

การศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลในซีพียูของคอมพิวเตอร์

ปริญญานิพนธ์
ของ
เศรษฐา กลางชาติ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิทยาศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

กันยายน 2552

การศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลในซีพียูของคอมพิวเตอร์

ปริญญานิพนธ์
ของ
เศรษฐา กลางชาติ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา
ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

กันยายน 2552

ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

การศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลในซีพียูของคอมพิวเตอร์

บทคัดย่อ

ของ

เศรษฐา กลางชาติ

เสนอต่อบัณฑิตวิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษา

ตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

กันยายน 2552

เศรษฐา กลางชาติ (2552). การศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและการไหล
ในซีฟิยูของคอมพิวเตอร. ปริญญาานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิต
วิทยาลัย มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.คณะกรรมการควบคุม: รองศาสตราจารย์ ดร.
ไพศาล นาผล, ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัมมมงคล.

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับการระบบระบายความร้อนโดยใช้ชุดระบาย
ความร้อนที่มีครีบนานาเล็กแบบฉีดกระทบและแบบธรรมดาสำหรับซีฟิยูของคอมพิวเตอร โดยครี
บายความร้อนทำจากวัสดุ 2 ชนิด คือ ทองแดง และอลูมิเนียม แต่ละชนิดจะมีช่องการไหล 3 ขนาดคือ
0.5, 1.0 และ 1.25 มิลลิเมตร ในการจำลองได้ทำการจำลองในกรณีที่ซีฟิยู มีสภาวะการทำงานแบบไม่
มีภาระและมีภาระการทำงานเต็มที่ โดยในการทดลองใช้หัวฉีดขนาดตั้งแต่ 1.00-2.00 มิลลิเมตร ทำ
การปรับค่าอัตราการไหลของสารทำงาน ที่ 0.01, 0.02 และ 0.03 kg/s ผลการจำลองที่ได้นำมา
เปรียบเทียบกับผลการทดลองจริง ซึ่งพบว่าผลที่ได้จากการจำลองมีความสอดคล้องกับผลการทดลอง
เมื่ออัตราการไหลของสารหล่อเย็นสูงขึ้นทำให้ความสามารถในการระบายความร้อนดีขึ้น และพบว่า
ช่องการไหลของครีบายความร้อนที่มีขนาดเล็กสามารถระบายความร้อนได้ดีกว่าช่องการไหลที่มี
ขนาดใหญ่ เมื่อเปรียบเทียบผลกับการระบายความร้อนแบบธรรมดา พบว่าการระบายความร้อนแบบ
ฉีดกระทบจะระบายความร้อนดีกว่า และตำแหน่งของช่องการไหลของน้ำออกมีผลต่อการระบายความ
ร้อน

คำสำคัญ (Keywords): การระบายความร้อนโดยใช้ของเหลว / ซีฟิยู/ชุดระบายความร้อนที่
มีครีบนานาเล็ก

NUMERICAL INVESTIGATION ON THE HEAT TRANSFER AND FLOW CHARACTERISTIC IN
CPU OF COMPUTER

AN ABSTRACT
BY
SETTHA KLANGCHAT

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

September 2009

Settha Klangchat. (2009). "Numerical Investigation on the Heat Transfer and Flow characteristics in CPU of COMPUTER". Master thesis. M.Eng. (Mechanical Engineering). Bangkok: Graduate School, Srinakharinwirot University. Advisor Committee: Assoc. Prof. Dr. Paisarn Naphon, Asst. Prof. Dr. Pichai Assadamongkol.

The numerical result of the jet impingement and conventional heat transfer and flow characteristics of the mini-fin heat sinks of CPU for CP are presented. The heat sinks are fabricated from copper and aluminum with three different channel widths of 0.50, 1.00, 1.25 mm. The simulations are performed based on an actual operating conditions of PC; no load and full load conditions. Five different diameters of nozzle are tested based on the various cooling mass flow rate of 0.01-0.03 kg/s. The predicted results are in reasonable agreement with the measured data. It can be found that the heat transfer rate increases with decreasing channel and increasing the cooling mass flow rate. The heat transfer rates obtained from the jet impingement cooling system are higher than those from the conventional cooling system. In addition the positions of outlet section have significant effect on the heat transfer rate.

