/m² ชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีอยู่ 4 แบบ ดังนี้คือช่องการไหลขนาดเล็กมีความสูงของครีปแตกต่างกัน 2 แบบคือสูง 1.5 และ 1.0 มิลลิเมตร และช่องการไหลขนาดเล็กที่มีความกว้างของช่องการไหลคือ 0.3 และ 0.2 มิลลิเมตร ทำขึ้นด้วยเครื่องเลื่อยไฟฟ้าขนาดเล็ก

ผลการศึกษาพบว่าคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียของชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก มีการถ่ายเทความร้อนและความดันสูญเสียแตกต่างกันไปตามลักษณะของเงื่อนไขของขนาดช่องการไหลและฟลักซ์ความร้อน ผลที่ได้จากการศึกษาครั้งนี้สามารถนำไปใช้เป็นแนวทาง ในการออกแบบระบบระบายความร้อนของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ให้มีสมรรถนะสูงได้

คำสำคัญ (Keywords): ชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก / ฟลักซ์ของความร้อน / สารทำงาน

Study on the Heat Transfer Characteristics of the Microchannel Heat Sinks

AN ABSTRACT
BY
OSOT KHONSUE

A large, faint, circular watermark seal of Srinakharinwirot University is centered on the page. The seal features a central emblem with a cross-like design, surrounded by Thai script and a dotted border.

Presented in Partial Fulfillment of the Requirements for the
Master of Engineering Degree in Mechanical Engineering
at Srinakharinwirot University

May 2009

Osot Khonsue. (2009). *"Study on the Heat Transfer Characteristics of the Microchannel Heat Sinks"*. Master thesis, M.Eng. (Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Associate Professor. Dr.Paisarn Naphon, Assistant Professor. Dr.Jutharat Kurujaroin.

Abstract

In this study, experiments have been performed to investigate the heat transfer characteristics and pressure drops in the micro-channel heat sinks under constant heat flux conditions. The experiments are performed for the Reynolds number and heat flux in the ranges of 200 -1000 and 1.80 -5.40 kW/m², respectively. The micro-channel heat sinks with two different channel heights and two different channel widths are accomplished by wire electrical discharge machine. Effects of different geometrical configurations parameters of the micro-channel and heat flux on the heat transfer characteristics and pressure drop are considered. The micro-channel geometry configuration has significant effect on the enhancement heat transfer pressure drop. The results of this study are expected to lead to guidelines that will allow the design of the micro-channel heat exchangers with improved heat transfer performance of the electronic devices.

Key words: Micro-channel Heat Sinks, heat flux, Working fluid

ปริญญานิพนธ์

เรื่อง

การศึกษาคุณลักษณะการถ่ายทอดความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็ก

ของ

โอสถ คนชื่อ

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาวិวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(รองศาสตราจารย์ ดร.สมชาย สันติวัฒนกุล)

วันที่..... เดือน พ.ศ. 2552

คณะกรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

.....ประธาน

(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล)

.....ประธาน

(พันเอก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อโนทัย สุขแสงพนมรุ่ง)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ)

.....กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัมภมมงคล)

..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ)

ประกาศคุณูปการ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณรองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล ประธานกรรมการควบคุมการทำ
ปฏิญานินพนธ์ที่ให้โอกาสในการทำวิจัยเรื่องนี้ และเชื้อเพื่อห้องปฏิบัติการความร้อน-ของไหลและการ
เพิ่มการถ่ายเทความร้อน(TFHT) พร้อมทั้งให้ความรู้และคำแนะนำจนปฏิญานินพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลง
ได้ด้วยดีและขอขอบพระคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ กรรมการควบคุมการทำ
ปฏิญานินพนธ์ ที่กรุณาให้คำปรึกษา ให้แนวคิด และช่วยแก้ไขปัญหาดังที่เกิดขึ้นในการทำปฏิญานิน
พนธ์จนเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณคณาจารย์จาก กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล รร.จปร. และคณาจารย์จาก
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่ให้ความรู้และคำแนะนำอันเป็น
ประโยชน์ต่องานวิจัยเป็นอย่างดี

ท้ายสุดผู้วิจัยขอขอบพระคุณพ่อแม่ที่ได้อบรมสั่งสอน และให้กำลังใจตลอดจนสนับสนุนใน
การศึกษาและให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์เป็นอย่างยิ่ง และขอขอบคุณ เพื่อนๆ ที่ให้ความช่วยเหลือ
และความร่วมมือเป็นอย่างดีในการทำวิจัยนี้

ไอลธ คนชื่อ

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	1
ขอบเขตของการวิจัย.....	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ.....	2
การทบทวนเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
2 ทฤษฎี	8
หลักการถ่ายเทความร้อน.....	8
หลักการพาความร้อน.....	11
การพาความร้อนภายนอก.....	12
การพาความร้อนโดยการไหลผ่านกลุ่มท่อ.....	16
การถ่ายเทความร้อนจากครีบริบายความร้อน.....	19
ประสิทธิภาพของครีบริบ.....	25
3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	28
การออกแบบชุดทดลอง.....	28
อุปกรณ์ในการทดลอง.....	29
วิธีการทดลอง.....	36
ตัวแปรที่ใช้ในการเก็บข้อมูล.....	36
4 ผลและการวิเคราะห์	38
ผลการแปรเปลี่ยนค่าอุณหภูมิอากาศไหลผ่านครีบริบและค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์.....	39
ผลการแปรเปลี่ยนค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ให้กับชุดระบายความร้อนและ ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์.....	41
ผลการแปรเปลี่ยนค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์.....	43
ผลการแปรเปลี่ยนค่าประสิทธิภาพและค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์.....	46

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
4 (ต่อ)	
ผลการเปลี่ยนแปลงค่าความดันสูญเสียและค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์.....	49
5 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	52
สรุปผล.....	52
ข้อเสนอแนะ.....	52
บรรณานุกรม.....	53
ภาคผนวก.....	56
ภาคผนวก ก	57
ภาคผนวก ข	78
อภิธานศัพท์.....	84
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	87

บัญชีตาราง

ตาราง		หน้า
1	ลักษณะของช่องการไหลขนาดต่าง ๆ	2
2	แสดงเปรียบเทียบเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	7
3	แสดงค่าของสภาพการนำความร้อนต่าง ๆ ของวัสดุหลายชนิดที่แสดงด้วย ค่าความสัมพันธ์ของขนาดที่คาดการณ์ไว้ในทางปฏิบัติ.....	9
4	แสดงค่าของสภาพการนำความร้อนต่าง ๆ ของวัสดุหลายชนิด ที่แสดงด้วย ค่าความสัมพันธ์ของขนาดที่คาดการณ์ไว้ในทางปฏิบัติ (ต่อ).....	10
5	ค่าของ D และ P	18
6	แสดงคุณสมบัติและขนาดต่าง ๆ ของครีปที่ใช้ในการทดลอง	35
7	แสดงค่าความแม่นยำ และค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดที่ใช้ใน การทดลอง.....	35
8	แสดงเงื่อนไขในการทดลองของครีป.....	37
9	แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และค่าฟลักซ์ความร้อน 1.80 kW/m^2	58
10	แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และค่าฟลักซ์ความร้อน 2.71 W/m^2	59
11	แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และค่าฟลักซ์ความร้อน 3.60 kW/m^2	60
12	แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และค่าฟลักซ์ความร้อน 4.48 kW/m^2	61
13	แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และค่าฟลักซ์ความร้อน 5.40 kW/m^2	62
14	แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.2 มิลลิเมตร และค่าฟลักซ์ความร้อน 1.80 kW/m^2	63
15	แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.2 มิลลิเมตร และค่าฟลักซ์ความร้อน 2.71 kW/m^2	64
16	แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.2 มิลลิเมตร และค่าฟลักซ์ความร้อน 3.60 kW/m^2	65

บัญชีตาราง (ต่อ)

[illegible]

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 แสดงการไหลขนานกับผนังราบ.....	13
2 แสดงการไหลตั้งฉากกับท่อกลม	15
3 แสดงการเรียงท่อแบบแนวเดียวและการเรียงแบบสลับ.....	16
4 ครีบระบายความร้อนแบบพื้นที่หน้าตัดคงที่.....	19
5 ประสิทธิภาพของครีบตรง	27
6 แสดงไดอะแกรมของอุปกรณ์การทดลอง.....	28
7 แสดงไดอะแกรมช่องทดสอบและช่องการไหลขนาดเล็ก.....	29
8 แสดงอุปกรณ์ในการทดลอง.....	30
9 แสดงตัวอย่างช่องการไหลขนาดเล็ก.....	30
10 แสดงอุปกรณ์จ่ายไฟฟ้าในการทดลอง.....	31
11 แสดงมิเตอร์วัดแรงดันและกระแสไฟฟ้า.....	31
12 แสดงอุปกรณ์เก็บข้อมูล.....	32
13 แสดงอุปกรณ์วัดความดัน.....	32
14 แสดงเครื่องวัดอัตราการไหลอากาศ.....	33
15 แสดงอุปกรณ์ระบายความร้อนออกจากสารทำงาน.....	33
16 แสดงเครื่องผลิตอากาศอัด.....	34
17 แสดงอุปกรณ์ปรับความดันและดักน้ำออกจากสารทำงาน.....	34
18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิออกจากช่องการไหลและ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน.....	39
19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิออกจากช่องการไหลและ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน.....	40
20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนและ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน.....	41
21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนค่าและ เรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน.....	42
22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน.....	43

บัญชีภาพประกอบ (ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
23 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน.....	44
24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่ฟลักซ์ความร้อนต่างกัน.....	45
25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่านัสเซิล์นัมเบอร์และค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน.....	46
26 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่านัสเซิล์นัมเบอร์และค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน.....	47
27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่านัสเซิล์นัมเบอร์และค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ ที่ฟลักซ์ความร้อนต่างกัน.....	48
28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียที่ช่องการไหลและ ค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน.....	49
29 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียช่องการไหลและค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน.....	50
30 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียช่องการไหลและค่าเรย์โนลด์์นัมเบอร์ ที่มีความสูงและความกว้างช่องการไหลต่างกัน.....	51

บทที่ 1

บทนำ

ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

โลกของงานอุตสาหกรรมปัจจุบัน จะเห็นถึงความเจริญก้าวหน้าทางเทคโนโลยีที่ทันสมัย และมีการพัฒนาอย่างต่อเนื่อง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในระบบเครื่องมือทางด้านอิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งจะเป็นเครื่องมือที่มีความสามารถในการประมวลผลและมีความแม่นยำสูงมาก และที่สำคัญจะต้องมีขนาดเล็ก เพื่อความสะดวกในการเคลื่อนย้าย การที่เครื่องมือเหล่านี้มีลักษณะดังกล่าวนี้ ความร้อนที่เกิดขึ้นในระบบต้องมากขึ้นตาม ดังนั้นระบบเครื่องมือเหล่านี้จะต้องมีระบบระบายความร้อนที่ดี คือสามารถระบายความร้อนออกจากระบบได้อย่างเพียงพอ การที่จะให้ระบบระบายความร้อนสามารถระบายความร้อนได้ดีนั้น ก็คือการเพิ่มขนาดของอุปกรณ์ ระบายความร้อนให้มีพื้นที่มากขึ้น แต่เนื่องจากเครื่องมือเหล่านี้มีขนาดเล็กลงและพื้นที่ในการติดตั้งระบบระบายความร้อนก็ลดลงด้วย นั่นหมายความว่าขนาดของระบบระบายความร้อนต้องมีขนาดเล็กลง ไม่ได้หมายความว่าความสามารถในการระบายความร้อนลดลงแต่ในทางตรงกันข้าม ความสามารถในการระบายความร้อนของอุปกรณ์เหล่านี้กลับต้องสูงขึ้น การที่อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนมีขนาดเล็กลงนั้น ช่องการไหลสำหรับของไหลเพื่อระบายความร้อนนั้นก็ต้องมีขนาดเล็กลง การที่ช่องการไหลมีขนาดเล็กลงนั้น จะมีตัวแปรหนึ่งที่มีผลอย่างมากต่อลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน ก็คือ แรงตึงผิว ซึ่งแรงนี้จะมีผลน้อยมากในกรณีไหลในช่องการไหลขนาดใหญ่ เพราะฉะนั้นการศึกษา ถึงพารามิเตอร์ต่าง ๆ ซึ่งมีความสำคัญทำให้ทราบถึงผลกระทบต่อลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็ก (Microchannel heat sink)

ดังนั้นในงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลองถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก โดยศึกษาถึงตัวแปรต่าง ๆ เช่น ความสูงของช่องการไหล ความกว้างของช่องการไหล ฟลักซ์ของความร้อน (heat flux) และอัตราการไหลของสารทำงาน ที่มีต่อความสามารถในการระบายความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็ก

วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1. เพื่อศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลขนาดเล็ก (Microchannel heat sinks)
2. เพื่อศึกษาตัวแปรต่าง ๆ เช่น ความกว้างความสูงของช่องการไหล ฟลักซ์ของความร้อน (heat flux) ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

ขอบเขตของการวิจัย

1. ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก (Microchannel heat sinks) ภายใต้สภาวะ Constant heat flux
2. ใช้อากาศเป็นสารทำงาน (Working fluid)
3. เป็นการศึกษาเชิงทดลอง ซึ่งลักษณะของช่องการไหลขนาดเล็กมีดังต่อไปนี้

ตาราง 1 ลักษณะของช่องการไหลขนาดต่าง ๆ

ลักษณะ	ความสูง ของคืบ	ความหนา ของคืบ	ความกว้างของช่องการ ไหล w(mm)	ขนาดของ Heat sink WxLxH(mm)
	h(mm)	s(mm)		
แบบที่ 1	1.00	0.20	0.20	40 X 28 X 2.00
แบบที่ 2	1.00	0.20	0.30	40 X 28 X 2.00
แบบที่ 3	1.50	0.20	0.20	40 X 28 X 2.00
แบบที่ 4	1.50	0.20	0.30	40 X 28 X 2.00

ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ทราบพฤติกรรมต่าง ๆ ของการถ่ายความร้อนและการไหลในช่องขนาดเล็ก
2. ทราบค่าพารามิเตอร์ต่าง ๆ ที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน เช่น ฟลักซ์ความร้อน (heat flux) ซึ่งจะนำไปเป็นข้อมูลเบื้องต้นในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยเฉพาะระบบการถ่ายเทความร้อนในเครื่องมืออิเล็กทรอนิกส์ ซึ่งต้องการระบบระบายความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และต้องมีขนาดเล็กด้วย

การทบทวนเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากการสำรวจเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่า มีนักวิจัยต่าง ๆ ที่ทำงานเกี่ยวกับช่องการไหลในช่องขนาดเล็ก ซึ่งในส่วนของการศึกษาเชิงทฤษฎีต่อไปนี้

Vasudevaiah and Balamurugan (2001) ได้ศึกษาเชิงทฤษฎีการพาความร้อนในช่องที่มีขนาดเล็กโดยเกี่ยวกับความสัมพันธ์ของอัตราการไหลสูงสุดของแก๊ส ใช้ทฤษฎี Continuum ภายใต้สภาวะ Incompressible flow conditions พบว่าความหนืดที่เกิดจากความร้อนลดลงเมื่อผิวของช่องการไหลขนาดเล็กมีความเรียบมากขึ้น ซึ่งดูจากค่าตัวเลขของนัมเบอร์

Qu and Mudawar (2003) ได้ศึกษาทั้งการทดลองและทฤษฎีเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของน้ำในขณะเดือดในช่องการไหลที่มีขนาดเล็ก ซึ่งพบว่าเมื่อปริมาณไอน้ำมากขึ้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลง คือถ้ายังมีการเดือดมากขึ้นก็จะมีช่องว่างระหว่างน้ำมากขึ้น ซึ่งการถ่ายเทความร้อนของแก๊สจะน้อยกว่าของเหลว ทำการถ่ายเทความร้อนลดลงและเมื่อเปรียบเทียบผลที่ได้กับการทดลองพบว่ามีความสอดคล้องกัน

Yue et al.(2004) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาถึงการสูญเสียความดันของการไหลสถานะเดียวและการไหลสองสถานะแบบราบเรียบในช่องการไหล สี่เหลี่ยมขนาดเล็กที่มีรูปร่างเป็นแบบต่อ T โดยใช้ไนโตรเจนและน้ำเป็นสารทำงาน มี hydraulic diameters สองขนาดคือ 528 และ 333 μm พบว่า ความหนืดและความหยาบของผิวมีผลต่อความดันสูญเสีย

Chein and Chen (2005) ได้ศึกษาทั้งการทดลองและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ถึงความสามารถในการระบายความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็ก ที่มี Thermoelectric Cooler โดยใช้น้ำระบายความร้อน Thermoelectric Cooler โดยอุณหภูมิน้ำเริ่มต้น 25 °C และถึงน้ำติดฉนวนอย่างดี ใช้ เกียร์ปั๊มส่งน้ำเข้าช่องการไหลขนาดเล็ก และวัดอุณหภูมิน้ำเข้าและน้ำออกที่ชุดระบายความร้อนแล้วนำผลไปคำนวณ โดยดูความสัมพันธ์ของอุณหภูมิน้ำที่ถึง ความต้านทานความร้อนและกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับ Thermoelectric Cooler ผลจากการคำนวณพบว่ากระแสไฟฟ้า เพิ่มขึ้นเมื่ออุณหภูมิน้ำลดลง และความต้านทานความร้อนลดลงด้วย

Chein and Huang (2005) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาถึงสมรรถนะและความเสียดทานชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็กที่มีช่องสี่เหลี่ยม โดยใช้น้ำผสมกับ Nanofluid ของทองแดงเป็นสารทำงานในการระบายความร้อน ซึ่งอยู่สองขนาดคือความกว้างของช่องการไหล(W_{ch}) 100 μm ความยาวของช่องการไหล (L_{ch}) 300 μm และความกว้างของช่องการไหล(W_{ch}) 57 μm ความยาวของช่องการไหล (L_{ch}) 365 μm พบว่าการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นทั้งสองขนาดเนื่องมาจากใช้ของเหลวอนุภาคนาขนาดเล็ก ความดันสูญเสียไม่เพิ่มขึ้นเนื่องจากอนุภาคมีขนาดเล็กและมีปริมาณน้อย

Gamrat et al. (2005) ได้ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ในการทำนายการพาความร้อนในกรณีที่ไหลแบบราบเรียบในช่องการไหลขนาดเล็ก ซึ่งได้ศึกษาถึงผลของลักษณะทางเข้าที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อน ในช่องสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่ช่องการไหลขนาด 1 มม. และ 0.3 มม. โดยใช้น้ำเป็นสารทำงานในการระบายความร้อน ค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์อยู่ในช่วง 200 – 3000 เปรียบเทียบระหว่างการคำนวณและการทดลองพบว่าไม่มีความสอดคล้องกัน และทำให้ช่องการไหลขนาดเล็กที่สุดคือขนาด 0.1 มม.

Hetsroni et al. (2005) ได้ศึกษาทั้งการทดลองและทฤษฎีเกี่ยวกับการพาความร้อนและการไหลหนึ่งสถานะในชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก โดยศึกษาทั้งช่วงการไหลแบบราบเรียบและการไหลแบบปั่นป่วนใน ท่อกลม, สี่เหลี่ยม, สามเหลี่ยม ที่มี hydraulic diameter ในช่วง 60 – 2000 μm พบว่าการกระจายตัวของพลังงานขึ้นอยู่กับลักษณะการไหลเล็กน้อย แกนการนำความร้อนในการไหลแบบราบเรียบมีสองกรณีคือ $Re > 150$ axial conduction number น้อยกว่า $M = 0.01$ และ $Re < 150, M > 0.01$ คำนัสเซิลส์นัมเบอร์ขึ้นอยู่กับค่าการแปรเปลี่ยนค่าของเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์

Koo and Kleinstreuer (2005) ได้ศึกษาเชิงทฤษฎีเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของ ชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก โดยใช้ Nanofluid ในกรณีการไหลแบบราบเรียบ โดยใช้ copper oxide ขนาดเส้นผ่าศูนย์กลางเฉลี่ย (D) = 20 nm ตั้งแต่ 1 – 4 % ละลายในน้ำและ ethylene glycol ผลของอัตราส่วนผสมมีผลต่อความหนืดของสารทำงาน ความดันและการระบายความร้อน ผลที่ได้จากการผสมของ copper oxide ที่ 4 % ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

Koo and Kleinstreuer (2005) ได้ศึกษาเชิงทฤษฎีเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก โดยใช้ Nanofluid ในกรณีการไหลแบบราบเรียบ และผลของความหนาแน่นที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน ในชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็กพบว่า คำนัสเซิลส์นัมเบอร์จะมีค่าสูงหรือต่ำขึ้นอยู่กับความหนาแน่นของผิวสัมผัส และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนน้อย แต่ขึ้นอยู่กับ thermal conductivity ratio k_m/k_f ระหว่าง PML และ bulk fluid.