Keywords: Liquid cooling / CPU / Mini fin heat sink

ปริญญานิพนธ์

เรื่อง

การศึกษาเชิงตัวเลขเกี่ยวกับลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและการไหลในซีพียูของคอมพิวเตอร์

ของ

เศรษฐา กลางชาติ

ได้รับอนุมัติจากบัณฑิตวิทยาลัยให้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร

ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

ของมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

..... คณบดีบัณฑิตวิทยาลัย

(รองศาสตราจารย์ ดร. สมชาย สันติวัฒนกุล)

วันที่..... เดือน พ.ศ. 2552

คณะกรรมการควบคุมปริญญานิพนธ์

คณะกรรมการสอบปากเปล่า

.....ประธาน

(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล)

.....ประธาน

(พันเอก ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัมมมงคล)

.....กรรมการ

(รองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัมมมงคล)

.....กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จุฑารัตน์ คุรุเจริญ)

ประกาศคุณูปการ

ผู้วิจัยขอขอบพระคุณรองศาสตราจารย์ ดร.ไพศาล นาผล ประธานกรรมการควบคุมการทำ
ปฏิญานินพนธ์ที่ให้โอกาสในการทำวิจัยเรื่องนี้ และเชื้อเพื่อห้องปฏิบัติการเทอร์โม-ของไหลและการ
เพิ่มการถ่ายเทความร้อน (TFHT) พร้อมทั้งให้ความรู้และคำแนะนำจนปฏิญานินพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลง
ได้ด้วยดี และขอขอบพระคุณผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.พิชัย อัมภมมงคล กรรมการควบคุมการทำ
ปฏิญานินพนธ์ ที่กรุณาให้คำปรึกษา ให้แนวคิด และช่วยแก้ไขปัญหาดังที่เกิดขึ้นในการทำปฏิญานิน
พนธ์จนเสร็จสมบูรณ์

ขอขอบพระคุณ คณาจารย์จาก กองวิชาวิศวกรรมเครื่องกล รร.จปร. และคณาจารย์จาก
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ ที่ให้ความรู้และคำแนะนำอันเป็น
ประโยชน์ต่องานวิจัยเป็นอย่างดี

ท้ายสุดผู้วิจัยขอขอบพระคุณบิดาและมารดาที่ได้อบรมสั่งสอนและให้กำลังใจตลอดจน
สนับสนุนในการศึกษาและให้คำแนะนำที่เป็นประโยชน์เป็นอย่างยิ่ง และขอขอบคุณ เพื่อนๆ ที่ให้ความ
ช่วยเหลือและความร่วมมือเป็นอย่างดีในการทำวิจัยนี้

เศรษฐา กลางชาติ

สารบัญ

บทที่	หน้า
1 บทนำ.....	1
ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	2
ขอบเขตของการวิจัย.....	2
ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากการวิจัย.....	2
การทบทวนเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
2 ทฤษฎี.....	9
กฎการถ่ายเทความร้อน (Principle of Heat Transfer).....	9
การนำความร้อน (Conduction Heat Transfer).....	10
การพาความร้อน (Convection Heat Transfer).....	10
การแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer).....	11
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger).....	13
ครีบริบายความร้อน (Fin).....	16
ประสิทธิภาพและประสิทธิผลของครีบริบาย (Fin efficiency, η_f and Fin effectiveness)....	27
กฎทรงมวล (Conservation of mass).....	31
การกำหนดแบบจำลองของพื้นผิวเฮลิเมนต์เล็ก ๆ.....	32
สมการโมเมนตัม(Momentum equation).....	34
สมการพลังงาน (Energy equation).....	40
สมการพื้นฐานและการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล.....	48
แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน.....	51
แบบจำลอง <i>Standard k - ϵ</i>	52
3 ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข.....	54
ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข(Numerical method).....	54
การดิสครีไทเซชัน(Discretization).....	55
การประมาณค่าของอินทิกรัลพื้นผิว.....	57

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
3 (ต่อ).....	57
กระบวนการหาคำตอบ.....	61
เงื่อนไขขอบ.....	62
ขั้นตอนลำดับการแก้สมการ.....	64
ความผิดพลาดที่เกิดจากการจำลอง.....	66
ลักษณะของแบบจำลองที่ใช้.....	66
4 ผลและการวิเคราะห์.....	70
5 สรุปและข้อเสนอแนะ.....	114
สรุป.....	114
ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต.....	114
บรรณานุกรม.....	116
ภาคผนวก.....	121
อภิธานศัพท์.....	122
ประวัติย่อผู้วิจัย.....	124

บัญชีตาราง

ตาราง	หน้า
1 แสดงการกระจายอุณหภูมิและความร้อนถ่ายเทในครีปที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่.....	23
2 แสดงเงื่อนไขต่างๆที่ใช้ในการจำลองทั้งสองแบบจำลอง.....	69
3 แสดงอุณหภูมิของน้ำที่ทางออกเฉลี่ยระหว่างผลของการจำลองกับผลการทดลอง	71
4 แสดงผลการจำลองเมื่อเปลี่ยนขนาดความกว้างของช่องการไหล.....	73
5 แสดงผลการจำลองโดยปรับเปลี่ยนอัตราการไหลที่มีช่องการไหลของสารหล่อเย็น ขนาด 0.5 มิลลิเมตร.....	87
6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกเฉลี่ยโดยใช้ทองแดง.....	88
7 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้ากับออกของแบบจำลองโดยใช้วัสดุที่ ทำแผ่นครีปต่างชนิด.....	89
8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกเฉลี่ยในแบบจำลองแบบที่สองระหว่าง ผลการจำลองกับผลการทดลอง.....	95

บัญชีภาพประกอบ

ภาพประกอบ	หน้า
1 ลักษณะการไหลผ่านท่อสองชั้น.....	14
2 การไหลแบบ Cross flow.....	14
3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and tube.....	15
4 การใช้ครีบบรรบายความร้อน.....	17
5 ครีบบั่แบ่งตามลักษณะหน้าตัด.....	17
6 ครีบบั่ที่มีหน้าตัดไม่สม่ำเสมอ และการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกับความยาวครีบบั่.....	18
7 การกระจายอุณหภูมิในครีบบั่.....	20
8 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุมในครีบบั่ที่ระยะ x ใดๆยาว Δx	21
9 สมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุมในครีบบั่.....	21
10 ครีบบั่ที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่.....	24
11 ท่อถ่ายเทความร้อนแบบติดครีบบั่ตามยาว.....	26
12 ครีบบั่ตามแนวขวางของท่อ.....	27
13 ประสิทธิภาพของครีบบั่โดยระยะความหนาของครีบบั่เปลี่ยนแปลงกับระยะ X	29
14 ประสิทธิภาพของครีบบั่แผ่นวงกลมที่มีความหนาคงที่.....	29
15 การกำหนดแบบจำลองของพื้นผิวเอลิเมนต์เล็ก ๆ และทิศทางของการไหล.....	33
16 เอลิเมนต์เล็ก ๆ ของของไหลที่มีการเคลื่อนที่ของแรงในแนวแกน x เท่านั้นเพื่อใช้ในการประกอบของสมการโมเมนตัม.....	34
17 พลักซ์ของพลังงานที่เกี่ยวข้องกับเอลิเมนต์เล็ก ๆ ที่เคลื่อนที่ซึ่งจะแสดงพลักซ์ในแนวแกน.....	41
18 ส่วนประกอบของความเร็วที่ขึ้นกับเวลา.....	50
19 ปริมาตรควบคุม 3 มิติ.....	55
20 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่หนึ่ง.....	57
21 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่สอง.....	58
22 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก.....	59
23 ขั้นตอนและลำดับการแก้สมการ.....	65
24 แสดงแบบจำลองแบบที่หนึ่ง.....	67