Kulkarni and Das (2005) วิเคราะห์ถึงการถ่ายเทความร้อนแบบบังคับและแบบอิสระของ Microchannel electronic processor chips Pentium III โดยใช้อากาศเป็นสารทำงาน พบว่าการกระจายตัวของความร้อนที่ครีระบายความร้อน 204 m W และมีการแผ่รังสีความร้อนออกจากชุดระบายความร้อน 0.8 m W ช่องว่างระหว่างครีที่ตีประมาณ 7.8 μm การกระจายความร้อนโดยธรรมชาติ 5 m W ที่ 9 °C จนถึง 19 Wm ที่ 79.7 °C

Peles et al. (2005) ได้วิเคราะห์เชิงทฤษฎีเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการสูญเสียความดันของ Micro pin fins heat sink ซึ่งรูปร่างและอุณหภูมิของไหลนั้นมีผลต่อความต้านทานรวมของการนำความร้อน พบว่าการใช้ Micro pin fins heat sink สามารถลดความต้านทานความร้อนได้มากในการพาความร้อนและขนาดของ tube diameters (น้อยกว่า - 50 μm) มีความไวในการเปลี่ยนแปลงความต้านทานความร้อนน้อยกว่า tube diameters ที่มีขนาดใหญ่ ขนาดของ pin ขนาดใหญ่จะประสิทธิภาพลดลง ซึ่งมีความสัมพันธ์กับความยาว

Yang et al. (2005) ได้ศึกษาเชิงทฤษฎีเกี่ยวกับการไหลในช่องโค้งที่มีขนาดเล็ก ที่มีรัศมี ความโค้งแตกต่างกัน พบว่า

1. ช่องโค้งขนาดเล็ก รัศมีความโค้ง $33 \leq R \leq 53$ มม. กว้าง $0.5 \leq W \leq 1$ มม. ลึก $h = 0.1$ มม. ความเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อรัศมีความโค้งเพิ่มขึ้น ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ≤ 2300 จะขึ้นอยู่กับ R
2. สูตรการหาตัวประกอบความเสียดทานพื้นฐานไม่สามารถนำมาอธิบายคุณลักษณะของ ช่องโค้งขนาดเล็กได้
3. ชั้นของการไหลในในช่องการไหลขนาดเล็กที่มีผิวเรียบ ตัวประกอบความเสียดทาน คำนวณจากสมการ N-S ซึ่งมีความสอดคล้องกับการทดลอง

Zhang et al. (2005) ได้ทดลองศึกษาเกี่ยวกับการระบายความร้อนของ Electronic package โดยใช้การระบายความร้อนแบบการพาความร้อนแบบหนึ่งสถานะของเหลวใน ชุดระบายความร้อนที่มี ช่องขนาดเล็กที่ทำจากอลูมิเนียม ขนาด 15 mm (L) 12.2 mm (W) ทดสอบบน chip ขนาด 12X12 mm และ 10X10 mm พบว่าความต้านทานความร้อนอยู่ในช่วง $0.44 - 0.32$ $^{\circ}\text{C} / \text{W}$ สำหรับ chip ขนาด 12X12 mm และความต้านทานความร้อนอยู่ในช่วง $0.59 - 0.44$ $^{\circ}\text{C} / \text{W}$ สำหรับ chip ขนาด 10X10 mm ความต้านทานความร้อนที่เกิดขึ้น ≤ 6 % ความดันสูญเสีย ≤ 15 % ซึ่งความต้านทาน ความร้อนสามารถลดลงได้โดยการใช้ระบบระบายความร้อนด้วยของเหลว

Barba et al. (2006) ได้ทำการศึกษาถึงสมรรถนะ การสูญเสียความดัน การกระจายตัวของ อุณหภูมิ และความต้านทานทางความร้อนของ Polymeric ในชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็ก โดย ให้การไหลเป็นแบบราบเรียบ ให้ความร้อนด้านล่างของชุดระบายความร้อน แบบเป็นเชิงเส้น ด้านบนให้ แก๊สไหลผ่าน โดยใช้โปรแกรม finite element พบว่าในทางทฤษฎีให้ผลเป็นที่พอใจส่วนด้านการทดลองใช้ แก๊สฮีเลียมเป็นสารทำงาน ทำให้อุณหภูมิของชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็กความต้านทานความ ร้อนต่ำและสิ้นเปลืองพลังงานน้อย ใช้แก๊สไนโตรเจนเป็นสารทำงาน

Kim and Kim (2006) ศึกษาใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์วิเคราะห์ในการทำนายประสิทธิภาพเชิงความร้อนของ ชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็ก โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนคงที่ได้ ศึกษาถึงผล High-aspect-ratio และ Low-aspect-ratio ที่มีต่อประสิทธิภาพเชิงความร้อนของ ชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็ก พบว่าคุณลักษณะการต้านทานความร้อนในช่องการไหลขนาดเล็ก ขึ้นอยู่กับลักษณะของอัตราส่วนความสูงและอัตราส่วนของปริมาตรทั้งหมด เพราะว่าอัตราการไหลสารทำงานเพิ่มขึ้นแต่ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนกลับลดลง เนื่องจากมีขนาดใหญ่และพื้นที่การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น โดยทั่วไปความต้านทานความร้อนน้อยกว่า 10 เปอร์เซนต์

Shen et al.(2006) ได้ทำการทดลองเพื่อศึกษาการพาความร้อนและการไหลหนึ่งสถานะและผล ความหยابช่องการไหลที่มีต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน ในขณะไหลผ่านช่องการไหลสี่เหลี่ยม ขนาดเล็ก จำนวน 26 ช่อง ขนาด $300\ \mu\text{m}$ ถึง $800\ \mu\text{m}$ ความหยาบของช่องการไหลอยู่ระหว่าง 4-6 % ใช้น้ำเป็นสารทำงาน ทดสอบค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ในช่วง 162 – 1257 อุณหภูมิน้ำเข้า 30 50 70 °C โดยให้ความร้อนระหว่าง 140 – 450 วัตต์ พื้นที่รวม $5 \times 1.53\ \text{cm}^2$ พบว่าสัมประสิทธิ์ความเสียหายของช่องการไหลที่มีขนาดเล็กขึ้นอยู่กับความหยาบของผิวช่องการไหล ค่านัสเซลล์นัมเบอร์และการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น เมื่อค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์เพิ่มขึ้น

จากการศึกษาเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่า การศึกษาเชิงทดลองเกี่ยวกับ คุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในช่องการขนาดเล็กมีน้อยมากเมื่อเทียบกับการศึกษาเชิงทฤษฎี ดังนั้นในการศึกษาครั้งนี้จึงได้ศึกษาเชิงทำการทดลองเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและการไหลในชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก โดยศึกษาถึงพารามิเตอร์ต่าง ๆ เช่น ความกว้างของช่องการไหล และค่าฟลักซ์ของความร้อนที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนและความดัน

ตาราง 2 แสดงเปรียบเทียบเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

งานวิจัย	ลักษณะงานที่ทำ	สารทำงาน
Vasudevaiah and Balamurugan	ทฤษฎี	แก๊ส
Qu and Mudawar	ทฤษฎีและทดลอง, ท่อตรง	น้ำ
Yue et al.	ทดลอง, ช่องสี่เหลี่ยม	ไนโตรเจนและน้ำ
Chein and Chen	ทฤษฎีและทดลอง, ครีบสี่เหลี่ยม	น้ำ
	คางหมู	
Chein and Huang	ทดลอง, ช่องสี่เหลี่ยม	Nanofluid
Gamrat et al.	ทฤษฎี, ช่องสี่เหลี่ยม	น้ำ
Hetsroni et al.	ทฤษฎีและทดลอง, ท่อกลม, สี่เหลี่ยม, สามเหลี่ยม	น้ำ, R 134 a FC 84
Koo and Kleinstreuer	ทฤษฎี, ช่องสี่เหลี่ยม	Nanofluid
Koo and Kleinstreuer	ทฤษฎี, ความหยาบช่องการไหล	Nanofluid
Kulkarni and Das	ทฤษฎี, แบบครีบ	อากาศ
Peles et al.	ทฤษฎี, pin fins	น้ำ, อากาศ
Yang et al.	ทฤษฎี, การไหลในช่องโค้ง	น้ำ
Zhang et al.	ทดลอง, ช่องสี่เหลี่ยม	อากาศ, น้ำ
Barba et al.	ทฤษฎี, ท่อกลมตรง	ไนโตรเจน ฮีเลียม
Kim and Kim	ทฤษฎี, จำลองคณิตศาสตร์, แบบครีบ	อากาศ
Shen et al.	ทดลอง, ช่องสี่เหลี่ยม, ความหยาบผิว	น้ำ

บทที่ 2

ทฤษฎี

2.1 หลักการถ่ายเทความร้อน (Principle of heat transfer)

การที่ความร้อนเคลื่อนที่จากจุดๆ หนึ่งไปยังอีกจุดหนึ่งได้ 3 วิธีด้วยกัน คือ การนำ การพา และการแผ่รังสี การเคลื่อนที่ของความร้อนทั้ง 3 วิธีนี้จะเกิดขึ้นก็ต่อเมื่อมีความแตกต่างของอุณหภูมิเกิดขึ้น แต่กลไกในการที่จะทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนแต่ละวิธีแตกต่างกัน ซึ่งครีบรรยาย ความร้อนจะถ่ายเทความร้อนโดยวิธีการพา และมีอากาศเป็นสารตัวกลาง

2.1.1 การนำความร้อน (Conduction) คือการที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกัน หรือเป็นการเคลื่อนที่ของความร้อนระหว่างตัวกลางที่ติดกัน แต่มีอุณหภูมิต่างกัน ในการนำความร้อนความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสาร โดยที่โมเลกุลไม่เคลื่อนที่ การนำความร้อนจะเกิดได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง

สัมประสิทธิ์การนำความร้อน (Thermal Conductivity) การกำหนดค่านี้จะขึ้นอยู่กับพื้นฐานของค่าที่วัดได้จากการทดลองโดยหาค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุชนิดต่างๆ สำหรับก๊าซที่มีอุณหภูมิต่ำ กลไกการนำความร้อนในก๊าซเป็นวิธีง่ายวิธีหนึ่ง รวมทั้งมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานและโมเมนตัมด้วยโมเลกุลเหล่านี้ที่มีการเคลื่อนที่ไปมาอย่างต่อเนื่องการไหลวนด้วยโมเลกุลอีกโมเลกุลหนึ่งรวมทั้งมีการเปลี่ยนแปลงพลังงานและโมเมนตัมด้วยโมเลกุลเหล่านี้ ที่มีการเคลื่อนที่ไปมาหรือไม่ก็แสดงค่าอุณหภูมิภายในก๊าซนั้นๆออกมา ถ้าโมเลกุลหนึ่งเคลื่อนที่ออกจากของเขตที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่ขอบเขตที่มีอุณหภูมิต่ำ การเคลื่อนที่ของพลังงานโคเนติกไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าระบบ ทำให้พลังงานส่วนนี้ผ่านไปกระทบกับโมเลกุลที่มีพลังงานต่ำกว่าด้วย

ตาราง 3 แสดงค่าของสภาพการนำความร้อนต่าง ๆ ของวัสดุหลายชนิด ที่แสดงด้วย ค่าความสัมพันธ์
ของขนาดที่คาดการณ์ไว้ในทางปฏิบัติ

วัสดุ	ค่าสภาพการนำความร้อน k	
	(W/m °C)	(Btu/h ft °F)
โลหะ		
เงินบริสุทธิ์ (บริสุทธิ์)	410	237
ทองแดง (บริสุทธิ์)	385	223
อะลูมิเนียม (บริสุทธิ์)	202	117
นิกเกิล (บริสุทธิ์)	93	54
โลหะ		
เหล็ก (บริสุทธิ์)	73	42
เหล็กกล้าคาร์บอน, 1%คาร์บอน	43	25
ตะกั่ว (บริสุทธิ์)	35	20.3
เหล็กกล้าโครม-นิกเกิล	16.3	9.4
ของแข็งไม่ใช่โลหะ		
เพชร	2300	1329
ควอartz, ขนากับแกน	41.6	24
แมกนีไซต์	4.15	2.4
มาเบิล	2.08-2.94	1.2-1.7
หินทราย	1.83	1.06
กระจก, หน้าต่าง	0.78	0.45
มาเบิลหรือโอ๊ค	0.17	0.096
ซีเมนต์	0.059	0.034
ใยแก้ว	0.038	0.022
น้ำแข็ง	2.22	1.28
ของเหลว		
ปรอท	8.21	4.74

ตาราง 4 แสดงค่าของสภาพการนำความร้อนต่าง ๆ ของวัสดุหลายชนิด ที่แสดงด้วย ค่าความสัมพันธ์ของขนาดที่คาดการณ์ไว้ในทางปฏิบัติ (ต่อ)

วัสดุ	ค่าสภาพการนำความร้อน k	
	(W/m °C)	(Btu/h ft °F)
น้ำ	0.556	0.327
แอมโมเนีย	0.540	0.321
น้ำมันหล่อลื่น SEA 50	0.147	0.085
ฟรียอน 12 CCl ₂ F ₂	0.073	0.042
ก๊าซ		
ฮีเลียม	0.175	0.101
อากาศ	0.024	0.0139

สังเกตได้ว่าสภาพการนำความร้อน มีหน่วยเป็นวัตต์ต่อหนึ่งหน่วยความยาวเมตรต่อหนึ่งหน่วยองศาเซลเซียส เมื่อค่าความร้อนที่ไหลนี้วัดหน่วยเป็นค่าวัตต์ สังเกตว่าอัตราของความร้อนจะรวมอยู่ในเทอมนี้ และค่าตัวเลขของสภาพการนำความร้อนแสดงถึงการไหลของความร้อนได้ดีหรือได้เร็วขึ้นจะขึ้นอยู่กับวัสดุเป็นหลัก อย่างไรก็ตามอัตราของพลังงานที่ถ่ายเทที่เกิดขึ้นคิดจากโมเดลของโมเลกุลาร์ด้วยการวิเคราะห์ดังกล่าว ความชัดเจนในจุดนี้โมเลกุลจะเคลื่อนที่ได้เร็วกว่า นั่นคือ จะส่งพลังงานเหล่านี้ออกมา ฉะนั้นสภาพการนำความร้อนของก๊าซจะต้องขึ้นอยู่กับอุณหภูมิ การกำหนดวิธีการวิเคราะห์ให้ง่ายขึ้น แสดงด้วยค่าสภาพการนำความร้อนของก๊าซที่มีการเปลี่ยนแปลงด้วยรากที่สองของอุณหภูมิสัมบูรณ์

2.1.2 การพาความร้อน (Convection) คือวิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนออกจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาได้นั้น เกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของการไหล

2.1.3 การแผ่รังสีความร้อน (Radiation) คือการที่ความร้อนเคลื่อนที่ได้โดยมีตัวกลางตัวกลางดังเช่นในการนำและการพาความร้อน ในการแผ่รังสีนี้ ความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดที่สุดในสุญญากาศ การที่จะอธิบายว่าความร้อนเคลื่อนที่ได้ไว้อย่างไรนั้นเป็นสิ่งยากในการอธิบาย การแผ่รังสีในรูปแบบของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้า (Electromagnetic wave) ซึ่งสามารถเกิดขึ้นในสภาวะที่เป็นสุญญากาศ เช่นเดียวกับตัวกลางชนิดหนึ่ง ผลที่ได้จากการทดลองได้พิสูจน์ให้เห็นว่า อัตราการถ่ายเทความร้อน

โดยการแผ่รังสีมีค่าเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าอุณหภูมิสัมบูรณ์ที่ยกกำลังสี่แต่ค่าการนำความร้อนและการพาความร้อนจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ

2.2 หลักการพาความร้อน (Convection heat transfer)

การพาความร้อน คือวิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล ของไหลจะเป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนออกจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาได้นั้น เกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของการไหล การพายังแบ่งออกเป็น 2 ชนิด การพาตามธรรมชาติ (Natural หรือ Free convection) และการพาโดยการบังคับ (Forced convection)

อัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนคำนวณได้จากสมการที่ 2-1 ซึ่งเขียนได้ดังนี้คือ

$$q = h(T_h - T_c) \quad (2-1)$$

สมการนี้เป็นสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการพา ในกรณีทั่วไป ปริมาณที่สำคัญที่สุดในสมการนี้ก็คือ h (สัมประสิทธิ์การพาความร้อน)

ถ้ารู้ค่าของ h จะคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ จะเห็นว่า มีปริมาณต่างๆ มากมายที่มีอิทธิพลต่อการพาความร้อน เช่น ลักษณะและการวางตัวของพื้นผิว ความเร็วของของไหล (ในกรณีของการพาโดยการบังคับ) ความแตกต่างของอุณหภูมิ ระหว่างพื้นผิวและของไหล (ในกรณีของการพาตามธรรมชาติ) เพราะปริมาณนี้จะทำให้เกิดการหมุนเวียนของของไหลขึ้น คุณสมบัติต่างๆ ของของไหล เช่น ความหนาแน่น (ρ) ความหนืด (μ) ค่าการนำความร้อนสัมประสิทธิ์การนำความร้อน (k) ความร้อนจำเพาะ (C_p) เป็นต้น การที่จะคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนได้ เราจะต้องรู้ว่าแต่ละปริมาณที่กล่าวมาแล้ว มีอิทธิพลอย่างไรต่อค่าของ h วิธีการที่จะคำนวณหาค่า h จึงเป็นกระบวนการที่ซับซ้อน การจะหาสมการต่างๆ ไป สมการเดียวมาใช้สำหรับคำนวณ h ให้ใช้ได้ในทุกกรณีนั้นยังทำไม่ได้ จุดมุ่งหมายที่สำคัญของการศึกษาเรื่องการพาความร้อนสำหรับวิศวกร ก็คือ การหาวิธีที่จะคำนวณค่า h ในกรณีที่สำคัญๆ ซึ่งพบกันบ่อยๆ ในทางวิศวกรรมศาสตร์

2.2.1 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural or free convection) คือการเคลื่อนที่ของความร้อน ระหว่างผิวของของแข็งและของไหล โดยที่ของไหลไม่ถูกทำให้เคลื่อนไหวโดยกลไกภายนอก วัตถุซึ่งมีผิวเรียบอยู่ในของไหลซึ่งอยู่นิ่งถ้าอุณหภูมิของผิวสูงกว่าอุณหภูมิของของไหล ความร้อนจะเริ่มเคลื่อนที่มายังของไหลที่ติดกับผนัง ทำให้ความหนาแน่นของของไหลที่อยู่ติดผนังต่ำลง

ซึ่งทำให้เกิดแรงผลักดันให้ของไหลลอยตัวขึ้นของไหลที่อยู่ต่ำกว่า ก็จะเคลื่อนเข้ามาแทนที่ และทำให้เกิดการหมุนเวียนของของไหล

เมื่อพิจารณาจะเห็นว่า อัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนในกรณีนี้ ขึ้นอยู่กับปริมาณต่างๆ หลายปริมาณ เช่น คุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหล ขนาดและลักษณะของของแข็ง อุณหภูมิที่แตกต่างกันระหว่างของไหลและพื้นผิว นอกจากนี้ สัมประสิทธิ์การขยายตัวของสาร ซึ่งมีผลต่อแรงลอยตัวของสารก็ยังมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนด้วย ถ้าจะหาสมการมาใช้คำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยวิธีการวิเคราะห์เป็นสิ่งที่ยากมาก และทำได้ในกรณีง่ายๆ บางกรณีเท่านั้น สมการที่ใช้สำหรับคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน สำหรับการพาตามธรรมชาติส่วนมากแล้วได้จากการวิเคราะห์เชิงมิติ

2.2.2 การพาโดยการบังคับ (Forced convection) ซึ่งเกิดขึ้นเมื่อของไหลมีความเร็วอยู่แล้วด้วยกลไกภายนอก เช่น พัดลมหรือสูบน้ำ เมื่อของไหลมีความเร็ว เราจะต้องทราบกลไกในการเคลื่อนที่ของของไหลก่อน โดยปกติ เราจะแบ่งการไหลของของไหลเป็นสองแบบ คือ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar flow) และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent flow) ในการไหลแบบราบเรียบ ซึ่งของไหลไหลเป็นชั้นๆ ขนานกับความร้อน จะถ่ายเทจากผิวของของแข็ง โดยการนำ และถ่ายเทต่อ ๆ กัน ไปในของไหลโดยการนำผ่านชั้นของของไหล ในกรณีของการไหลแบบปั่นป่วน ซึ่งของไหลเคลื่อนที่อย่างไม่มีระเบียบ มีการเคลื่อนที่ตั้งฉากกับทิศทางของการไหลด้วย การเคลื่อนที่ของความร้อนส่วนใหญ่จะเกิดจากอนุภาคของของไหลที่ได้รับความร้อนมา แล้วเคลื่อนที่นำความร้อนไปยังที่อื่น ดังนั้นยิ่งการไหลแบบปั่นป่วนมากเท่าใด การเคลื่อนที่ของความร้อนจะยิ่งมากขึ้นเท่านั้นในงานวิจัยนี้จะกล่าวถึง การพาโดยการบังคับของการเคลื่อนที่ของของไหล