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
25 แสดงแบบจำลองแบบที่สอง.....	68
26 แสดงแบบจำลองแบบที่หนึ่ง.....	70
27 แสดงแบบจำลองแบบที่สอง.....	70
28 แสดงแบบจำลองที่ปรับเปลี่ยนทางออกจากแบบที่สอง.....	72
29 แสดงตำแหน่งตัดแบบจำลองแบบที่หนึ่ง.....	73
30 แสดงเส้นการไหลของสารหล่อเย็นภายในแบบจำลอง.....	74
31 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้า $Y = 9.25$ มิลลิเมตร.....	75
32 แสดงคอนทัวร์ความเร็วที่ทางเข้า $Y = 9.25$ มิลลิเมตร.....	76
33 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ตำแหน่ง $x = 18.50$ มิลลิเมตร.....	76
34 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกตำแหน่ง $y = 62.05$ มิลลิเมตร.....	77
35 แสดงคอนทัวร์ความเร็วที่ทางออกตำแหน่ง $y = 62.05$ มิลลิเมตร.....	78
36 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิที่ทางออกตำแหน่ง $x = 51.85$ มิลลิเมตร.....	79
37 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิระยะ $x = 18.50$ มิลลิเมตร.....	79
38 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิที่ระยะ $Y = 18.50$, $Y = 27.75$ และ $Y = 52.80$ มิลลิเมตร....	80
39 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิระยะ $Y = 62.50$ มิลลิเมตร.....	82
40 แสดงคอนทัวร์ของแผ่นครีบบระบายความร้อนของแบบจำลองแบบที่หนึ่งทั้งสาม ขนาด.....	83
41 (ก) แสดงคอนทัวร์ความเร็ว, (ข) แสดงคอนทัวร์ความดัน, (ค) แสดงคอนทัวร์ อุณหภูมิ.....	85
42 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับความดันทานความร้อน.....	90
43 แสดงความเร็วตามช่องการไหลในแนวแกนเอียงช่องการไหลกว้าง 0.50 mm.....	91
44 แสดงความเร็วตามช่องการไหลในแนวแกนเอียงช่องการไหลกว้าง 1.00 mm.....	92
45 แสดงความเร็วตามช่องการไหลในแนวแกนเอียงช่องการไหลกว้าง 1.25 mm.....	93
46 แสดงลักษณะของแบบจำลองที่ใช้แบบที่สองและตำแหน่งในการตัด.....	94
47 แสดงเส้นการไหลของแบบที่สอง.....	96
48 แสดงเวกเตอร์ของความเร็วที่ทางเข้า $X = 0.00$ มิลลิเมตร.....	97
49 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วที่ทางเข้า $X = 0.00$ มิลลิเมตร.....	98

บัญชีภาพประกอบ(ต่อ)

ภาพประกอบ	หน้า
50 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออก $X=22.63$ มิลลิเมตร.....	98
51 แสดงคอนทัวร์ความเร็วที่ทางออก $X=22.63$ มิลลิเมตร.....	99
52 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิ $X=0.00$ มิลลิเมตร.....	100
53 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิ $X=9.25$ มิลลิเมตร.....	101
54 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิที่ทางออก.....	102
55 (ก) แสดงคอนทัวร์ความเร็ว, (ข) แสดงคอนทัวร์ความดัน, (ค) แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิ	103
56 แสดงคอนทัวร์ของแผ่นครีบบระบายความร้อนแบบที่สองทั้งสามขนาด.....	104
57 แสดงการเปรียบเทียบขนาดของหัวฉีดที่ต่างกัน.....	106
58 กราฟแสดงการเปรียบเทียบขนาดของหัวฉีดที่แตกต่างกันโดยให้ซีฟียูมีภาระทำงาน เต็มประสิทธิภาพ.....	107
59 กราฟแสดงขนาดของอัตราการไหลที่แตกต่างกัน.....	108
60 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับความต้านทานอุณหภูมิ.....	109
61 แสดงการปรับปรุงแบบจำลองที่สอง.....	110
62 แสดงเส้นการไหลของสารหล่อเย็นในระบบของการปรับปรุงแบบจำลองที่สอง.....	110
63 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิของการปรับปรุงแบบจำลองที่สอง.....	111
64 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิทั้งแผ่นครีบ.....	112
65 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ทางออกของสารหล่อเย็นระหว่างแบบจำลองแบบที่ สองและการปรับเปลี่ยนทางออกของแบบจำลองแบบที่สอง.....	113

บทที่ 1

บทนำ

ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากในยุคปัจจุบันคอมพิวเตอร์เป็นอุปกรณ์อำนวยความสะดวกที่มีความสำคัญต่อมนุษย์เป็นอย่างมากทั้งทางด้านการศึกษางานอุตสาหกรรม การติดต่อสื่อสาร การประมวลผล หรือแม้แต่ความบันเทิง จึงทำให้คอมพิวเตอร์มีการพัฒนาอย่างต่อเนื่องรวดเร็วเพื่อตอบสนองความต้องการของผู้บริโภค โดยส่วนประกอบของคอมพิวเตอร์จะประกอบไปด้วยส่วนที่เรียกว่าฮาร์ดแวร์และซอฟต์แวร์ ส่วนประกอบฮาร์ดแวร์ที่สำคัญมากที่สุดชิ้นหนึ่งในคอมพิวเตอร์คือ “Central Processing Unit; CPU(ซีพียู)” เป็นส่วนที่ทำหน้าที่ในการประมวลผลข้อมูลและควบคุมการทำงานของระบบ ให้สามารถทำงานได้ตามต้องการ ซึ่งได้มีการนำเอาซีพียู ไปประยุกต์ใช้ในระบบต่างๆมากมาย แต่ในบางครั้งจะพบว่าอายุการใช้งานของซีพียูมีช่วงอายุการใช้งานที่สั้นกว่าปกติ อันเนื่องมาจากความร้อนที่เกิดขึ้นจากการทำงานของฮาร์ดแวร์รวมทั้งซีพียูในขณะที่เครื่องคอมพิวเตอร์ทำงาน ซึ่งเป็นผลมาจากตัวระบายความร้อนที่ติดตั้งมากับเครื่องคอมพิวเตอร์ ยังมีประสิทธิภาพไม่เพียงพอ จนทำให้เกิดความเสียหายกับเครื่องคอมพิวเตอร์ นอกจากปัญหาอายุการใช้งานแล้วความร้อนยังส่งผลต่อประสิทธิภาพการประมวลผลของคอมพิวเตอร์ทำให้คอมพิวเตอร์ไม่สามารถทำงานได้เต็มประสิทธิภาพที่มีอยู่ ซึ่งปัญหาในการระบายความร้อนนี้เราสามารถพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูงขึ้นไปได้ โดยปกติแล้วในอุปกรณ์คอมพิวเตอร์ทั่วไปจะใช้เพียงการระบายความร้อนจากพัดลมระบายความร้อนเท่านั้น โดยวิธีหนึ่งที่จะเพิ่มขีดความสามารถการระบายความร้อนให้มีประสิทธิภาพที่สูงขึ้นโดยการใช้ครีปที่ระบายความร้อนด้วยน้ำซึ่งไม่มีเทอร์โมอิเล็กทริกในการทำมาเย็นให้กับซีพียู ซึ่งจะช่วยให้อายุการใช้งานของคอมพิวเตอร์และยังช่วยเพิ่มประสิทธิภาพในการทำงานให้แก่คอมพิวเตอร์ได้อีกด้วย

ปัจจุบันศาสตร์ทางด้านจำลองเชิงตัวเลขได้พัฒนาจนมีความก้าวหน้าและแม่นยำมากยิ่งขึ้น ดังนั้น CFD (Computational Fluid Dynamics) ซึ่งเป็นศาสตร์ที่ช่วยในการคาดเดาพฤติกรรมและลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนของของไหลได้นำมาใช้งานสำหรับการศึกษาพฤติกรรมการไหลภายในชุดครีประบายความร้อน โดยจะทำให้ค่าใช้จ่ายของอุปกรณ์ต่างๆ และโปรแกรมที่ใช้ต่ำกว่าการทดลองรวมทั้งเวลาที่ใช้ในการวิเคราะห์ยังสั้นกว่าการทดลองจริงอีกด้วย ทำให้เป็นที่นิยมมาก เพราะความสามารถทางด้านคอมพิวเตอร์ในปัจจุบันได้มีการพัฒนาให้ทันสมัยมากยิ่งขึ้น สำหรับประโยชน์โดยส่วนใหญ่ของการใช้กระบวนการทาง CFD คือแสดงสนามการไหลภายในหรือรอบๆ