2.3 การพาความร้อนภายนอก (External convection heat transfer)

การพาความร้อนภายนอกเกิดจากของไหลเป็นสารตัวกลาง โดยของไหลมิได้ถูกจำกัดให้ไหลในบริเวณที่กำหนด แต่เป็นการไหลผ่านผิวนอกของของแข็ง เช่นการไหลผ่านผนังรอบการไหลตั้งฉากกับวัตถุรูปทรงกระบอก การไหลของของไหลมากระทบกับของแข็งรูปร่างลักษณะต่างๆ ในทิศทางใดก็ได้

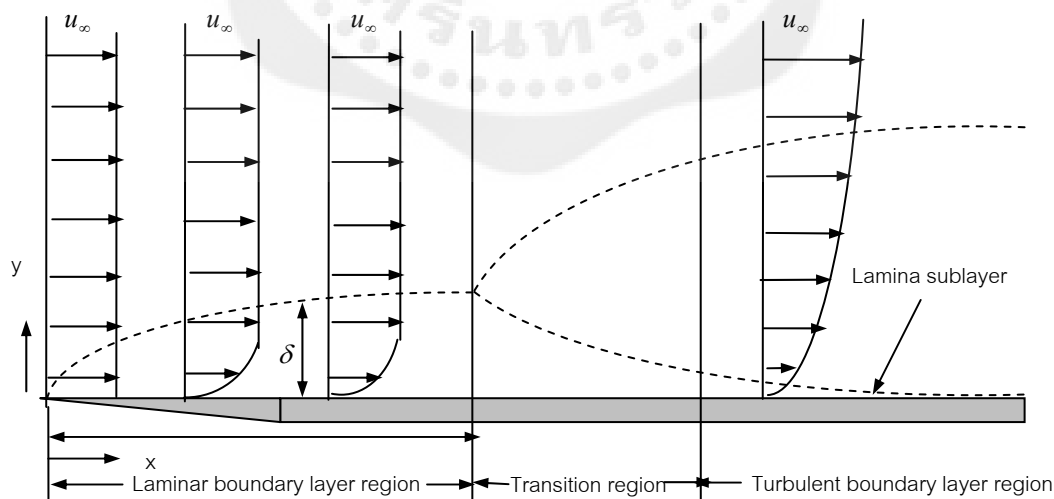
การพิจารณาไหลของของไหลผ่านผนังราบดังแสดงในภาพประกอบ 1 จะเห็นได้ว่า การที่มีผนังอยู่ในของไหลทำให้ความเร็วของของไหลส่วนที่อยู่ใกล้กับผนังเปลี่ยนไป เมื่อพิจารณาแล้ว อาจแบ่งของไหลออกเป็นสองบริเวณ บริเวณแรกอยู่ใกล้กับผนัง เป็นบริเวณที่ได้รับอิทธิพลจากการที่ผนังราบมาอยู่ในของไหล ทำให้ความเร็วของของไหลในบริเวณนี้เปลี่ยนไป บริเวณที่สองเป็นบริเวณที่ของไหลไม่ได้รับอิทธิพลจากผนังราบ

ของไหลบริเวณแรกซึ่งได้รับอิทธิพลจากผนังนั้นเรียกกันว่า บาวดารีเลเยอร์ (Boundary layer) จะเห็นจากภาพประกอบ 1 ว่า ความเร็วของของไหลที่ผิวของผนังนี้มีค่าเป็นศูนย์แล้วมีค่าเพิ่มขึ้นจนเท่ากับความเร็วของของไหลภายนอก บาวดารีเลเยอร์ (u_∞) หรือที่เรียกว่า ความเร็วของฟรีสตรีม (Free stream velocity) จะเห็นได้ว่า บาวดารีเลเยอร์เกิดขึ้นที่ปลายของผนัง แล้วค่อยๆ มีความหนาเพิ่มขึ้นไปตามทิศทางของการไหลของของไหล ในช่วงแรก บาวดารีเลเยอร์จะเป็นแบบลามินาร์ เมื่อ บาวดารีเลเยอร์มีความหนาเพิ่มขึ้นถึงจุดๆ หนึ่ง การไหลจะเริ่มเปลี่ยนไปเป็นการไหลแบบปั่นป่วนและ บาวดารีเลเยอร์จะค่อยๆ เปลี่ยนไปเป็นเทอร์บูเลนต์บาวดารีเลเยอร์ (Turbulent boundary layer) การเปลี่ยนแปลงนี้เป็นการเปลี่ยนแปลงแบบค่อยเป็นค่อยไป ในช่วงการเปลี่ยนแปลงนี้การไหลจะเป็นแบบราบเรียบและปั่นป่วนผสมกันบริเวณนี้เรียกว่า ทรานซิชัน โซน (Transition zone) ถึงแม้ว่าการไหลจะเปลี่ยนจากราบเรียบเป็นปั่นป่วนแล้ว การไหลในชั้นบางๆ ของของไหลส่วนที่อยู่ติดกับผนังก็ยังเป็นแบบราบเรียบอยู่ บริเวณนี้มีชื่อเรียกว่า ลามินาร์ซับเลเยอร์ (Laminar sublayer)

ในเชิงของความเร็ว อาจกล่าวได้ว่า บาวดารีเลเยอร์ คือบริเวณของของไหลที่ค่าของ du/dy ไม่เท่ากับศูนย์ ในกรณีนี้ ความเค้นแรงเฉือน (Shear stress) หรือแรงที่ของไหลกระทำที่ผิวของผนังต่อหน่วยพื้นที่ ในกรณีที่การไหลในบาวดารีเลเยอร์เป็นแบบราบเรียบ ให้ได้โดยสมการ

$$\tau_0 = \mu \frac{du}{dy} \quad y = 0 \quad (2-2)$$

โดยที่ μ คือความหนืด (Dynamic viscosity) ของของไหล



ภาพประกอบ 1 แสดงการไหลขนานกับผนังราบ

เนื่องจากการไหลแบบราบเรียบคือการไหลที่ของไหลเคลื่อนที่เป็นชั้นๆ ไม่มีการเคลื่อนไหวของอนุภาคของไหลในทิศทางอื่นนอกจากทิศทางของการไหลๆ การถ่ายเทความร้อนผ่านชั้นของบาวดาร์เลเยอร์ และตั้งฉากกับผนังในกรณีของลามินาร์บาวดาร์เลเยอร์ จึงเป็นการเคลื่อนที่แบบการนำความร้อน ซึ่งเขียนได้ดังนี้คือ

$$q = \frac{Q}{A} = -k \frac{dT}{dy} \quad (2-3)$$

จะเห็นได้ว่า เมื่อการไหลของของไหลเป็นแบบลามินาร์ ความเค้นและอัตราการถ่ายเทความร้อนคำนวณได้จากสมการที่มีลักษณะคล้ายคลึงกัน ดังแสดงในสมการที่ (2-2) และ (2-3)

เมื่อการไหลของของไหลเปลี่ยนไปเป็นแบบปั่นป่วนแล้ว จะมีการเคลื่อนที่ของโมเลกุลในทิศทางอื่นนอกจากทิศทางของการไหล การถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงขึ้น และสมการที่ (2-3) จะใช้ในการคำนวณค่าของการถ่ายเทความร้อนไม่ได้ เพราะการเคลื่อนที่ของความร้อนในกรณีนี้ มิได้เป็นไปโดยวิธีการนำความร้อนอย่างเดียว ในทำนองเดียวกัน ความเค้นก็ไม่สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (2-2) เช่นเดียวกัน หากการไหลเป็นแบบปั่นป่วน ถึงแม้บาวดาร์เลเยอร์จะเปลี่ยนจากแบบราบเรียบเป็นแบบปั่นป่วน แต่ของไหลชั้นบางๆ ที่อยู่ติดกับผนังซึ่งเรียกว่า ลามินาร์สับเลเยอร์นั้นยังมีลักษณะเป็นแบบลามินาร์บาวดาร์เลเยอร์อยู่ ดังนั้นสำหรับชั้นบางๆ นี้ สมการที่ (2-2) และ (2-3) ยังใช้คำนวณค่าความเค้นและการถ่ายเทความร้อนได้

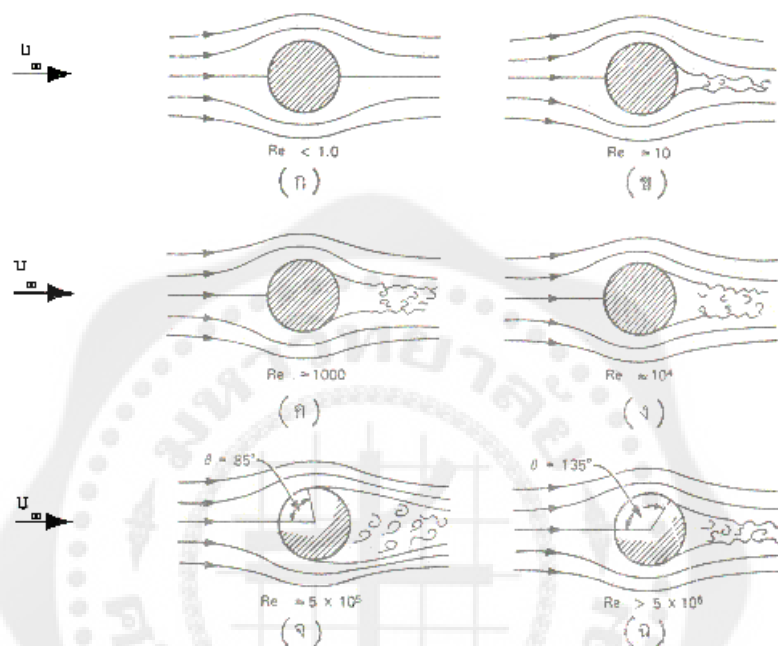
ภาพประกอบ 1 แสดงให้เห็นว่า มีบาวดาร์เลเยอร์อยู่สามแบบ คือ แบบลามินาร์ เทอร์บูเลนซ์ และ ทรานซิชัน ปริมาณที่มีความสำคัญมากในการที่จะกำหนดว่า บาวดาร์เลเยอร์จะเป็นแบบไหน คือ เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ ซึ่งคำนวณได้จากสมการดังต่อไปนี้

$$Re = \frac{u_{\infty} x}{\nu} \quad (2-4)$$

โดยที่ x คือระยะทางที่วัดจากปลายของผนังไปตามทิศทางการไหลของของไหลได้มี การกำหนดค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์สำหรับบาวดาร์เลเยอร์แบบต่างๆ ในกรณีของการไหลนานกับผนังราบไว้ดังนี้

บาวดาร์เลเยอร์แบบลามินาร์	$0 < Re < 5 \times 10^5$
บาวดาร์เลเยอร์แบบทรานซิชัน	$5 \times 10^5 < Re < 3 \times 10^6$
บาวดาร์เลเยอร์แบบเทอร์บูเลนซ์	$> Re > 5 \times 10^6$

หากผิวของผนังหยาบมาก บาวดารีเลเยอร์แบบลามินาร์จะเริ่มเปลี่ยนเป็นแบบทรานซิชันที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำกว่า 5×10^5 และบางครั้งบาวดารีเลเยอร์หยุดเป็นแบบลามินาร์ที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำลงถึง 10^5



ภาพประกอบ 2 แสดงการไหลตั้งฉากกับท่อกลม

ในกรณีของการไหลตั้งฉากกับวัตถุทรงกระบอก ในภาพประกอบ 2 นั้น จะเห็นได้ว่า วัตถุมีอิทธิพลต่อการไหลของของไหลค่อนข้างมาก ลักษณะการไหลของของไหลขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหลหรือค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์ ซึ่งคำนวณโดยใช้เส้นผ่าศูนย์กลางภายนอกของท่อเป็นความยาวดังนี้

$$Re = \frac{u_{\infty} d_o}{\nu} \quad (2-5)$$

จะเห็นได้ว่า ที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำมากๆ ดังแสดงในภาพประกอบ 2 ก ของไหลเกาะผิวของผนังท่อโดยรอบ จุดหน้าสุดของวงกลมที่สัมผัสกับของไหลเป็นจุดที่ของไหลหยุดนิ่ง (Stagnation point) จุดที่อยู่ตรงกันข้ามกับจุดๆ นี้ ซึ่งอยู่ด้านหลังก็เป็นจุดซึ่งของไหลนิ่งเช่นเดียวกัน เมื่อเรย์โนลด์นัมเบอร์มีค่าสูงขึ้น บาวดารีเลเยอร์เริ่มแยกตัวออกจากผิวของท่อที่บริเวณจุดที่ของไหลหยุดนิ่งทางด้านหลัง ดังแสดงในภาพประกอบ 2 ข และแยกตัวมากขึ้นเรื่อยๆ และบริเวณที่ของไหลแยกตัวเริ่มเคลื่อนที่มา

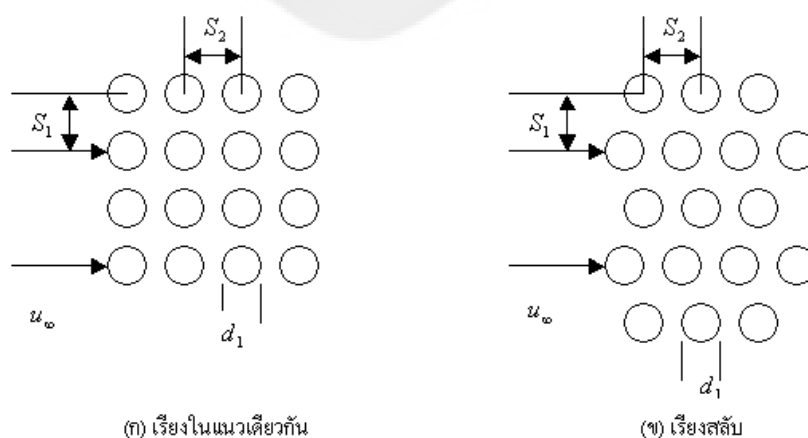
ทางด้านหน้า ดังแสดงในภาพประกอบ 2 ค และ ง ในกรณีนี้การไหลที่แยกตัวออก การไหลเป็นแบบปั่นป่วน บริเวณที่ของไหลแยกตัวออกนี้ อนุภาคของของไหลเคลื่อนที่ทิศทางต่างๆ กันและผสมกันอย่างรุนแรง บริเวณนี้มีชื่อเรียกว่า เทอร์บูเลนซ์ เวค (Turbulent wake)

บริเวณการแยกตัวจะใหญ่ขึ้นและเคลื่อนที่มาข้างหน้าเรื่อยๆ ในขณะที่เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้น บริเวณนี้จะใหญ่ที่สุดเมื่อเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์มีค่า 5×10^5 และหลังจากนั้น ก็จะมีการลดขนาดลง ดังแสดงในภาพประกอบ 2 จ และ ภาพประกอบ 2 ฉ

สำหรับการถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนนั้นได้พบว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างผิวของท่อกับของไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ มีค่าเพิ่มขึ้น ในช่วงความเร็วของของไหลที่ใช้กันทั่วไป ทั้งนี้ก็เพราะว่า เมื่อลักษณะการไหลของของไหลเป็นแบบปั่นป่วน การถ่ายเทความร้อนโดยการพาความร้อนจะมีค่าสูงกว่า เมื่อการไหลเป็นแบบราบเรียบ เพราะอนุภาคของของไหลเคลื่อนที่ไปในทิศต่างๆ และผสมกันอย่างรุนแรง

2.4 การพาความร้อนโดยการไหลผ่านกลุ่มท่อ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนส่วนมากจะประกอบด้วยท่อหลายท่อวางเรียงกันเป็นกลุ่ม ซึ่งเรียกกันว่ากลุ่มท่อ การเรียงท่อจะมีอยู่สองแบบ คือ การเรียงท่อที่อยู่ในแนวเดียวกัน และการเรียงสลับ สำหรับการคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนในกรณีนี้นั้น จะใช้สมการที่หามาได้สำหรับท่อเดียว ไม่ได้เพราะการไหลของของไหลซึ่งมีผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์การพาความร้อนมากนั้น แตกต่างไปจากกรณีของการไหลผ่านท่อเดียวมากโดยเฉพาะอย่างยิ่งท่อที่อยู่ในแถวหลังๆ จากการทดลองพบว่า สัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนของท่อที่อยู่ในแถวท้ายๆ จะมีค่ามากกว่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนในแถวต้นๆ ทั้งนี้เพราะความปั่นป่วน (Degree of turbulence) ของของไหลเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ เมื่อของของไหลยิ่งไหลผ่านท่อแถวมากขึ้น และความปั่นป่วนนี้มีส่วนในการเพิ่มสัมประสิทธิ์การพาความร้อน



ภาพประกอบ 3 แสดงการเรียงท่อแบบแนวเดียวและการเรียงแบบสลับ

สำหรับสมการที่จะใช้ในการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนั้น จากการทดลองได้พบว่าสมการในรูปต่อไปนี้ใช้ได้ผลคือ

$$\overline{Nu} = 1.13 D Re_{\max}^P Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2-6)$$

ค่าของ D และ P ในสมการที่ (2-6) จะขึ้นอยู่กับระยะทางระหว่างจุดศูนย์กลางท่อ และ เส้นผ่าศูนย์กลางท่อ ($S1, S2$ และ $d1$) ซึ่งแสดงไว้ในภาพประกอบ 3 ค่าของ D และ P ให้ไว้ใน ตารางที่ 1

โดยที่

$\overline{Nu}$ คือ ค่าเฉลี่ยนัสเซิลน์มเบอร์

D คือ ค่าคงที่ที่ได้จากการทดลองสำหรับใช้กับสมการที่ (2-6)

P คือ ค่าคงที่ที่ได้จากการทดลองสำหรับใช้กับสมการที่ (2-6)

$S1$ คือ ค่าระยะห่างของท่อในแนวดิ่ง, m

$S2$ คือ ค่าระยะห่างของท่อในแนวนอน, m

$d1$ คือ ค่าเส้นผ่าศูนย์กลางของท่อ, m

สมการที่ (2-7) ใช้ได้ในกรณีที่กลุ่มท่อมีมากกว่า 10 แถว หากกลุ่มท่อน้อยกว่า 10 แถว ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนโดยเฉลี่ย จะมีค่าต่ำกว่าที่ให้ในสมการที่(2-6) หากกลุ่มท่อมี 4 แถว ค่าสัมประสิทธิ์ การพาความร้อนจะมีค่าน้อยกว่าค่าที่ให้ประมาณ 12 % โดยที่แถวแรกจะมีค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนเท่ากับในกรณีของท่อเดี่ยว จากการศึกษพบว่า ในกรณีของการเรียงสลับค่าสัมประสิทธิ์ การพาความร้อนจะเพิ่มขึ้น จนถึงแถวที่ 5 หรือ 6 แล้วจะมีค่าคงที่

การคำนวณค่าของสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของกลุ่มท่อกับของไหล เราอาจทำได้โดยใช้สมการที่ (2-7) ซึ่งให้ค่าโดยประมาณ

$$\overline{Nu} = 0.33 Re_{\max}^{0.6} Pr^{\frac{1}{3}} \quad (2-7)$$

ในสมการที่ (2-7) ค่าของเรย์โนลด์นัมเบอร์คำนวณได้โดยใช้ความเร็วของของไหล ตอนที่ผ่านพื้นที่ระหว่างท่อที่มีค่าต่ำสุด (ก็คือความเร็วสูงสุด) สำหรับคุณลักษณะของของไหลนั้น หาได้จากอุณหภูมิเฉลี่ยระหว่างผนังท่อ และอุณหภูมิของของไหล

ตาราง 5 ค่าของ D และ P สำหรับใช้ในสมการที่ (2-6)

การจัดท่อ	s_2/d_1	S_2/d_1							
		1.25		1.50		2.0		3.0	
		P	D	P	D	P	D	P	D
เรียงในแนวเดียวกัน (Inline)	1.25	0.348	0.592	0.275	0.608	0.100	0.704	0.0633	0.752
	1.50	0.367	0.586	0.250	0.620	0.101	0.202	0.0678	0.744
	2.00	0.418	0.570	0.299	0.602	0.229	0.632	0.1980	0.648
	3.00	0.290	0.610	0.357	0.584	0.374	0.581	0.2860	0.608
เรียงสลับ (Staggered)	0.6	-	-	-	-	-	-	0.213	0.636
	0.9	-	-	-	-	0.446	0.571	0.401	0.521
	1.0	-	-	0.497	0.558	-	-	-	-
	1.12	-	-	-	-	0.478	0.565	0.518	0.560
	5	0.518	0.556	0.505	0.554	0.519	0.556	0.522	0.562
	1.5	0.451	0.568	0.460	0.562	0.452	0.568	0.488	0.568
	2.00	0.404	0.572	0.416	0.568	0.482	0.556	0.449	0.570
	2.50	0.310	0.592	0.756	0.580	0.442	0.562	0.421	0.574
	3.00								

สำหรับการสูญเสียความดันเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านกลุ่มท่อ ได้สมการสำหรับการคำนวณดังนี้

$$\Delta P = \frac{2fG_{\max}^2 n \left(\frac{\mu_w}{\mu} \right)^{0.14}}{\rho g} \quad (2-8)$$

โดยที่ $G_{\max}$ คือความเร็วเชิงมวลสูงสุด
 n คือจำนวนแถวของท่อในทิศทางของการเคลื่อนที่ของของไหล
 g มีค่า $1 \text{ kgm} / \text{Ns}^2$
 μ_w คือความหนืดที่คำนวณที่อุณหภูมิของผิวของผนัง

สำหรับสัมประสิทธิ์ความเสียดทานในกรณีนี้ ได้สมการสำหรับการคำนวณไว้ดังนี้คือ
สำหรับกลุ่มท่อที่เรียงสลับ

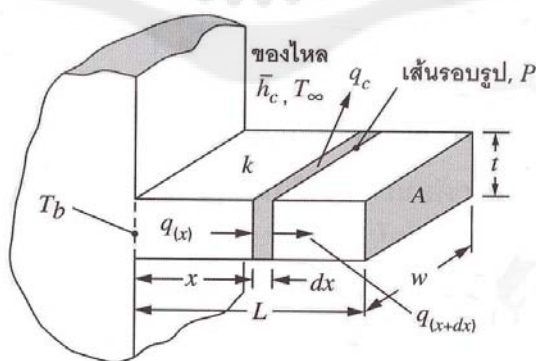
$$f = \left[0.25 + \frac{0.118}{\left(\frac{S_1}{d} \right)^{1.08}} \right] \text{Re}_{\max}^{0.16} \quad (2-9)$$

สำหรับกลุ่มท่อที่เรียงในแนวเดียวกัน

$$f = \left[0.044 + \frac{0.08 \frac{S_2}{d}}{\left(\frac{S_1}{d} \right)^{0.43+1.12 \frac{d}{S_2}}} \right] \text{Re}_{\max}^{0.15} \quad (2-10)$$

2.5 การถ่ายเทความร้อนจากครีกระบายความร้อน (Heat Transfer from Fins)

ความร้อนที่ถูกนำผ่านวัตถุที่เป็นของแข็ง มักจะถูกเคลื่อนเคลื่อนย้าย หรือถูกระบายออกจากวัตถุโดยวิธีการพาเพียงอย่างเดียว เนื่องจากอัตราการพาความร้อน เป็นสัดส่วนโดยตรงพื้นที่ของผิว ดังนั้นจึงสามารถเพิ่มอัตราการระบายความร้อนที่ผิว ได้ด้วยการยืดผิวออกไปจากวัตถุ ส่วนที่ยื่นเลยออกไปจากวัตถุตัวแม่เรียกว่า ครีระบายความร้อน



ภาพประกอบ 4 ครีระบายความร้อนแบบพื้นที่หน้าตัดคงที่

จากรูปเป็นครีบบระบายความร้อนแบบครีบตรงที่มีพื้นที่หน้าตัด A คงที่แบบง่าย ๆ จากรูปนั้น ความร้อนจะถูกนำผ่านครีบที่เป็นของแข็ง และถูกพาออกจากผิวไปยังของไหลที่อยู่รอบ ๆ ซึ่งมีอุณหภูมิคงที่เป็น T_∞ และมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อนคงที่เป็น $\bar{h}_c$

ในการหาการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในครีบ และอัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิว นั้น ก็จะต้องทำการสมมูลพลังงานของครีบชิ้นเล็ก ๆ นั้น เนื่องจากการถ่ายเทความร้อนจากครีบจะคิดจากการนำแต่เพียงอย่างเดียวไม่ได้ แต่จะต้องคิดถึงการพาความร้อนที่ถ่ายเทออกไปจากผิวอีกด้วย ดังนั้นจึงใช้สมการการนำความร้อนอย่างเดียวไม่ได้

ในสภาวะที่ค่าต่าง ๆ คงที่แล้วนั้น อัตราการนำความร้อนที่ไหลเข้าสู่ครีบชิ้นเล็ก ๆ ที่อยู่ห่างจากฐานครีบเป็นระยะทางเท่ากับ x ของรูปนั้น จะต้องเท่ากับอัตราการนำความร้อนที่ไหลออกจากครีบชิ้นเล็ก ๆ ที่ระยะ $(x + \Delta x)$ รวมกับอัตราความร้อนที่ถูกพาออกไปจากผิว นั่นก็คือ

$$q_x = q_{(x+\Delta x)} + q_c$$

เมื่อนำกฎของฟูเรียร์มาแทนค่าเทอมที่เป็นการพาความร้อนทั้งสองค่า และนำกฎการเย็นตัวของนิวตันมาแทนค่าเทอมที่เป็นการพาความร้อนแล้วก็ได้

$$-kA \cdot \frac{dT}{dx} \Big|_x = -kA \cdot \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} + \bar{h}_c P \Delta x [T - T_\infty]$$

ในที่นี้

$$P = \text{ความยาวเส้นรอบวงของพื้นที่หน้าตัด } A$$

เมื่อหารทุก ๆ เทอมด้วย Δx แล้วให้ $\Delta x \rightarrow 0$ ก็จะได้สมการดิฟเฟอเรนเชียล สำหรับหาลักษณะการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิเป็น :

$$\frac{d^2 T}{dx^2} - \frac{\bar{h}_c P}{kA} [T - T_\infty] = 0 \quad (2-11)$$

สมการ (11) นี้ สามารถทำให้เป็นสมการไร้มิติได้ด้วยการนิยามอุณหภูมิ และแกนที่ไร้มิติว่า :

$$\theta = \frac{T - T_\infty}{T_b - T_\infty} \quad \text{และ} \quad \xi = \frac{x}{L}$$

เมื่อ :

$$T_b = \text{อุณหภูมิที่ฐานของครีป (ที่ } x = 0 \text{)}$$

ดังนั้น เมื่อเขียนสมการ (11) ในเทอมของกลุ่มตัวแปรที่ไร้มิติ ก็จะมีรูปเป็น :

$$\frac{d^2\theta}{d\xi^2} - \frac{\bar{h}_c PL^2}{kA} \cdot \theta = 0 \quad (2-12)$$

กลุ่มตัวแปรไร้มิติ $(\bar{h}_c PL^2/kA)$ นี้สามารถแยกออกเป็นรูปง่าย ๆ ของบีโธทน์เบอร์ และเนื่องจากพื้นที่ผิว A_s ของครีปมีค่าเท่ากับ เส้นรอบวงคูณกับความยาวของครีป ฉะนั้น :

$$A_s = PL$$

$$\therefore \frac{PL^2}{A} = \frac{A_s L}{A} \quad (2-13)$$

เมื่อ : A = พื้นที่หน้าตัดกับครีป

เนื่องจากมิติของเทอมในสมการ (13) เป็นมิติของความยาว ดังนั้นจึงสามารถถือได้ว่า PL^2/A เป็นความยาวนัย (characteristic length) ของครีป ℓ นั่นก็คือ :

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

ดังนั้น จึงสามารถเขียนเทอมที่ไร้มิติของสมการ (12) เป็น :

$$\frac{\bar{h}_c PL^2}{kA} = \frac{\bar{h}_c \ell}{k} \quad (2-14)$$

ซึ่งก็จะเห็นได้ว่าคล้ายกับไบโอทนมเบอร์ที่ใช้อยู่ในปัญหาที่แล้ว ที่ได้รวมเอาปัญหาการนำความร้อน และการพาความร้อนเข้าด้วยกัน ดังนั้น :

$$B_i = \frac{\bar{h}_c \ell}{k} = \frac{\bar{h}_c PL^2}{kA} \quad (2-15)$$

คาดว่าจะมีค่าไบโอทนมเบอร์รูปอื่น ๆ ปรากฏให้เห็นในปัญหาของครีประบายความร้อน ที่มีทั้งการนำ และการพาความร้อนอีก ฉะนั้นจึงสามารถเขียนสมการพลังงานของครีปที่อยู่ในสมการ (12) ให้อยู่ในเทอมของ B_i เป็น :

$$\frac{d^2\theta}{d\xi^2} B_i \theta = 0 \quad (2-16)$$

เมื่อแก้สมการ (16) แล้วก็จะได้ :

$$\theta \cdot \xi = C_1 e^{-(B_i)^{1/2} \xi} + C_2 e^{(B_i)^{1/2} \xi} \quad (2-17)$$

ค่าคงที่ C_1 และ C_2 นี้หาได้โดยการแทนค่าเงื่อนไขที่ขอบเขต และโดยปกติแล้วมักจะทราบอุณหภูมิ T_b ที่ฐานของครีป ซึ่งเมื่อเขียนเป็นเงื่อนไขที่ขอบเขตแล้วก็จะ เป็น :

$$T|_{x=0} = T_b \quad (2-18)$$

สมการดังกล่าวนี้จะทำหน้าที่เป็นเงื่อนไขที่ขอบเขตชุดแรก สำหรับเงื่อนไขที่ขอบเขตชุดที่สอง นั้นมีอยู่หลายรูปแบบด้วยกัน เงื่อนไขที่ขอบเขตชุดที่สองที่นิยมใช้กันนั้นมีอยู่ด้วยกัน 3 ชุดดังต่อไปนี้ :

กรณีที่ 1 : ถ้าหากครีบมีความยาวไม่จำกัด (ยาวถึง ∞) แล้ว อุณหภูมิของครีบที่ตำแหน่ง $x = \infty$ ก็จะต้องเท่ากับอุณหภูมิของไหลที่อยู่รอบ ๆ นั่นก็คือ :

$$\begin{aligned} T_{L \rightarrow \infty} &= T_{\infty} \\ \text{หรือ} \quad \theta_{\xi=1} &= 0 \end{aligned} \quad (2-19)$$

กรณีที่ 2 : ถ้าหากมีครีบมีความยาวจำกัด และที่ปลายครีบซึ่งเป็นตำแหน่งที่ $x = L$ มีฉนวนหุ้ม หรือมีอัตราสูญเสียความร้อนน้อยมากจนสามารถตัดทิ้งได้แล้ว ก็จะมีเงื่อนไขที่ขอบเขต ว่าอัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามระยะทาง x ตรงตำแหน่งที่ $x = L$ จะมีค่าเป็นศูนย์ นั่นก็คือ

$$\begin{aligned} \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} &= 0 \\ \text{หรือ} \quad \left. \frac{d\theta}{d\xi} \right|_{\xi=1} &= 0 \end{aligned} \quad (2-20)$$

กรณีที่ 3 : ถ้าหากครีบมีความยาวจำกัดและมีความร้อนถ่ายเทจากปลายครีบ ($x = L$) โดยการพาด้วย แล้วอัตราความร้อนที่ถ่ายเทไปยังหน้าตัดตรงตำแหน่งที่ $x = L$ โดยการนำก็ต้องเท่ากับอัตราการพาความร้อนจากหน้าตัดที่ปลายครีบไปยังของไหล ฉะนั้นเงื่อนไขที่ขอบเขตก็จะ

$$\begin{aligned} \text{เป็น :} \quad -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} &= \bar{h}_c A [T_{x=L} - T_{\infty}] \\ -k \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=L} &= \bar{h}_c [T_{x=L} - T_{\infty}] \\ \text{หรือ} \quad \left. \frac{d\theta}{d\xi} \right|_{\xi=1} &= 1 = \frac{\bar{h}_c \ell}{k} \theta|_{\xi=1} \end{aligned} \quad (2-21)$$

แต่ละเงื่อนไขที่ขอบเขตตั้งแต่สมการ (2-19) ถึง (2-21) นี้ เมื่อใช้ร่วมกับเงื่อนไขที่ขอบเขตชุดแรกซึ่งเป็นสมการ (2-18) แล้ว ก็จะได้สมการที่ใช้สำหรับหาอุณหภูมิที่จุดต่าง ๆ ของครีบ

เมื่อทราบลักษณะการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิแล้ว ก็จะสามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบได้ วิธีหาอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบ ที่ง่ายที่สุดก็คือ หาจากอัตราการนำความร้อนที่ไหลผ่านฐานของครีบ นั่นก็คือ :

$$q_f = -kA \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \frac{kA}{L} (T_b - T_\infty) \left. \frac{d\theta}{d\xi} \right|_{\xi} = 0 \quad (2-22)$$

ในช่วงนี้ก็พร้อมที่จะหาลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ และอัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบของกรณีต่าง ๆ ในสามกรณีนี้ได้ นั่นก็คือ :

กรณีที่ 1 : ในกรณีที่ครีบมีความยาวไม่จำกัดนั้น ครีบจะมีลักษณะการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในเทอมที่ไร้มิติเป็น :

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

แต่เนื่องจากความยาวของครีบนั้นประเมินค่าไม่ได้ ดังนั้นเพื่อความสะดวก จึงควรแสดงลักษณะการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของครีบอยู่ในเทอมของ x :

$$\theta(\xi) = \frac{T_x - T_\infty}{T_b - T_\infty} = e^{\sqrt{h_c P x^2 / kA}} \quad (2-23)$$

และมีอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็น :

$$q_f = \sqrt{h_c P kA} (T_b - T_\infty) = \sqrt{B_i} \frac{kA}{L} (T_b - T_\infty) \quad (2-24)$$

กรณีที่ 2 : ในกรณีที่ครีบมีความยาวจำกัดและมีฉนวนหุ้มที่ปลายครีบ หรือมีอัตราการสูญเสียความร้อน ที่ปลายครีบน้อยจนสามารถตัดทิ้งได้ กรณีนี้ครีบจะมีลักษณะการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่อยู่ในเทอมที่ไร้มิติเป็น

$$\theta_\xi = \frac{T_\xi - T_\infty}{T_b - T_\infty} = \frac{\cosh[(B_i)^{1/2} (1 - \xi)]}{\cosh(B_i)^{1/2}} \quad (2-25)$$

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะเป็น :

$$q_f = (B_i)^{1/2} \frac{kA}{L} (T_b - T_\infty) \tanh(B_i)^{1/2} \quad (2-26)$$

กรณีที่ 3 : ในกรณีที่ครีบบีความยาวจำกัด และมีความร้อนถ่ายเทจากปลายครีบโดยการพา
ในกรณีนี้ลักษณะการเปลี่ยนแปลงภายในตัวครีบจะเป็น :

$$\theta(\xi) = \frac{T(\xi) - T_\infty}{T_b - T_\infty} \quad (2-27)$$

$$= \frac{\cosh[(B_i)^{1/2}(1 - \xi)] + (B_i)^{1/2}(A/PL)\sinh[(B_i)^{1/2}(1 - \xi)]}{\cosh(B_i)^{1/2} + (B_i)^{1/2}(A/PL)\sinh(B_i)^{1/2}}$$

ส่วนอัตราการถ่ายเทความร้อนก็จะมีค่าเป็น :

$$q_f = (Bi)^{1/2} \frac{kA}{L} (T_b - T_\infty) \left[\frac{\sinh(B_i)^{1/2} + (B_i)^{1/2}(A/PL)\cosh(B_i)^{1/2}}{\cosh(B_i)^{1/2} + (B_i)^{1/2}(A/PL)\sinh(B_i)^{1/2}} \right] \quad (2-28)$$

2.6 ประสิทธิภาพของครีบ (Fin efficiency)

ประสิทธิภาพของครีบ คืออัตราส่วนระหว่างการถ่ายเทความร้อนจากครีบจริง และจากครีบ
ประสิทธิภาพ 100% คือ ครีบที่มีอุณหภูมิเท่ากับโลหะเดิมทุกประการ

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบที่มีประสิทธิภาพ 100% เขียนได้ดังนี้

$$Q = Plh(T_o - T_a) \quad (2-29)$$

$$= Plh\theta_0$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบจริง เขียนได้จากสมการ

$$Q_o = mkA\theta_0 \tanh(ml) \quad (2-30)$$

เพราะฉะนั้นประสิทธิภาพของครีบเขียนได้ดังนี้

$$\eta_F = \frac{mkA\theta_0 \tan(ml)}{Plh\theta_0}$$

แต่

$$m^2 = hP/kA$$

ดังนั้น เราจะได้ว่า

$$\eta_F = \frac{\tanh(ml)}{ml} \quad (2-31)$$

เมื่อ

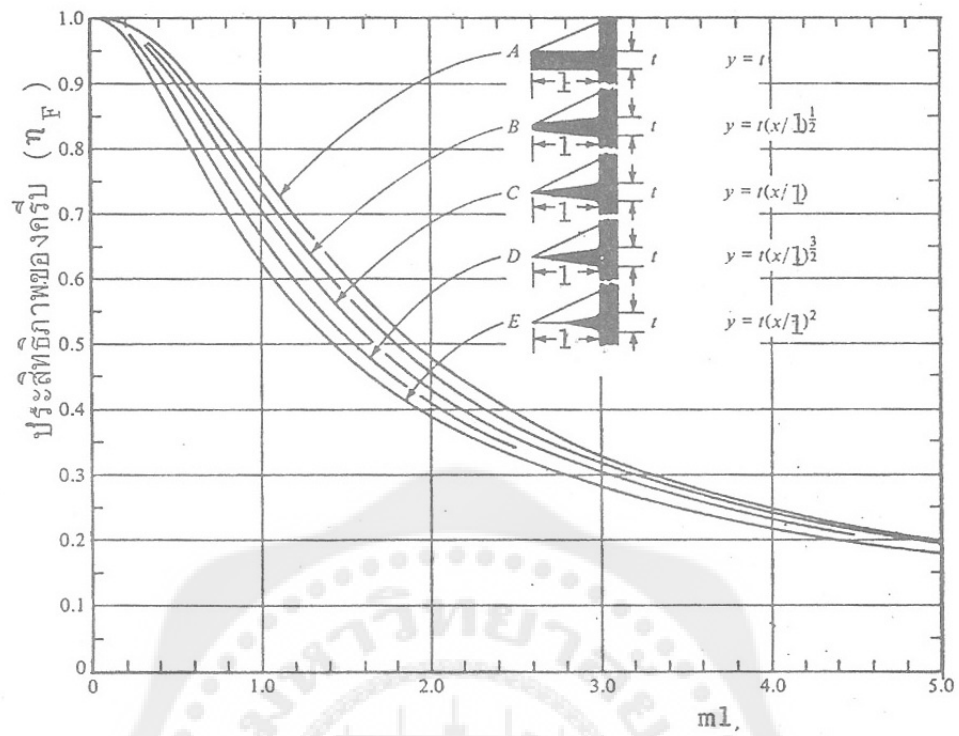
Q คืออัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบที่มีประสิทธิภาพ 100%, W

Q_0 คืออัตราการถ่ายเทความร้อนจากครีบจริง, W

P คือความยาวรอบพื้นที่หน้าตัด (A), m

l คือความยาวของครีบ, m

สำหรับการหาประสิทธิภาพของครีบแท่งทรงต่างๆนั้น การวิเคราะห์หาประสิทธิภาพยุ่งยากมาก ได้มีการวิเคราะห์หาประสิทธิภาพของครีบบางแบบต่างๆ แล้วเสนอการวิเคราะห์ในรูปของกราฟเพื่อความสะดวกในการใช้



ภาพประกอบ 5 ประสิทธิภาพของครีบทรง

นอกจากครีบทรงแล้วสำหรับครีบลีเหลี่ยมจัตุรัส และครีบลีเหลี่ยมผืนผ้า นั้นอาจหาประสิทธิภาพ โดยการแปลงครีบลีเหลี่ยมให้เป็นครีบทรงที่มีพื้นที่เท่ากัน

บทที่ 3

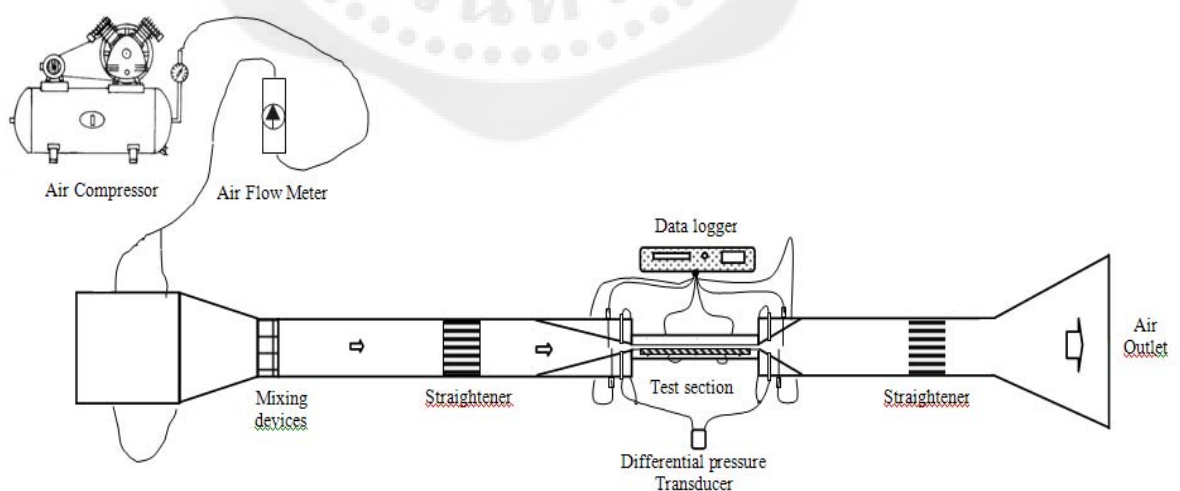
อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในการวิจัยครั้งนี้ ผู้วิจัยได้ดำเนินการตามขั้นตอนดังนี้

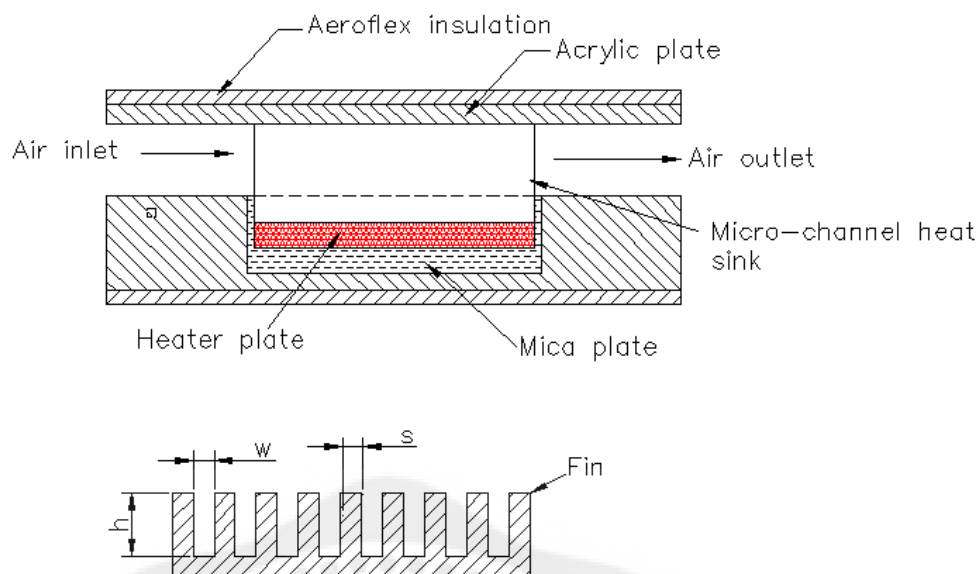
1. การออกแบบชุดทดลอง
2. อุปกรณ์ในการทดลอง
3. วิธีการทดลอง
4. ตัวแปรที่ใช้ในการเก็บข้อมูล

การออกแบบชุดทดลอง

ในการทดลองจะใช้ชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก (Microchannel heat sinks) จำนวน 4 ลักษณะ ขนาดของชุดระบายความร้อน 40 (W) X 28 (L) X 2.00 (H) mm ความหนาของครีป(s) 0.20 mm ความสูงของครีป (h) 1.00 mm 1.50 mm ความกว้างของช่องการไหล (w) 0.20 mm 0.30 mm วางอยู่ในช่องอุโมงค์ลมในแนวระดับ ซึ่งจะใช้อากาศเป็นสารทำงาน (Working fluid) โดยที่สามารถเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศในช่องอุโมงค์ลม ในการควบคุมอัตราความร้อนของครีปจะใช้ฮีตเตอร์ที่ประกอบอยู่ด้านหลังของครีป เป็นตัวป้อนอัตราความร้อนให้กับชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก



ภาพประกอบ 6 แสดงไดอะแกรมของอุปกรณ์การทดลอง



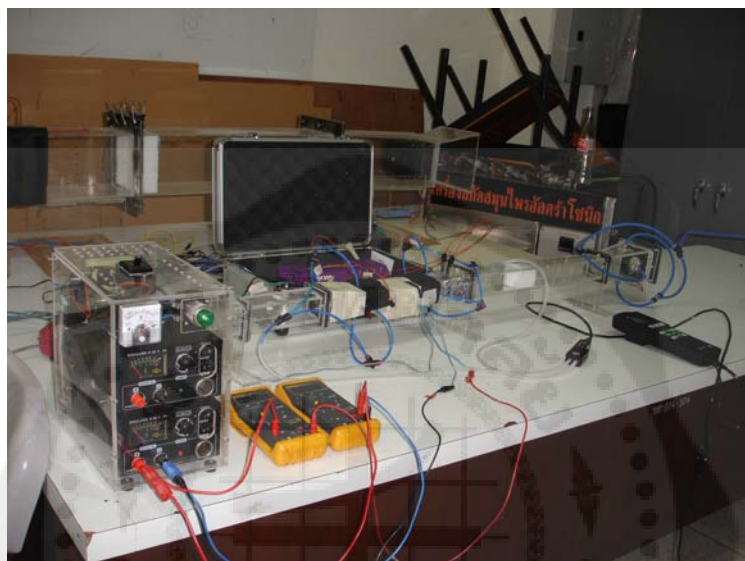
ภาพประกอบ 7 แสดงไดอะแกรมช่องทดสอบและช่องการไหลขนาดเล็ก

อุปกรณ์ในการทดลอง

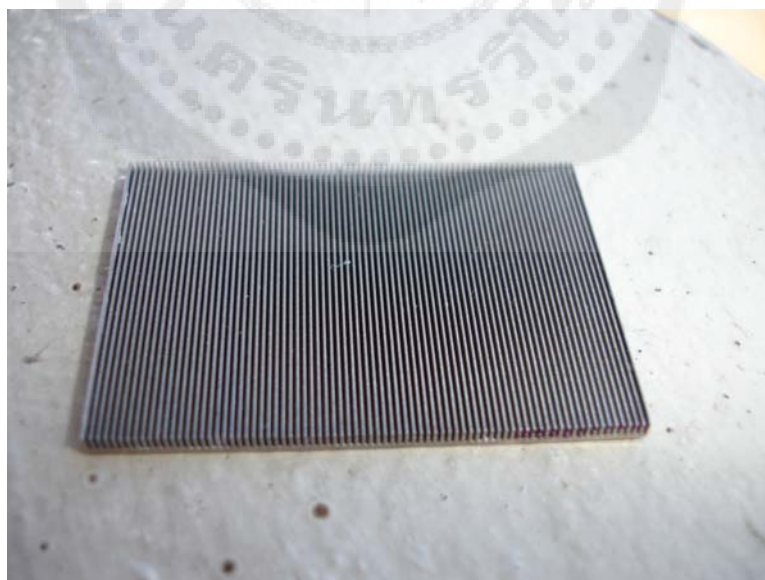
การทดลองจะใช้ชุดท่อทดสอบวางในแนวระนาบในอุโมงค์ลม ซึ่งอุโมงค์ลมทำจาก Acrylic ใสเพื่อให้สามารถมองเห็นลักษณะการไหลขณะไหลผ่านในการทดลองจะใช้อากาศเป็นสารทำงาน (Working fluid) โดยที่ช่องทดสอบมีการให้ความร้อน การควบคุมอุณหภูมิของช่องการไหลจะใช้ฮีตเตอร์เป็นตัวควบคุมเพื่อให้ได้อุณหภูมิของอากาศร้อนตามต้องการ ประกอบด้วยอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังต่อไปนี้

1. เครื่องผลิตอากาศอัด (Air Compressor)
2. เครื่องวัดอัตราการไหลอากาศ (Air Flow Meter)
3. Mixing devices
4. Straightener
5. ชุดวัดอุณหภูมิทางเข้า
6. ตำแหน่งวัดความดันทางเข้า
7. ตัวทำความร้อนชนิดแผ่น
8. ฉนวนกันความร้อน
9. ชุด Test section
10. ตำแหน่งวัดความดันทางออก

11. ชุดวัดอุณหภูมิทางออก
12. Straightener
13. ตำแหน่งวัดความดันทางเข้าของ Orifice
14. ตำแหน่งวัดความดันทางออกของ Orifice



ภาพประกอบ 8 แสดงอุปกรณ์ในการทดลอง



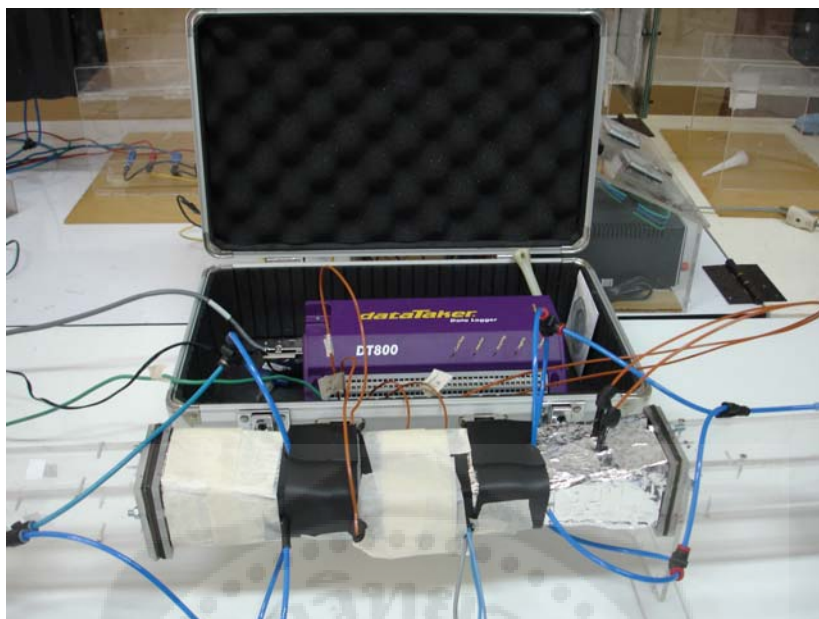
ภาพประกอบ 9 แสดงตัวอย่างช่องการไหลขนาดเล็ก



ภาพประกอบ 10 แสดงอุปกรณ์จ่ายไฟฟ้าในการทดลอง



ภาพประกอบ 11 แสดงมิเตอร์วัดแรงดันและกระแสไฟฟ้า



ภาพประกอบ 12 แสดงอุปกรณ์เก็บข้อมูล



ภาพประกอบ 13 แสดงอุปกรณ์วัดความดัน



ภาพประกอบ 14 แสดงเครื่องวัดอัตราการไหลอากาศ



ภาพประกอบ 15 แสดงอุปกรณ์ระบายความร้อนออกจากสารทำงาน



ภาพประกอบ 16 แสดงเครื่องผลิตอากาศอัด



ภาพประกอบ 17 แสดงอุปกรณ์ปรับความดันและดักน้ำออกจากสารทำงาน

ชุดทดลองได้แบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก คือ ส่วนปรับและควบคุม ประกอบด้วยชุดปรับค่าฟลักซ์ความร้อน (Heat flux) ความเร็วลม และชุดวัดอุณหภูมิความร้อนเป็นระบบดิจิทัล ส่วนที่สองแยกออกมาจะเป็นส่วนของอุโมงค์ลมประกอบไปด้วยอุโมงค์ลม ครีบบีบรวจุในชุดให้ความร้อน (Heater) และเครื่องอัดอากาศ โดยคุณสมบัติต่างๆของครีบบีบแสดงในตาราง 6 ในส่วนของอุโมงค์ลมเป็นกล่องขนาด 40 mm x 40 mm x 1.50 m ทำจากอะคริลิกใสเพื่อสังเกตและบันทึกภาพประพฤติกรรมการไหลของอากาศ

ตาราง 6 แสดงคุณสมบัติและขนาดต่าง ๆ ของครีบบีบที่ใช้ในการทดลอง

ลักษณะ	ความสูงของ ครีบบีบ h (mm)	ความหนาของ ครีบบีบ s (mm)	ความกว้างของช่องการไหล w (mm)	ขนาดของ Heat sink (mm)
แบบที่ 1	1.00	0.20	0.20	40 X 28 X 2.00
แบบที่ 2	1.00	0.20	0.30	40 X 28 X 2.00
แบบที่ 3	1.50	0.20	0.20	40 X 28 X 2.00
แบบที่ 4	1.50	0.20	0.30	40 X 28 X 2.00

ตาราง 7 แสดงค่าความแม่นยำ และค่าความคลาดเคลื่อนของเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดลอง

ชนิดของอุปกรณ์	ค่าความแม่นยำ	ค่าความคลาดเคลื่อน
เครื่องวัดอัตราการไหลของอากาศ	0.2 %	± 0.5
เครื่องวัดความร้อน(ชนิด T), ชุดแสดงผล	0.1 %	± 0.1
เครื่องวัดความดัน	0.02 %	± 0.02
เครื่องจ่ายแรงดันและกระแสไฟฟ้า	0.2 %	± 0.5
เครื่องวัดแรงดันและกระแสไฟฟ้า	0.1 %	± 0.1

วิธีการทดลอง

การเก็บข้อมูลจากการทดลองเพื่อนำไปวิเคราะห์ผลมีลำดับขั้นตอนในการเก็บดังนี้

1. ประกอบชุดอุโมงค์ลม
2. ประกอบชุดช่องทดสอบ (Test section)
3. ติดตั้งระบบควบคุมทางไฟฟ้า
4. ติดตั้งระบบเครื่องมือวัดตัวแปรต่าง ๆ
5. เปิดชุดควบคุมฮาร์ดแวร์เพื่อควบคุมอุณหภูมิของช่องทดสอบให้คงที่ตลอดช่วงของการเก็บ

ข้อมูล

6. เปิดชุดพัดลมเพื่อให้ลมไหลผ่านช่องทดสอบ ต้องใช้อากาศที่มีอุณหภูมิบรรยากาศ ซึ่งหลังจากที่ไหลผ่านช่องทดสอบแล้วอากาศก็ไหลออกสู่บรรยากาศ
7. ปล่อยให้ระบบทำงานจนระบบเข้าสู่สภาวะคงที่ (Steady state) จึงเก็บข้อมูล
8. เปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศที่ไหลผ่านชุดช่องทดสอบพร้อมเก็บข้อมูล
9. ทำตามข้อ 5-8 โดยการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของชุดระบายความร้อน, อัตราการไหล และลักษณะของครีบทดสอบ เก็บข้อมูลตามที่ต้องการ

ในส่วนอุณหภูมิของอากาศในอุโมงค์ลมทำการวัดอุณหภูมิทั้งขาเข้าและขาออก โดยขาออก การวัดแบ่งเป็น 2 จุดตามระดับการไหลเช่นกันคือที่แนวระนาบ T_{in1} , T_{in2} ห้องทดสอบมีอุณหภูมิห้อง ประมาณ 28°C เป็นอุณหภูมิที่สะดวกในการทดลองแบบต่อเนื่อง วัดอุณหภูมิขาออก 2 จุด คือ T_{out1} , T_{out2} และวัดอุณหภูมิของชุดระบายความร้อน 2 จุด คือ T_{s1} , T_{s2}

ตัวแปรที่ใช้ในการเก็บข้อมูล

จัดตัวแปรที่จะทำการศึกษาวัดออกเป็น 2 กลุ่ม คือ

1. กลุ่มตัวแปรที่กำหนดให้เปลี่ยนแปลง (ตัวแปรอิสระ) ได้แก่
 - ค่าฟลักซ์ความร้อน (Heat flux) ที่ให้กับชุดระบายความร้อน
 - อัตราการไหลของอากาศ (Flow rate) ที่ผ่านชุดระบายความร้อน
 - ลักษณะของครีบทดสอบ
2. กลุ่มตัวแปรตามที่ต้องการวัดค่า (ตัวแปรตาม) ได้แก่
 - อุณหภูมิของอากาศที่ผ่านครีบทดสอบ
 - อัตราการไหลของอากาศ (Flow rate) ที่ผ่านชุดระบายความร้อน

ตาราง 8 แสดงเงื่อนไขในการทดลองของคืบ

ลักษณะของครีป	ฟลักซ์ความร้อน (W)	อัตราการไหล ของอากาศ (l/s)	ฟลักซ์ความร้อน (W)	อัตราการไหล ของอากาศ (l/s)
ความหนาของครีป 0.20 mm	2	10	3	10
		15		15
		20		20
		25		25
		30		30
		35		35
		40		40
ความสูงของครีป 1.00 mm 1.50 mm	4	10	5	10
		15		15
		20		20
		25		25
		30		30
		35		35
		40		40
ความกว้าง ของช่องการไหล 0.20 mm 0.30 mm	6	10		
		15		
		20		
		25		
		30		
		35		
		40		

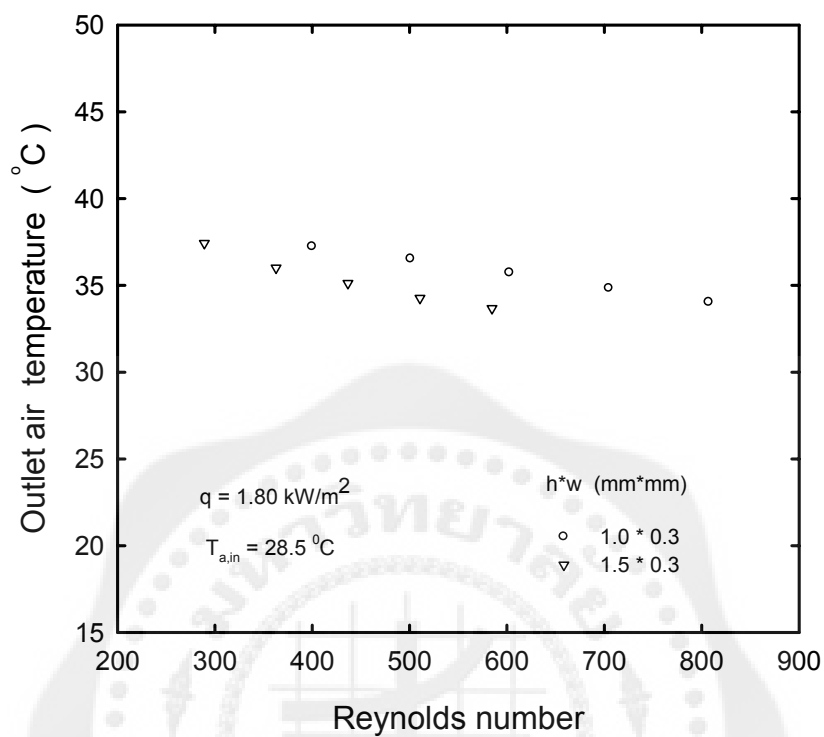
บทที่ 4

ผลและการวิเคราะห์

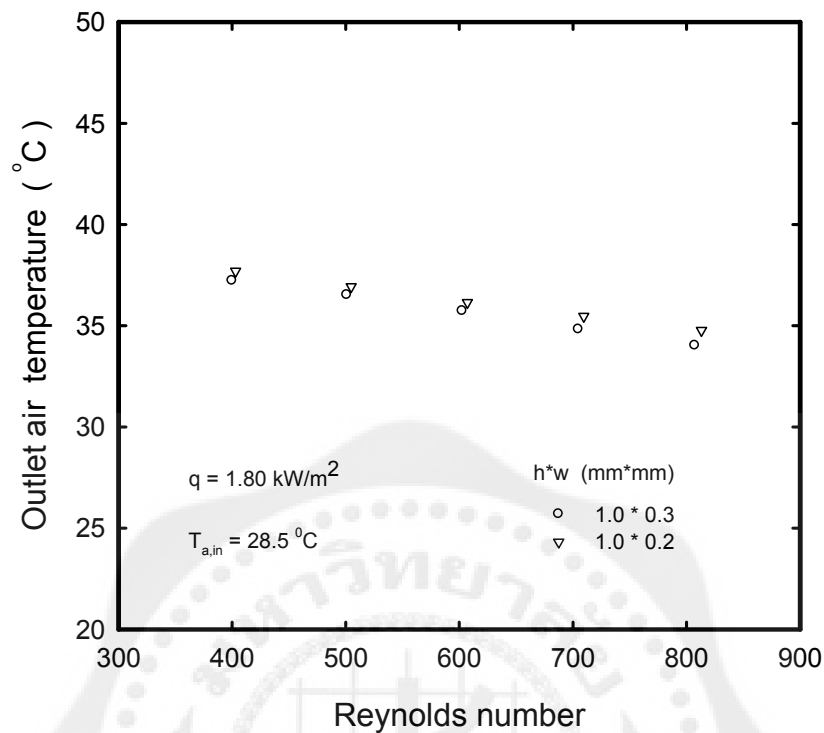
ในการศึกษาวิจัยครั้งนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลอง ซึ่งได้มีการสร้างชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็กมีขนาดความกว้าง (W) 40 มม. ความยาว (L) 28 มม. ความสูง (H) 2 มม. ช่องการไหลขนาดเล็กมีความแตกต่างของขนาดของช่องการไหล 4 ลักษณะ คือ ความสูงของครีป (h) 1.00 mm และ 1.50 mm ความกว้างของช่องการไหล (w) 0.20 mm และ 0.30 mm วางอยู่ในช่องอุโมงค์ลมในแนวระดับ ซึ่งจะใช้อากาศเป็นสสารทำงาน โดยสามารถเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศในช่องอุโมงค์ลมได้ ในการควบคุมอัตราความร้อนของครีปจะใช้ฮีตเตอร์ที่ประกอบอยู่ด้านหลังของครีปเป็นตัวป้อนอัตราความร้อนให้กับชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็ก สำหรับผลที่ได้จากการทดลองจะถูกบันทึกในรูปแบบของตารางและนำผลมาแสดงในลักษณะของกราฟแสดงการเปรียบเทียบผลของความกว้างของช่องการไหล ผลของความสูงของช่องการไหล และผลของความร้อน ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองแสดงอยู่ในรูปตัวแปรต่างๆ ดังนี้

1. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิอากาศไหลผ่านครีป (Temperature outlet, T_{out}) และค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Reynolds number, Re)
2. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ให้กับชุดระบายความร้อน (Temperature inlet average, T_s) และค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Reynolds number, Re)
3. กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat transfer coefficient , h) และค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Reynolds number, Re)
4. กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่านัสเซลล์นัมเบอร์ (Nusselt number , Nu) และค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Reynolds number, Re)
5. แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าความดันตกคร่อมต่อความยาวช่องการไหล (Pressure drop per microchannel length, $\Delta P/L$) และค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ (Reynolds number, Re)

การแปรเปลี่ยนค่าอุณหภูมิอากาศไหลผ่านครีปและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์



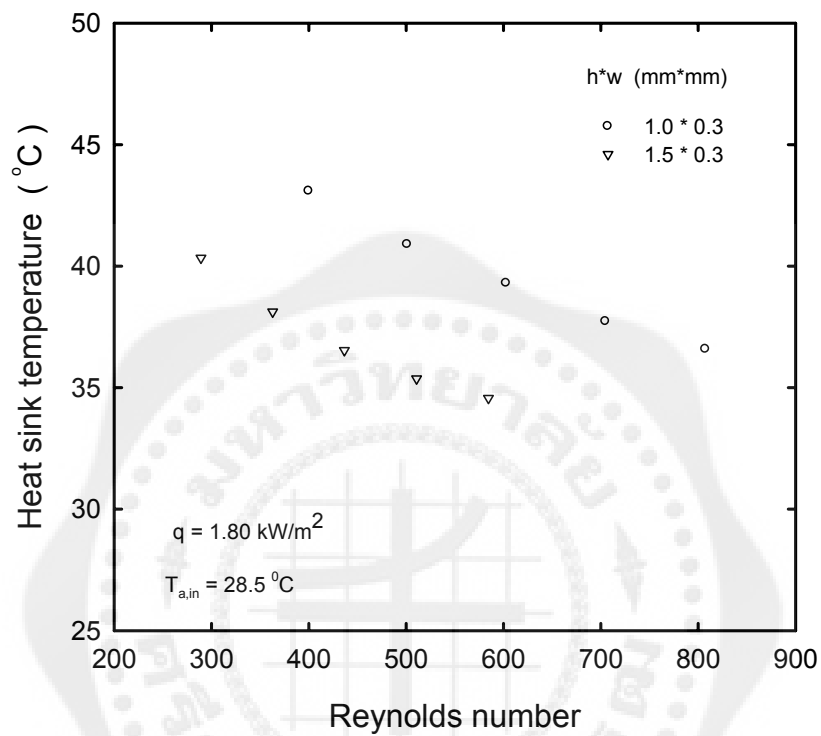
ภาพประกอบ 18 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิออกจากช่องการไหลและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์
ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน



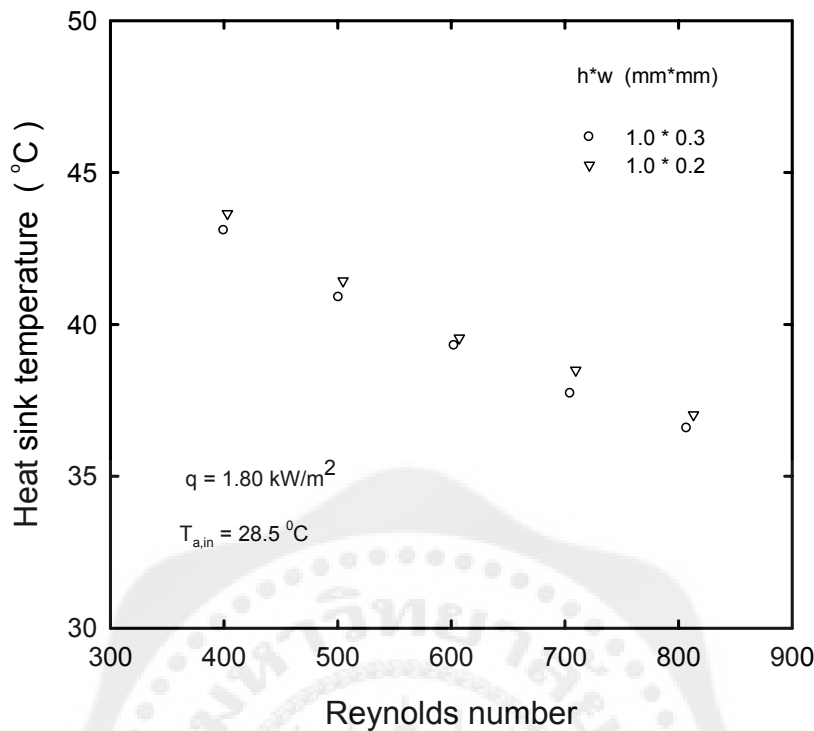
ภาพประกอบ 19 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิออกจากช่องการไหลและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน

จากภาพประกอบ 18 ถึง 19 เป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าอุณหภูมิออกจากช่องการไหลและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มีความสูงและความกว้างช่องการไหลต่างกัน โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนแก่ชุดระบายความร้อน 1.80 kW/m^2 พบว่าเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงขึ้น (อัตราการไหลของอากาศสูงขึ้น) อุณหภูมิของอากาศออกจากช่องทดสอบลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น เนื่องจากอัตราการไหลของมวลอากาศสูงขึ้น และพื้นที่สัมผัสกับอากาศมากกว่า ดังนั้นการพาความร้อนจึงสูงขึ้น เมื่อเปรียบเทียบช่องการไหลที่มีความสูงต่างกันจะเห็นว่า ช่องการไหลขนาด 1.5×0.3 มิลลิเมตร มีค่าอุณหภูมิอากาศออกจากช่องการไหลต่ำกว่าช่องการไหล 1.0×0.3 มิลลิเมตร และช่องการไหลขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร มีค่าอุณหภูมิอากาศออกจากช่องการไหลต่ำกว่าช่องการไหล 1.0×0.2 มิลลิเมตร

การแปรเปลี่ยนค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ให้กับชุดระบายความร้อนและค่าเรย์โนลด์
นัมเบอร์



ภาพประกอบ 20 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของชุดระบายความร้อน และค่า
เรย์โนลด์นัมเบอร์ ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน

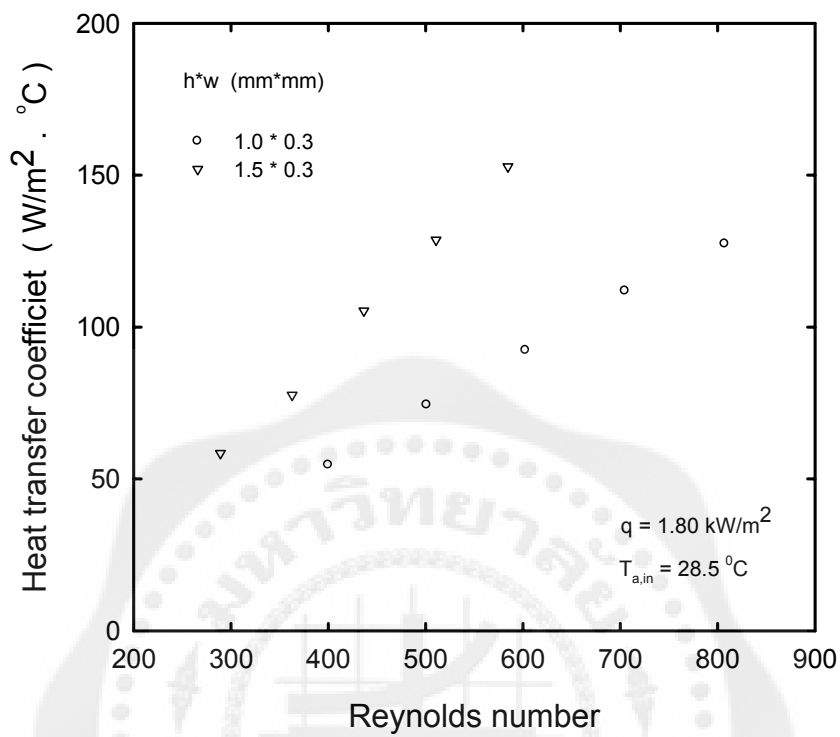


ภาพประกอบ 21 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของชุดระบายความร้อน และค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน

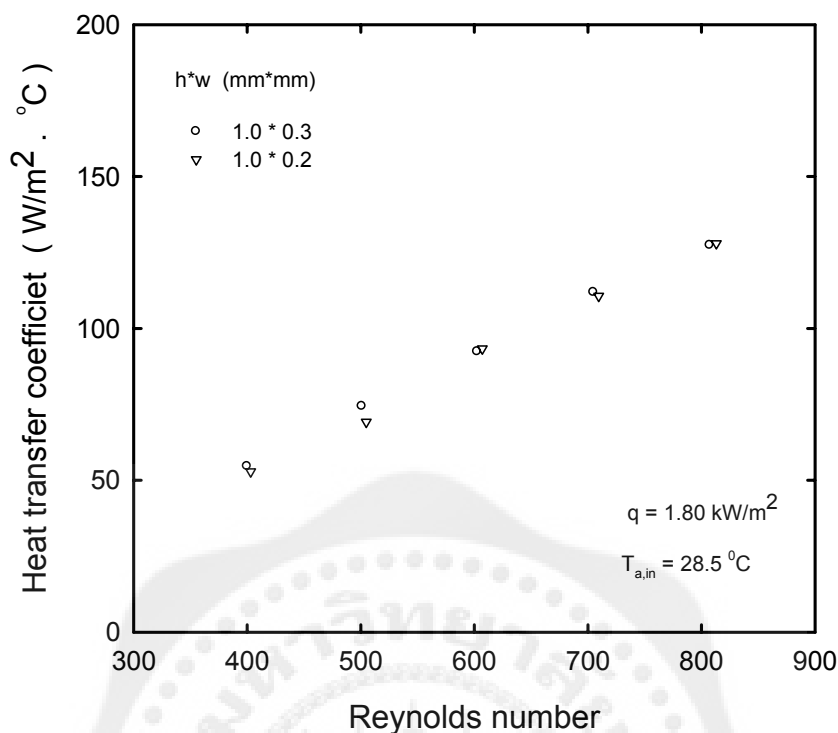
จากภาพประกอบ 20 ถึง 21 จากกราฟเป็นกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ที่ช่องการไหลที่มีความสูงและความกว้างช่องการไหลต่างกัน โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนแก่ ชุดระบายความร้อน 1.80 kW/m^2 พบว่าเมื่ออัตราการไหลของอากาศสูงขึ้น (ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงขึ้น) อุณหภูมิเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนลดลง ทั้งนี้ก็เพราะว่าอัตราการถ่ายเทความร้อน ที่ถ่ายเทจากผิวครีปให้กับอากาศ ขึ้นอยู่กับอัตราการไหลของอากาศและพื้นที่สัมผัสกับอากาศมากขึ้น ทำให้อัตราการระบายความร้อน (Cooling capacity) มากขึ้นตามไปด้วย ดังนั้นอุณหภูมิเฉลี่ยของชุดระบายความร้อนจึงลดลง

จะเห็นว่าช่องการไหลขนาด 1.5×0.3 มิลลิเมตร มีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยต่ำกว่าช่องการไหลขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และช่องการไหลขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร มีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยต่ำกว่าช่องการไหลขนาด 1.0×0.2 มิลลิเมตร

การแปรเปลี่ยนค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

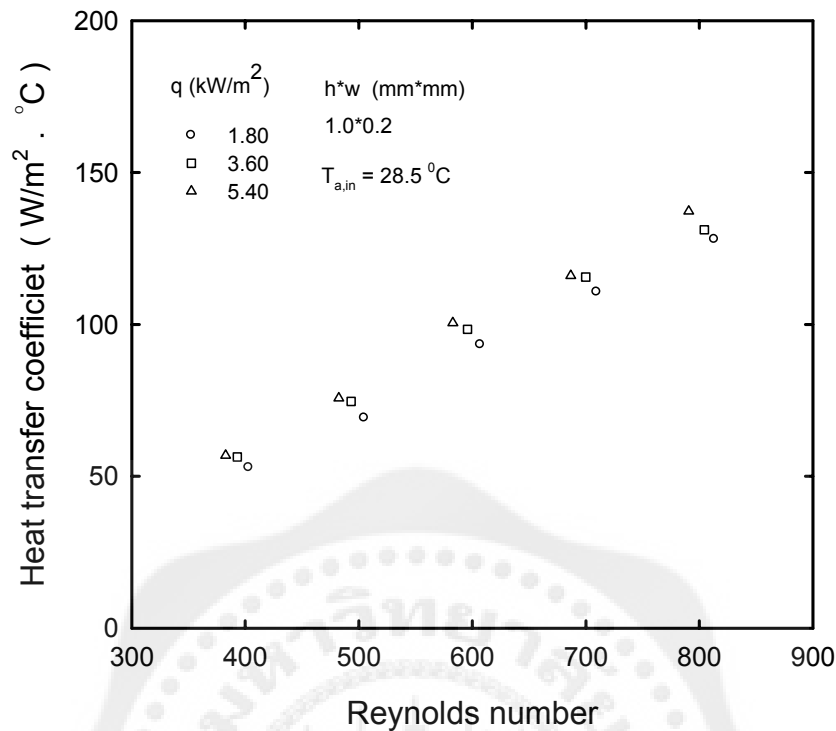


ภาพประกอบ 22 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์
ที่มีความสูงช่องไหลต่างกัน



ภาพประกอบ 23 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน

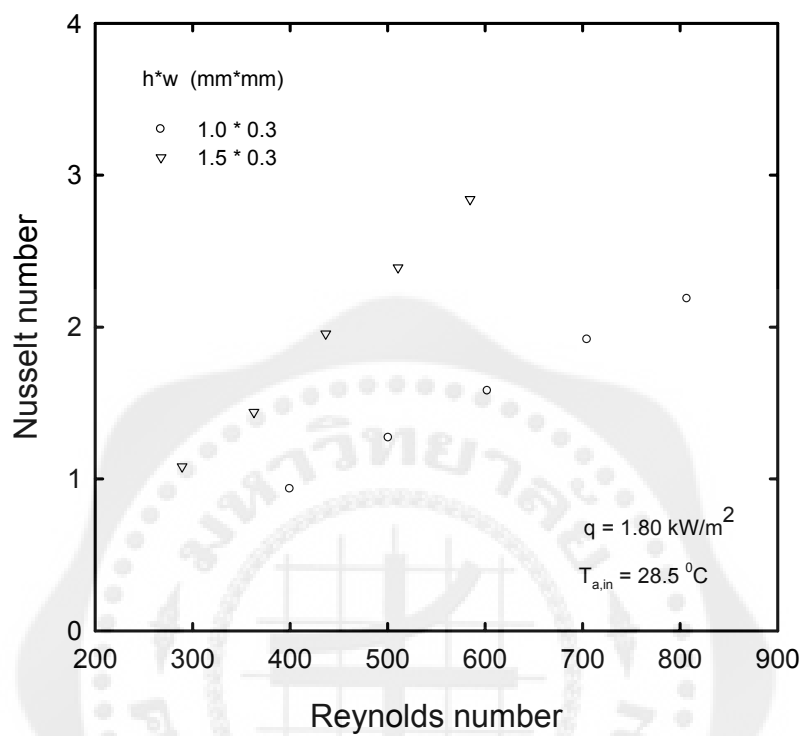
ภาพประกอบ 22 ถึง 23 เป็นกราฟแสดงการความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของช่องการไหลความกว้างและความสูงต่างกัน โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนแก่ชุดระบายความร้อน 1.80 kW/m^2 จากกราฟพบว่าเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงขึ้นค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากอัตราการไหลของอากาศสูงขึ้นทำให้อัตราการระบายความร้อน (Cooling capacity) สูงขึ้นไปด้วย พบว่าช่องการไหลขนาด 1.5×0.3 มิลลิเมตร มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงกว่าช่องการไหลขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และช่องการไหลขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงกว่าช่องการไหลขนาด 1.0×0.2 มิลลิเมตร เนื่องจากชุดระบายความร้อนมีพื้นที่ผิวสัมผัสอากาศมากกว่า จึงทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงกว่าชุดระบายความร้อนพื้นที่ผิวสัมผัสอากาศน้อยกว่า ที่อัตราการไหลอากาศเท่ากัน



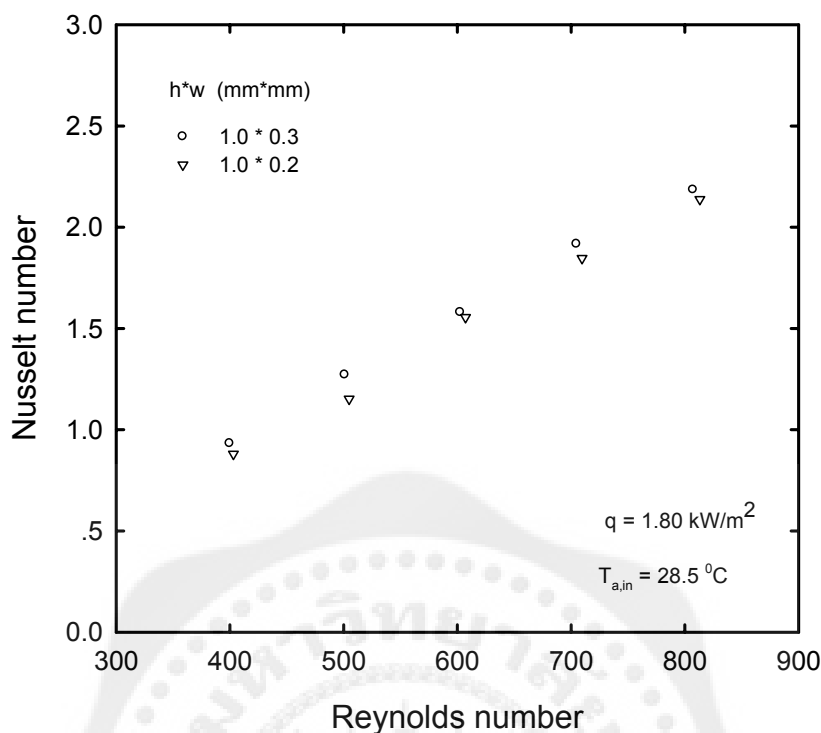
ภาพประกอบ 24 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ โดยให้ค่าความเข้มของความร้อนต่างกัน

ภาพประกอบ 24 เป็นกราฟแสดงการความสัมพันธ์ระหว่างค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของช่องการไหล 1.0×0.2 มิลลิเมตร โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนแก่ชุดระบายความร้อน 1.80 kW/m^2 3.60 kW/m^2 และ 5.40 kW/m^2 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของช่องการไหลเดียวกัน จากกราฟพบว่าเมื่อค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์และค่าฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน เพิ่มขึ้นตามค่าฟลักซ์ความร้อนและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเรียงจากสูงไปหาต่ำ คือชุดระบายความร้อนที่มีค่าความเข้มของความร้อน 5.40 kW/m^2 3.60 kW/m^2 และ 1.80 kW/m^2 ตามลำดับ