อุปกรณ์ต่างๆ ดังนั้นกระบวนการทาง CFD จึงเหมาะสำหรับการวิเคราะห์การไหลภายในครีบบระบายความร้อนเมื่อมีการเปรียบเทียบช่องทางของการไหลเข้าและออกจากครีบบระบายความร้อนให้แตกต่างกันไป

ในการศึกษาครั้งนี้จะใช้กระบวนการทาง CFD หาผลเฉลยเรื่องการถ่ายเทความร้อนภายในครีบบระบายความร้อนบนพื้นฐานของระเบียบวิธีปริมาตรสี่เหลี่ยม โดยใช้โปรแกรม CFDsign มาช่วยวิเคราะห์เพื่อจำลองการไหลภายในชุดครีบบระบายความร้อน ในขั้นแรกนั้นจะทำการจำลองพฤติกรรม การไหลภายในครีบบระบายความร้อนด้วยน้ำเพียงอย่างเดียวและหลังจากนั้นก็ทำการปรับเปลี่ยนขนาดของความกว้างของช่องทางไหล สุดท้ายก็ทำการปรับเปลี่ยนช่องทางของการไหลเข้าและออก

วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

1. เพื่อศึกษาเชิงตัวเลขถึงคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของ CPU ของคอมพิวเตอร์
2. ศึกษาอิทธิพลของตำแหน่งทางเข้าของสารหล่อเย็นกับความสามารถในการถ่ายเทความร้อน

ขอบเขตของการวิจัย

1. ทำการจำลองการไหลภายในครีบบระบายความร้อนโดยใช้โปรแกรม CFDesign ช่วยในการวิเคราะห์การไหล โดยจะทำการปรับเปลี่ยนระยะห่างของ ความกว้างของช่องทางไหลของครีบบ จากเดิม 0.50 เพิ่มขึ้นเป็น 1.0 และ 1.25 มิลลิเมตร
2. ทำการปรับเปลี่ยนช่องทางของไหลไหลเข้าและออกคือปรับเปลี่ยนช่องทางเข้าจากเดิม เข้าทางด้านข้าง เปลี่ยนเป็นฉีดเข้าตรงกลางของชุดครีบบระบายความร้อนและช่องทางออกจากเดิม ออกจากด้านข้างเพียงหนึ่งช่องทางเปลี่ยนเป็นให้ออกบริเวณขอบทั้งสองด้าน ตามลำดับ เพื่อนำผลจากการจำลองการไหลมาเปรียบเทียบกัน

ประโยชน์ที่จะได้รับ

1. ทราบอิทธิพล และนำความรู้จากการเปลี่ยนแปลงขนาดของช่องความกว้างของช่องทางไหลที่มีผลต่อลักษณะการไหลเพื่อนำไปใช้ในการออกแบบครีบบระบายความร้อน
2. ทราบอิทธิพลจากการเปลี่ยนแปลงช่องทางในการไหลเข้าและออกของของไหลที่มีผลต่อลักษณะการไหลเพื่อนำไปใช้ในการออกแบบครีบบระบายความร้อน

3. นำความรู้ที่ได้ในการศึกษาพฤติกรรมของการไหลมาประยุกต์ใช้ในการออกแบบชุดครีประบายความร้อนให้เหมาะสม

การทบทวนเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

จากการสำรวจเอกสารงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่า มีนักวิจัยต่างๆ ที่ทำงานเกี่ยวกับการระบายความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบมีครีบโดยใช้ของเหลวที่ไม่ใช่เทอร์โมอิเล็กทริก มีดังต่อไปนี้