การแปรเปลี่ยนค่านัสเซลล์นัมเบอร์และค่าเรย์นอลด์นัมเบอร์

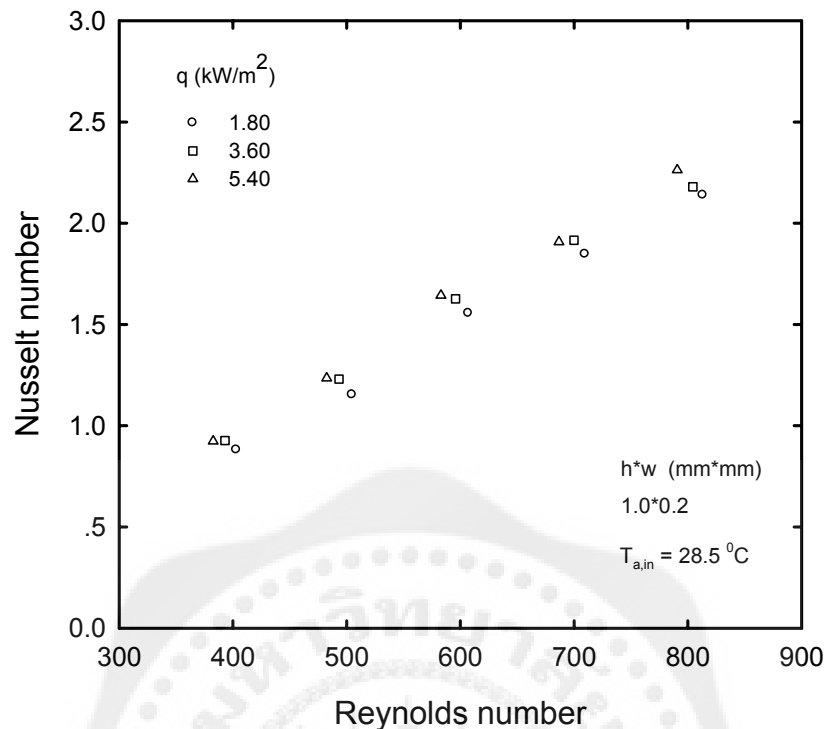


ภาพประกอบ 25 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่านัสเซลล์นัมเบอร์และค่าเรย์นอลด์นัมเบอร์
ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน



ภาพประกอบ 26 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขไน้มเบอร์และค่าเรย์โนลด์์ไน้มเบอร์ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน

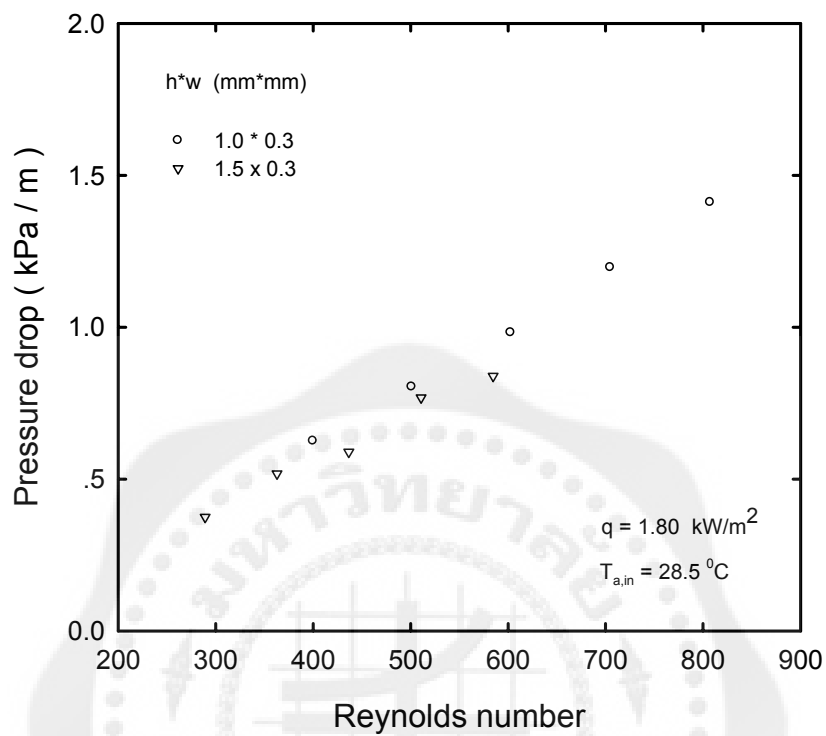
ภาพประกอบ 25 ถึง 26 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขไน้มเบอร์และค่าเรย์โนลด์์ไน้มเบอร์ โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนแก่ชุดระบายความร้อน 1.80 kW/m² จากกราฟพบว่า เมื่อค่าเรย์โนลด์์ไน้มเบอร์สูงขึ้น ค่าตัวเลขไน้มเบอร์มีค่าสูงขึ้นตามไปด้วยซึ่งค่าตัวเลขไน้มเบอร์แปรเปลี่ยนตามค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเพิ่มขึ้นเนื่องจากอัตราการไหลของอากาศสูงขึ้น ทำให้อัตราการระบายความร้อน (Cooling capacity) สูงขึ้นไปด้วย จะเห็นช่องการไหลขนาดเล็ก 1.5 x 0.3 มิลลิเมตร มีค่าตัวเลขไน้มเบอร์สูงกว่าช่องการไหลขนาด 1.0 x 0.3 มิลลิเมตร และช่องการไหลขนาด 1.0 x 0.3 มิลลิเมตร มีค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงกว่าช่องการไหลขนาด 1.0 x 0.2 มิลลิเมตร เนื่องจากชุดระบายความร้อนมีพื้นที่ผิวสัมผัสกับอากาศมากกว่าจึงทำให้ค่าตัวเลขไน้มเบอร์สูงตามไปด้วย



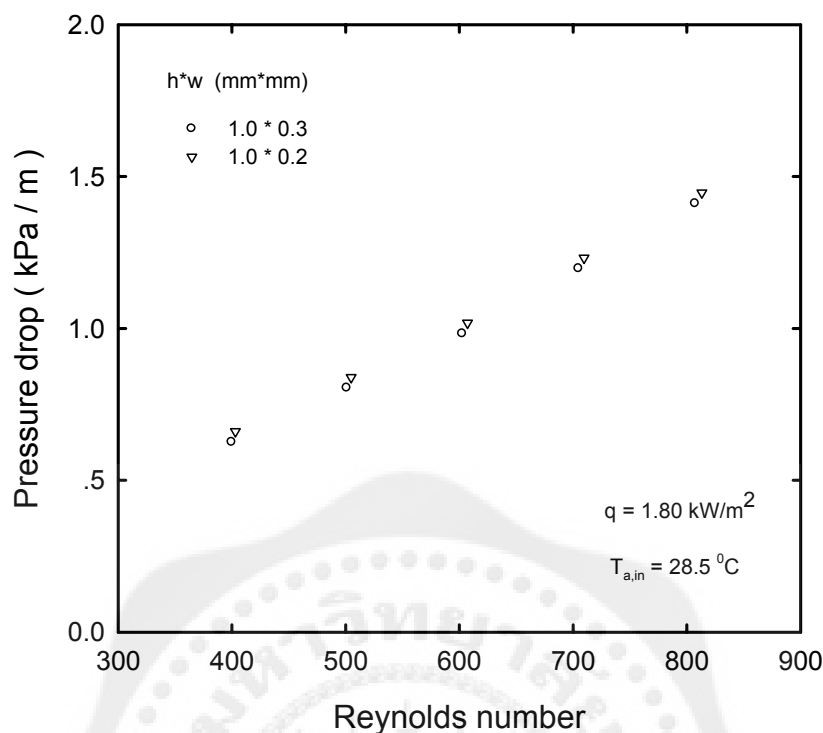
ภาพประกอบ 27 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขไน้มเบอร์และค่าเรย์โนลด์์ไน้มเบอร์ที่ค่าฟลักซ์ความร้อนต่างกัน

ภาพประกอบ 27 เป็นกราฟแสดงการความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวเลขไน้มเบอร์และค่าเรย์โนลด์์ไน้มเบอร์ของช่องการไหล 1.0×0.2 มิลลิเมตร โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนแก่ชุดระบายความร้อน 1.80 kW/m^2 3.60 kW/m^2 และ 5.40 kW/m^2 ตามลำดับ ซึ่งแสดงการแปรเปลี่ยนค่าตัวเลขไน้มเบอร์ของช่องการไหลขนาดเดียวกัน จากกราฟพบว่าเมื่อค่าเรย์โนลด์์ไน้มเบอร์และค่าฟลักซ์ความร้อนสูงขึ้น ค่าตัวเลขไน้มเบอร์เพิ่มขึ้นตามค่าฟลักซ์ความร้อนและค่าเรย์โนลด์์ไน้มเบอร์ที่เพิ่มขึ้น จากค่าฟลักซ์ความร้อน 5.40 kW/m^2 3.60 kW/m^2 และ 1.80 kW/m^2 ตามลำดับ ทั้งนี้เนื่องจากอัตราการไหลของอากาศที่เพิ่มขึ้นและความแตกต่างของค่าฟลักซ์ความร้อนที่ชุดระบายความร้อนสูงขึ้นมากกว่าอุณหภูมิอากาศเข้าสัมผัสกับชุดระบายความร้อนที่มีขนาดเล็ก

การแปรเปลี่ยนค่าความดันสูญเสียและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์

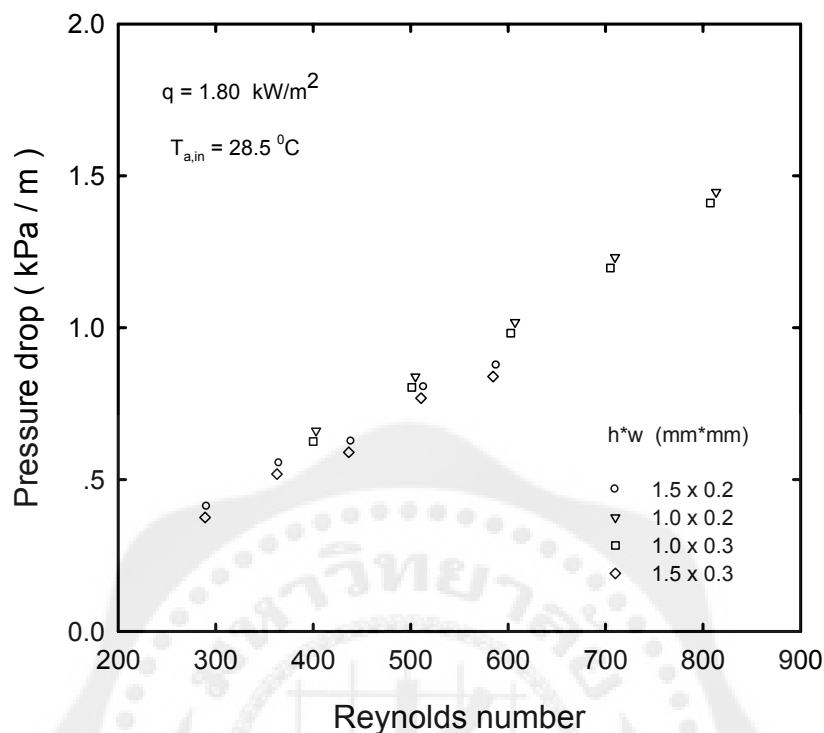


ภาพประกอบ 28 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียที่ช่องการไหลและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มีความสูงช่องการไหลต่างกัน



ภาพประกอบ 29 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียของการไหลและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มีความกว้างช่องการไหลต่างกัน

จากภาพประกอบ 28 ถึง 29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียที่ช่องการไหลและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มีความสูงและความกว้างแตกต่างกัน โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนแก่ชุดระบายความร้อน 1.80 kW/m² พบว่าเมื่อค่าอัตราการไหลของอากาศสูงขึ้น (เรย์โนลด์นัมเบอร์สูงขึ้น) ความดันตกคร่อมที่ช่องการไหลเพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากอัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้นทำให้มวลของอากาศมากขึ้น แต่ช่องการไหลมีขนาดเท่าเดิม ผลจากกราฟช่องการไหลขนาด 1.5 x 0.3 มิลลิเมตร มีความดันตกคร่อมที่ช่องการไหลต่ำกว่าช่องการไหลขนาด 1.0 x 0.3 มิลลิเมตร มีความแตกต่างของความดันตกคร่อมช่องการไหลพอสมควร และช่องการไหลขนาด 1.0 x 0.3 มิลลิเมตร มีความดันตกคร่อมที่ช่องการไหลต่ำกว่าช่องการไหลขนาด 1.0 x 0.2 มิลลิเมตร ความแตกต่างของความดันตกคร่อมช่องการไหลไม่ค่อยแตกต่างกัน



ภาพประกอบ 30 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียช่องการไหลและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่มีความสูงและความกว้างช่องการไหลต่างกัน

จากภาพประกอบ 30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความดันสูญเสียและค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ช่องการไหลขนาด 1.0 x 0.3 , 1.0 x 0.2 , 1.5 x 0.3 และ 1.5 x 0.2 มิลลิเมตร โดยให้ค่าฟลักซ์ความร้อนแก่ชุดระบายความร้อน 1.80 kW/m² พบว่าเมื่อค่าอัตราการไหลของอากาศสูงขึ้น (เรย์โนลด์นัมเบอร์สูงขึ้น) ความดันตกคร่อมที่ช่องการไหลเพิ่มขึ้นด้วย เนื่องจากอัตราการไหลของอากาศเพิ่มขึ้น ทำให้มวลของอากาศมากขึ้น แต่ช่องการไหลมีขนาดเท่าเดิม ผลจากกราฟความดันตกคร่อมที่ช่องการไหลต่าง ๆ มีความดันตกคร่อมที่ช่องการไหลเรียงจากค่าความดันตกคร่อมต่ำไปหาค่าความดันตกคร่อมสูง คือ ช่องการไหลขนาด 1.5 x 0.3 , 1.5 x 0.2 , 1.0 x 0.3 , 1.0 x 0.2 มิลลิเมตร ตามลำดับ

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

ในงานวิจัยนี้ได้ศึกษาเชิงการทดลองแล้วนำผลมาคำนวณหาตัวแปรที่ต้องการ ซึ่งผลที่ได้จากการทดลองมาเสนอในลักษณะกราฟแสดงความสัมพันธ์ของตัวแปรต่างๆ ตามภาพแสดงที่ได้ศึกษาคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนในช่องการไหลขนาดเล็ก ดังที่เสนอในบทที่ 4 ผลจากการสรุปได้ดังนี้

ชุดระบายความร้อนที่มีช่องการไหลขนาดเล็กที่ความสูงและความกว้างอย่างละสองขนาดทดสอบที่อัตราการไหลของอากาศและค่าฟลักซ์ความร้อนแตกต่างกัน

- ค่าอุณหภูมิอากาศออกเฉลี่ยและอุณหภูมิผิวเฉลี่ยที่ชุดช่องการไหลขนาดเล็กมีการแปรเปลี่ยนตามค่าฟลักซ์ความร้อนและอัตราการไหลของอากาศ ซึ่งมีค่าต่ำลงเมื่ออัตราการไหลของอากาศสูงขึ้นและมีค่าสูงขึ้นเมื่อความเข้มของความร้อนสูงขึ้น
- ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และค่าตัวเลขไนล์เบอร์มีค่าสูงขึ้น แปรเปลี่ยนตามการเพิ่มขึ้นของอัตราการไหลของอากาศและค่าความเข้มของความร้อน
- ความดันตกคร่อมที่ช่องการไหลขนาดเล็กมีค่าสูงขึ้นเมื่อพื้นที่หน้าตัดของช่องการไหลมีขนาดเล็กลง และเมื่ออัตราการไหลของอากาศมากขึ้น

ข้อเสนอแนะ

การศึกษาคูณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีช่องขนาดเล็กเป็นการวิจัยที่มีขอบเขตที่กว้างและมีรายละเอียดมาก ในงานวิจัยได้ทำการศึกษาได้บางส่วนเท่านั้น เพราะว่ามีขีดจำกัดในด้านอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองในการเก็บข้อมูล ซึ่งมีข้อควรแก้ไขคือ

1. อาจเพิ่มความสูง ความหนาครีปและความกว้างช่องการไหลให้มากขึ้น
2. ควรใช้วัสดุที่ต่างกัน เช่น ทองแดง กับอลูมิเนียม
3. อาจใช้ครีปสามเหลี่ยม รูปสี่เหลี่ยมคางหมู รูปเข็มหมุดเพื่อเปรียบเทียบคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อน
4. อาจให้มีช่องว่างที่ปลายครีประหว่างช่องทดสอบเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อน



บรรณานุกรม

- นักสิทธิ์ คุ้มวัฒนาชัย. การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพฯ. ฟิสิกส์เซนเตอร์.2533.
- สุนันท์ ศรัณยนิทย์. การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพฯ. สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี 2545.
(ไทย-ญี่ปุ่น).
- Barba, A.; Musi, B.; & Spiga, M. Performance of a polymetric heat sink with circular Microchannels. In *International Communication, Applied Thermal Engineering*. 2000;V.26. pp. 787-794.
- Chein, R.; & Chen, Y. Performances of Thermoelectric cooler integrated with microchannel heat sinks. In *International Communication, Refrigeration*. 2005; V. 28. pp. 828-839.
- Chein, R.; & Huang, G. Analysis of microchannel heat sink performance using nanofluid. In *International Communication, Applied Thermal Engineering*. 2005; V. 25. pp. 3104-3114.
- Gamrat, G.; Marinet, M.F.; & Asendrych, D. Conduction and entrance effects on laminar liquid flow heat transfer in rectangular microchannels. In *International Communication, Heat and Mass Transfer*. 2005;V. 48. pp. 2943-2954.
- Hetsroni, G.; Pogrebnyak, A.M.E. ; & Yarin, L.P. Heat transfer in micro-channels : Comparison of experiments with theory and numerical results. In *International Communication, Heat and Mass Transfer*. 2005; V. 48. pp. 5580-5601.
- Kim, D.K.; & Kim, S.J. Averaging Approach for microchannel heat sinks subject to the uniform wall temperature condition. In *International Communication, Heat and Mass Transfer*. 2006;V.49. pp. 695-706.
- Koo, J.; & Kleinstreuer, C. Analysis of surface roughness effects on heat transfer in microconduits. In *International Communication, Heat and Mass Transfer*. 2005; V. 48. pp. 2625-2634.
- Koo, J.; & Kleinstreuer, C. Laminar nanofluid flow in microheat-sinks. In *International Communication, Heat and Mass Transfer*. 2005; V. 48. pp. 2652-2661.
- Kulkarni, D.P.; & Das,D.K. Analytical and numerical studies on microscale heat sinks for electronic applications. In *International Communication, Applied Thermal Engineering*. 2005;V. 25. pp. 2432-2449.

- Peles, Y.; et al. Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink.
In *International Communication, Heat and Mass Transfer*
2005; V.48. pp. 3615-3627.
- Qu, W.; & Mudawar, I. Flow boiling heat transfer in two-phase micro-channel heat sinks-II
Annular two-phase flow model. In *International Communication,
Heat and Mass Transfer*. 2003; .V. 46. pp. 2773-2784.
- Shen, S.; et al. Flow and heat transfer in microchannels with rough wall surface.
In *International Communication, Energy Conversion and Management*.
2006; V. 47. pp. 1311-1325.
- Vasudevaiah, M.; & Balamurugan, K. Heat transfer of rarefied gases in a corrugated
microchannel. In *International Communication, Thermal Science*. 2001;
V. 40. pp. 454-468.
- Yang, W.; Zhang, J.; & Cheng, H. The study of flow characteristics of curved
Microchannel. In *International Communication, Applied Thermal Engineering*.
2005; V. 25. pp. 1894-1907.
- Yue, J.; Chen, G.; & Yuan, Q. Pressure drops of single and two-phase flows through
T-type microchannels mixtures. In *International Communication,
Chemical Engineering*. 2004; V.102. pp. 11-24.
- Zhang, H.Y.; et al. Single-phase liquid cooled microchannel heat sink for
electronic package. In *International Communication, Applied Thermal Engineering*.
2005; V. 25. pp. 1472-1487.



ภาคผนวก

ภาคผนวก ก

ตารางแสดงผลการทดลอง



ตารางที่ 9 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0 x 0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 1.80 kW/m²

Q_f (m ³ /s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	T_s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.84	37.21	43.08	0.63	0.00039	54.5	0.93	400.08
0.00042	28.81	36.51	40.89	0.80	0.00048	74.3	1.27	501.11
0.00050	28.78	35.72	39.29	0.98	0.00058	92.3	1.58	602.72
0.00058	28.75	34.81	37.72	1.20	0.00068	112	1.92	704.98
0.00067	28.73	34.01	36.57	1.41	0.00078	127	2.18	807.53

ตาราง 10 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 2.71 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.76	41.26	52.81	0.63	0.00038	45.3	0.77	395.73
0.00042	28.73	41.33	49.08	0.80	0.00048	68.6	1.16	494.61
0.00050	28.69	39.76	45.66	0.98	0.00058	88.7	1.51	596.16
0.00058	28.69	38.35	43.34	1.20	0.00067	105	1.80	698.22
0.00067	28.64	37.25	41.54	1.41	0.00077	122	2.09	800.51

ตาราง 11 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 3.60 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.66	46.97	58.53	0.65	0.00038	56.1	0.95	389.71
0.00042	28.59	45.25	54.16	0.84	0.00048	74.7	1.26	489.51
0.00050	28.55	43.12	49.82	0.98	0.00057	96.9	1.64	590.92
0.00058	28.54	41.31	46.88	1.23	0.00067	116	1.97	692.86
0.00067	28.53	40.05	44.74	1.45	0.00077	137	2.33	794.59

ตาราง 12 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 4.48 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.72	49.61	65.26	0.66	0.00038	51.7	0.87	386.86
0.00042	28.72	48.55	59.9	0.84	0.00047	72.4	1.22	484.98
0.00050	28.69	46.85	54.81	1.02	0.00057	99.2	1.67	584.72
0.00058	28.67	44.12	51.33	1.23	0.00067	112	1.90	687.28
0.00067	28.62	42.74	48.81	1.45	0.00077	133	2.25	788.55

ตาราง 13 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0 x 0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 5.40 kW/m²

Q_f (m ³ /s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	T_s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.69	58.5	76.46	0.66	0.00037	55.6	0.93	377.74
0.00042	28.69	57.07	69.98	0.84	0.00047	78.2	1.30	473.99
0.00050	28.67	53.23	64.37	1.02	0.00057	93.2	1.56	574.72
0.00058	28.67	50.06	59.86	1.23	0.00066	108	1.81	676.28
0.00067	28.61	46.92	54.8	1.45	0.00076	129	2.18	779.63

ตาราง 14 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0 x 0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 1.80 kW/m²

Q_f (m ³ /s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	T_s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.77	37.39	43.65	0.66	0.00039	52.9	0.88	403.06
0.00042	28.87	36.52	41.43	0.80	0.00048	69.2	1.15	504.88
0.00050	28.74	35.95	39.55	1.02	0.00058	93.3	1.56	607.04
0.00058	28.64	35.36	38.49	1.23	0.00068	111	1.85	709.58
0.00067	28.6	34.36	37.02	1.41	0.00078	128	2.14	813.28

ตาราง 15 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0 x 0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 2.71 kW/m²

Q_f (m ³ /s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	T_s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.67	42.05	51.38	0.66	0.00038	53.8	0.89	398.03
0.00042	28.58	40.71	47.74	0.84	0.00048	72.6	1.20	499.49
0.00050	28.51	39.35	44.74	1.018	0.00058	93.6	1.55	601.75
0.00058	28.55	38.76	42.65	1.23	0.00067	124	2.06	703.12
0.00067	28.65	36.9	40.85	1.45	0.00077	127	2.12	807.49

ตาราง 16 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 3.60 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.54	46.78	58.35	0.76	0.00038	56.3	0.93	393.06
0.00042	28.62	45.27	54.25	0.88	0.00048	74.6	1.23	493.24
0.00050	28.58	42.9	49.42	1.12	0.00057	98.4	1.63	595.79
0.00058	28.58	40.37	45.82	1.34	0.00067	116	1.92	699.94
0.00067	28.53	38.4	43.16	1.46	0.00077	131	2.18	804.39

ตาราง 17 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0 x 0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 4.48 kW/m²

Q _f (m ³ /s)	T _{in} (°C)	T _{out} (°C)	T _s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.65	50.97	66.76	0.71	0.00038	52.6	0.86	388.50
0.00042	28.66	48.33	59.51	0.89	0.00047	73.3	1.20	489.10
0.00050	28.73	46.07	54.91	1.11	0.00057	92.5	1.52	590.41
0.00058	28.75	43.88	51.21	1.30	0.00067	111	1.83	692.90
0.00067	28.48	40.99	47.61	1.52	0.00077	123	2.04	798.78

ตาราง 18 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.0×0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 5.40 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.63	56.62	73.67	0.80	0.00038	56.8	0.92	382.65
0.00042	28.56	53.51	66.5	0.89	0.00047	75.7	1.23	482.42
0.00050	28.64	50.88	60.34	1.13	0.00057	100	1.64	582.90
0.00058	28.64	47.25	55.47	1.34	0.00067	116	1.91	686.76
0.00067	28.69	44.48	51.21	1.48	0.00076	137	2.26	790.74

ตาราง 19 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5 x 0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 1.80 kW/m²

Q_f (m ³ /s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	T_s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.7	37.42	40.34	0.38	0.00039	58.4	1.08	289.12
0.00042	28.7	36.01	38.13	0.52	0.00048	77.6	1.44	362.82
0.00050	28.54	35.12	36.53	0.59	0.00058	105	1.96	436.64
0.00058	28.52	34.26	35.37	0.77	0.00068	129	2.39	510.66
0.00067	28.53	33.67	34.57	0.84	0.00078	153	2.84	584.56

ตาราง 20 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5 x 0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 2.71 kW/m²

Q_f (m ³ /s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	T_s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.72	40.35	47.1	0.38	0.00038	44.4	0.82	286.78
0.00042	28.7	38.9	43.66	0.52	0.00048	61.3	1.13	359.93
0.00050	28.67	37.82	41.1	0.59	0.00058	83.4	1.54	433.24
0.00058	28.65	36.65	39.4	0.77	0.00068	99	1.83	507.11
0.00067	28.62	35.99	38.23	0.84	0.00077	119	2.20	580.67

ตาราง 21 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5×0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 3.60 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.42	42.82	50.72	0.38	0.00038	47.2	0.87	285.08
0.00042	28.43	41.45	47.61	0.52	0.00048	61.6	1.13	357.68
0.00050	28.41	40.15	44.28	0.59	0.00058	85.1	1.57	430.77
0.00058	28.39	38.26	41.38	0.77	0.00068	106	1.96	505.23
0.00067	28.35	36.86	39.69	0.84	0.00077	119	2.20	579.69

ตาราง 22 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5×0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 4.48 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.44	46.53	56.5	0.38	0.00038	46.8	0.86	282.19
0.00042	28.41	44.02	51.52	0.52	0.00048	61.8	1.14	355.18
0.00050	28.36	42.11	47.18	0.59	0.00058	84.8	1.56	428.52
0.00058	28.33	40.32	44.52	0.77	0.00067	101	1.87	502.45
0.00067	28.25	38.92	42.52	0.84	0.00077	117	2.17	576.57

ตาราง 23 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5×0.3 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 5.40 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.66	51.02	64.51	0.38	0.00038	43.6	0.79	278.60
0.00042	28.67	48.64	58.44	0.52	0.00047	59.4	1.08	350.49
0.00050	28.42	45.57	52	0.59	0.00057	82.6	1.51	424.41
0.00058	28.35	43.18	48.45	0.77	0.00067	99.1	1.82	498.49
0.00067	28.45	41.26	46.01	0.84	0.00077	111	2.05	572.54

ตาราง 24 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5×0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 1.80 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.4	37.34	40.02	0.41	0.00039	61.6	1.11	291.04
0.00042	28.44	35.77	37.58	0.55	0.00048	84.3	1.52	365.35
0.00050	28.45	35.12	36.27	0.63	0.00058	116	2.10	439.18
0.00058	28.46	34.26	35.25	0.80	0.00068	136	2.45	513.60
0.00067	28.48	33.58	34.41	0.88	0.00078	158	2.86	588.05

ตาราง 25 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5 x 0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 2.71 kW/m²

Q_f (m ³ /s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	T_s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.7	40.79	46.87	0.41	0.00038	48	0.86	288.05
0.00042	28.41	39.34	43.45	0.55	0.00048	68	1.22	361.78
0.00050	28.45	38.25	41.28	0.63	0.00058	88.3	1.59	435.41
0.00058	28.48	37.35	39.31	0.80	0.00068	120	2.16	509.20
0.00067	28.47	36.31	37.91	0.88	0.00077	142	2.56	583.64

ตาราง 26 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5×0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 3.60 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.64	43.67	50.86	0.41	0.00038	50.6	0.90	285.83
0.00042	28.65	41.7	46.65	0.55	0.00048	70.1	1.25	359.21
0.00050	28.55	40.26	43.93	0.63	0.00058	90.9	1.63	432.88
0.00058	28.55	38.89	41.43	0.80	0.00067	119	2.14	506.94
0.00067	28.55	37.52	39.7	0.88	0.00077	138	2.48	581.54

ตาราง 27 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5×0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 4.48 kW/m^2

Q_f (m^3/s)	T_{in} ($^{\circ}\text{C}$)	T_{out} ($^{\circ}\text{C}$)	T_s ($^{\circ}\text{C}$)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h ($\text{W/m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$)	Nu	Re
0.00033	28.58	46.87	56.9	0.41	0.00038	46.8	0.83	283.39
0.00042	28.66	45.04	51.72	0.55	0.00048	66.9	1.19	355.92
0.00050	28.51	42.76	47.44	0.63	0.00057	89.2	1.60	429.96
0.00058	28.43	41.23	44.7	0.80	0.00067	113	2.03	503.83
0.00067	28.31	39.55	42.6	0.88	0.00077	130	2.33	578.68

ตาราง 28 แสดงผลการทดลองของช่องการไหลขนาดเล็กที่ขนาดของช่องการไหล ขนาด 1.5 x 0.2 มิลลิเมตร และค่าความเข้มของความร้อน 5.40 kW/m²

Q_f (m ³ /s)	T_{in} (°C)	T_{out} (°C)	T_s (°C)	ΔP (kPa)	m (kg/s)	h (W/m ² .°C)	Nu	Re
0.00033	28.72	51.98	64.15	0.41	0.00038	47	0.83	279.39
0.00042	28.66	49.87	58.78	0.55	0.00047	63.7	1.13	351.28
0.00050	28.77	46.28	52.06	0.63	0.00057	88	1.57	425.54
0.00058	28.79	44.34	48.79	0.80	0.00067	109	1.95	499.07
0.00067	28.84	42.2	45.73	0.88	0.00077	132	2.35	573.65



ภาคผนวก ข
ตัวอย่างการคำนวณ

ตัวอย่างการคำนวณ

ข้อมูลที่ได้จากการทดลอง

ครีปชุดระบายความร้อนสูง (h)	1.0	mm
ครีปชุดระบายความร้อนกว้าง (w)	0.3037	mm
แรงดันไฟฟ้า	2.43	volt
กระแสไฟฟ้า	0.82	Amp
อัตราการไหลอากาศ	10	l/m
ความดันตกคร่อมที่ช่องการไหล (ΔP)	0.075	hPa
อุณหภูมิอากาศทางเข้าเฉลี่ย (T_{in})	28.75	$^{\circ}C$
อุณหภูมิอากาศทางออกเฉลี่ย (T_{out})	35.63	$^{\circ}C$
อุณหภูมิแผ่นทดสอบบนเฉลี่ย (T_s)	47.26	$^{\circ}C$
ความกว้างช่องการไหล (W)	40	mm
ความยาวช่องการไหล (L)	28	mm
ความสูงช่องการไหล (H)	2	mm
จำนวนช่องการไหล (n)	79	ช่อง
พื้นที่หน้าตัดของช่องทดสอบ (A_f)	0.00002399	m^2
เส้นเสมือนขอบเปียก (P)	0.2059846	m

ผลการทดลอง

ความดันตกคร่อมที่ heatsink (kPa)

$$\begin{aligned}
 \Delta P &= 0.075 \quad (\text{hPa}) \\
 &= 0.075 / 10 \\
 &= 0.0075 \quad (\text{kPa}) \\
 \Delta P / L &= 0.0075 / 0.028 \\
 &= 0.27 \quad (\text{kPa} / \text{m})
 \end{aligned}$$

กำลังไฟฟ้าป้อน heater (Watt)

$$\begin{aligned} Q &= E \cdot I \\ &= 2.43 \times 0.82 \\ &= 1.99 \text{ Watt} \end{aligned}$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศ ($^{\circ}\text{C}$)

$$\begin{aligned} T_{a_{ave}} &= (T_{in} + T_{out}) / 2 \\ &= (28.78 + 35.63) / 2 \\ &= 32.21^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

อัตราการไหลของอากาศ (m^3 / s)

$$\begin{aligned} Q_f &= 10 \text{ (l / m)} / 60(\text{s}) \times 1000(\text{l}) \\ &= 0.00017 \text{ m}^3 / \text{s} \end{aligned}$$

หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (Watt)

$$Q_{air} = mCp(T_{out} - T_{in}) \times 1000$$

$$M = Q_f \times \rho \text{ (kg / s)}$$

$$\rho = (-4 \times 10^{-8} \times T_{a_{ave}}^3) + (2 \times 10^{-5} \times T_{a_{ave}}^2) - (4.8 \times 10^{-3} \times T_{a_{ave}}) + 1.2967 \text{ (kg / m}^3\text{)}$$

$$\begin{aligned} Cp &= (2 \times 10^{-10} \times T_{a_{ave}}^4) - (7 \times 10^{-8} \times T_{a_{ave}}^3) + (8 \times 10^{-6} \times T_{a_{ave}}^2) - (3 \times 10^{-4} \times T_{a_{ave}}) \\ &\quad + 1.0102 \text{ (kJ / kg} \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho &= (-4 \times 10^{-8} \times 32.21^3) + (2 \times 10^{-5} \times 32.21^2) - (4.8 \times 10^{-3} \times 32.21) + 1.2967 \\ &= 1.16150 \text{ (kg / m}^3\text{)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} Cp &= (2 \times 10^{-10} \times 32.21^4) - (7 \times 10^{-8} \times 32.21^3) + (8 \times 10^{-6} \times 32.21^2) \\ &\quad - (3 \times 10^{-4} \times 32.21) + 1.0102 \\ &= 1.00671 \text{ (kJ / kg} \cdot \text{K)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 m &= Q_f \times \rho \\
 &= 0.00017 \times 1.16150 \\
 &= 0.000197 \quad \text{kg / s}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 Q_{\text{air}} &= mC_p (T_{\text{out}} - T_{\text{in}}) \times 1000 \\
 &= 0.000197 \times 1.00671 (35.63 - 28.78) \times 1000 \\
 &= 1.36 \quad \text{Watt}
 \end{aligned}$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน ($\text{W} / \text{m}^2 \cdot ^\circ \text{C}$)

$$h = Q_{\text{ave}} / (A_{\text{ch}} \times \Delta T_{\text{LMTD}})$$

$$Q_{\text{ave}} = (Q + Q_{\text{air}}) / 2 \quad \text{Watt}$$

$$\Delta T_{\text{LMTD}} = ((T_s - T_{\text{in}}) - (T_s - T_{\text{out}})) / \ln((T_s - T_{\text{in}}) / (T_s - T_{\text{out}})) \quad (^\circ \text{C})$$

$$Q_{\text{ave}} = (1.99 + 1.36) / 2$$

$$= 1.675 \quad \text{Watt}$$

$$\begin{aligned}
 \Delta T_{\text{LMTD}} &= ((47.26 - 28.78) - (47.26 - 35.63)) / \\
 &\quad \ln((47.26 - 28.78) / (47.26 - 35.63)) \\
 &= 14.79 \quad ^\circ \text{C}
 \end{aligned}$$

$$A_{\text{ch}} = (h \cdot L \cdot 2 + w \cdot L) \cdot n$$

$$A_{\text{ch}} = (1 \text{ mm} \times 28 \text{ mm} \cdot 2 + 0.3037 \text{ mm} \times 28 \text{ mm}) \cdot 79 \text{ ร่อง}$$

$$= 5087.6 / 1000000$$

$$= 0.0050876 \quad \text{m}^2$$

$$\begin{aligned}
 h &= 1.675 / (0.0050876 \times 14.79) \\
 &= 22.26 \quad \text{W / m}^2 \cdot ^\circ \text{C}
 \end{aligned}$$

หาค่าเซิลล์นัมเบอร์

$$NU = h \cdot D_h / K$$

$$D_h = 4 \cdot A_f / P$$

$$\begin{aligned}
 K &= (-2 \times 10^{-8} \times Ta_{ave}^2) + (7 \times 10^{-5} \times Ta_{ave}) + 0.025 \quad (\text{W / m} \cdot ^\circ \text{C}) \\
 &= (-2 \times 10^{-8} \times 32.21^2) + (7 \times 10^{-5} \times 32.21) + 0.025 \\
 &= 0.02723 \quad \text{W / m} \cdot ^\circ \text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 D_h &= 4 \times 0.00002399 / 0.2059846 \\
 &= 0.00046586 \quad \text{m}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 NU &= 22.26 \times 0.00046586 / 0.02723 \\
 &= 0.38
 \end{aligned}$$

หาเลขโนลนัมเบอร์

$$Re = V_a \cdot D_h / \nu$$

$$Q = A \cdot V_a \quad (\text{m}^3 / \text{s})$$

$$V_a = Q_f / A_f \quad (\text{m} / \text{s})$$

$$\begin{aligned}
 \nu &= ((9 \times 10^{-8} \times Ta_{ave}^3) + (9 \times 10^{-5} \times Ta_{ave}^2) + (0.0832 \times Ta_{ave}) + 13.33) \times 10^{-6} \\
 &\quad (\text{m}^2 / \text{s}) \\
 &= ((9 \times 10^{-8} \times 32.21^3) + (9 \times 10^{-5} \times 32.21^2) + (0.0832 \times 32.21) + 13.33) \times 10^{-6} \\
 &= 0.00001610625 \quad (\text{m}^2 / \text{s})
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} V_a &= 0.00017 / 0.00002399 \\ &= 7.0863 \quad \text{m / s} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Re} &= 7.0863 \times 0.00046586 / 0.00001610625 \\ &= 204.97 \end{aligned}$$



อภิธานศัพท์



รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A_f	พื้นที่ผิวทั้งหมดของหน้าตัดท่อ	m^2
A_{ch}	พื้นที่ผิวของช่องการไหล	m^2
C_p	ความร้อนจำเพาะของอากาศ	$kJ/kg.^{\circ}C$
D	เส้นผ่านศูนย์กลางท่อ	m
D_h	เส้นผ่านศูนย์กลาง hydraulic	m
H	ความสูงของช่องทดสอบ	m
h	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	$kW/m^2.^{\circ}C$
I	กระแสไฟฟ้า	Amp
E	แรงดันไฟฟ้า	Volt
k	ค่าการนำความร้อน	$kW/m^2.^{\circ}C$
L	ความยาวช่องการไหล	m
m	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s
Nu	ค่าตัวเลขไน้มเบอร์	-
P	เส้นเสมียนขอบเปิด	m
Pr	ค่าพรันด์นัมเบอร์	-
ΔP	ความดันตกคร่อม	kPa
Q	อัตราการส่งความร้อน	kW
Q_f	อัตราการไหลของของไหล	m^3/s
Q_{heater}	กำลังไฟฟ้า	kW
Q_{air}	อัตราการถ่ายเทความร้อนอากาศ	kW
Q_{ave}	อัตราการถ่ายเทความร้อนเฉลี่ย	kW
Re	ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์	-
T_{in}	อุณหภูมิอากาศทางเข้า	$^{\circ}C$
T_{out}	อุณหภูมิอากาศทางออก	$^{\circ}C$
T_s	อุณหภูมิเฉลี่ยช่องการไหล	$^{\circ}C$
$T_{a\ ave}$	อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย	$^{\circ}C$
ΔT_{LMTD}	ผลต่างอุณหภูมิเชิงล็อก	$^{\circ}C$

V_a	ความเร็วของของไหล	m/s
W	ความกว้างของช่องทดสอบ	m
v	ความหนืดเชิงจลน์	m^2/s
ρ	ความหนาแน่นของอากาศ	kg/m^3





ประวัตีย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อชื่อสกุล	นายไธสธ คนชื่อ
วันเดือนปีเกิด	10 มีนาคม 2517
สถานที่เกิด	มุกดาหาร
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตสกลนคร 199 หมู่ 4 ต. พังโคน อ. พังโคน จ. สกลนคร 47160
ตำแหน่งหน้าที่การงานปัจจุบัน	อาจารย์ ระดับ 7
สถานที่ทำงานปัจจุบัน	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตสกลนคร 199 หมู่ 4 ต. พังโคน อ. พังโคน จ. สกลนคร 47160
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ.2536	ประกาศนียบัตรวิชาชีพ สาขาวิชาช่างยนต์ จากโรงเรียนเทคโนโลยีภาคตะวันออกเฉียงเหนือ ขอนแก่น
พ.ศ.2538	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาวิชาช่างจักรกลหนัก จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตนครราชสีมา
พ.ศ.2541	ครุศาสตรบัณฑิตศึกษาศาสตร์บัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากสถาบันเทคโนโลยีราชมงคล วิทยาเขตขอนแก่น
พ.ศ.2552	บัณฑิตศึกษา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