ไว และฮอนด้า (Wei; & H. Honda. 2003). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อดูผลของความสูงและความหนาของแผ่นระบายความร้อน โดยการถ่ายเทความร้อนจะไหลผ่านในลักษณะท่วมวัตถุ แผ่นระบายความร้อนทำมาจาก ซิลิกอน โดยใช้แก๊ส FC-72 เป็นสารทำงาน แบ่งลักษณะของครีบที่ทำการทดลองเป็น 6 แบบ แบ่งตามขนาดได้ดังนี้ 30×60 , 30×120 , 30×200 , 50×60 , 50×200 และ $50 \times 270 \mu\text{m}$ (thickness*height) แผ่นระบายความร้อนมีขนาด $10 \times 10 \times 0.5 \text{ mm}^2$ ระยะห่างระหว่างครีบมีค่าเป็นสองเท่าของขนาดครีบ ในการทดลองสารทำงานมีอุณหภูมิที่ 0, 3, 25, 45 K ที่ความดันบรรยากาศ เมื่อนำผลการทดลอง 3 ตัวมาเปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบ พบว่าเมื่อชุดระบายมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนมากขึ้นผลการทดลองจะแสดงให้เห็นถึงการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นค่อนข้างมาก ที่บริเวณครีบจะมีค่าความร้อนเพิ่มขึ้นเมื่อเปรียบเทียบกับชุดระบายความร้อนแบบแผ่นเรียบ โดยอุณหภูมิสูงสุดที่ครีบสามารถรับได้คือ 85 เมื่อเราให้ครีบมีขนาดคงที่แต่เพิ่มความสูงของครีบแทน ค่าของการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น แต่ความสูงครีบต้องต้องมีค่ามากกว่าความหนา

ดีดาร์ูล และคณะ (Didarul; et al. 2007). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองถึงการ ถ่ายเทความร้อนของของไหลที่ผ่านผิวสัมผัสของครีบในลักษณะการนำความร้อนโดยใช้อากาศเป็นสารทำงาน ในช่วงค่า $Re_L = 6250-25000$ ผ่านครีบที่วางอยู่บนแผ่นระบายความร้อนและวางในท่อขนาดเล็กที่มีความกว้างของช่องการไหล 200 mm ครีบสูง 20 mm ครีบทำมาจากอลูมิเนียม หรือ เรซิน วางเรียงแบบกว้าง 7 แถว ยาว 7 แถว วางให้ครีบบนแบบที่ 1 มีมุมเอียง แบบที่ 2 เป็นแบบซิกแซก โดยช่องระหว่างครีบจะกำหนดโดยวัดจากจุดกึ่งกลางครีบตัวที่ 1 ไปตัวที่ 2 โดยแกน $x = Sx/L$ แกน $z = Sz/L$ ตามลำดับ การวัดอุณหภูมิจะใช้เทอร์โมคัปเปิล ชนิด T และใช้กล้องอินฟราเรดตรวจวัดอุณหภูมิที่พื้นผิวและลักษณะการกระจายตัวของอุณหภูมิ สีที่ไหลในช่องการไหลและ film ของ Titanium oxide ที่ติดอยู่กับผิวของครีบที่สังเกตเห็นจะนำไปสู่การศึกษาถึงพฤติกรรมการไหลและผลของการถ่ายเทความร้อน ในกรณีที่ครีบทำมุมเอียงไปทางเดียวกันเมื่อสารทำงานไหลผ่านครีบจะเกิดการหมุนวนของสารทำงานคล้ายรูปตัว U และจะหมดไปเมื่อไหลผ่านชุดระบายความร้อนไปแล้ว ค่าของแรงเสียดทานมีค่าคงที่ ในกรณีชุดระบายความร้อนแบบซิกแซกมีมากกว่าแบบมุมเอียง เมื่อดูผลของการถ่ายเท

ความร้อน พบว่าครีบบีบอัดให้ประสิทธิภาพในการระบายความร้อนที่ดีกว่าแบบมูมเอียงและแบบแผ่นเรียบ

ลอนเน และคณะ (Launay; et al. 2006). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อนของน้ำสัมผัสครีบบีบอัดระบายความร้อนโดยใช้ PF 5060 และ deionized ซึ่งเป็นสาร Nano particle ทำการทดลองที่อุณหภูมิของสารทำงานเท่ากับ 35-60°C เมื่อทำการทดลองแล้วพบว่าชุดระบายความร้อนแบบ 3D microstructure ให้ค่าความร้อนมากกว่าชนิดอื่นเมื่อทำการทดลองกับสาร PF 5060 มีค่า Heat flux = และน้ำให้ค่า Heat flux = 27W/Cm² แสดงว่าน้ำสามารถระบายความร้อนได้ดีกว่า PF 5060

โกชา และเปเลซ (Kosar; & Peles. 2007). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีครีบบีบอัด Hydrofoil (วงรี) โดยใช้สารทำความเย็น R- 123 โดยค่าเฉลี่ย 2 ช่วงของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีมากกว่า Heat flux จาก 19-312W/Cm² Mass flux จาก 976-2349W/Cm² ผลการวิจัยนี้จะแสดงผลที่เกิดขึ้นจากการไหล โดยแบ่งออกเป็น 3 แบบดังนี้ การเกิดฟองอากาศ ความไม่สม่ำเสมอของสารทำงาน การเกิดการหมุนวนของสารทำงาน แนวโน้มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและรูปแบบการไหลจะนำไปใช้เพื่อสรุปผลของการพาความร้อนในระบบเครื่องจักรกลอื่นๆได้

โกชา และเปเลซ (Kosar; & Peles. 2006). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองการเกิดการถ่ายเทความร้อนแบบ Single-phase การเริ่มระเหยและผลของแรงดันตบคร่อมของสารทำงานที่เคลือบอยู่ที่ครีบบีบอัดระบายความร้อนโดยใช้สารทำความเย็น R- 123 ครีบบีบอัดมีความยาว 243μm ขนาดความกว้างของช่องการไหล 99.5 μm ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและ Nusselt number มีค่าสูงกว่าผลของ Heat flux จาก 3.5-65.5W/Cm² และค่า Reynolds number จาก 134-314W/Cm² การเริ่มเป็นไอของสารทำงานมาจากการสังเกต การไหลแบบ Single-phase ในชุดระบายความร้อนมีความคงที่ อุณหภูมิที่ทางออกมีค่ามากกว่าอุณหภูมิในตัว

โบวมิก และคณะ (Bhowmik; et al. 2005). ทำการศึกษาด้วยวิธีทดลองเกี่ยวกับการพาความร้อน โดยศึกษาการถ่ายเทความร้อนของชิพ 4 ตัว ที่มีรูปทรงสี่เหลี่ยมวางเรียงต่อกันเป็นแถวตรง โดยใช้น้ำเป็นสารทำงาน ข้อมูลจากการทดลองการไหลจะอยู่ในช่วงการไหลแบบราบเรียบ ค่า Reynolds number ที่ไหลในช่องการไหลอยู่ระหว่าง 20-2220 ค่า Reynolds number ของแหล่งความร้อนภายนอกที่คิดตามความยาวจะอยู่ในช่วง 50-2775 ค่า Heat flux อยู่ในช่วง 0.1-0.6 W/Cm² อุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าอยู่ที่ 24°C ผลของ Heat flux อัตราการไหล รูปร่างของชิพ ตัวแปรเหล่านี้จะนำมาใช้ในการหาประสิทธิภาพของชิพ ผลการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่ามาก

ขึ้น ค่า Reynolds number ที่ไหลภายในท่อก่อนมาถึงชิพมีค่ามาก ค่า Nusselt number, Reynolds number, Grashof number มีความเกี่ยวข้องกับการทดลองนี้มาก โดยจะมีผลโดยตรงกับขนาดของช่องการไหลเมื่อมีสารทำงานไหลผ่าน

ซาง และคณะ (Zhang; et al. 2005). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองถึงการไหลแบบ Single phase ของของไหลที่ไหลผ่านช่องการไหลขนาดเล็กของชุดระบายความร้อนที่เป็นชิ้นส่วนของอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ โดยทำการทดลองที่ 2 ขนาดที่แตกต่างกันคือ 12×12 mm และ 10×10 mm วิธีการทดลองจะให้ความร้อนกับชุดระบายความร้อนแล้วนำครีบอลูมิเนียมมาวางบนชุดระบายความร้อนเพื่อให้เกิดการถ่ายเทความร้อนจากชุดระบายความร้อนมายังครีบอลูมิเนียม ครีบอลูมิเนียมมีขนาด 15 mm (L) $\times$ 12 mm (W) การถ่ายเทความร้อนจะถ่ายจากชุดระบายความร้อนผ่านหน้าสัมผัสแล้วมาระบายความร้อนที่ครีบอลูมิเนียม ครีบอลูมิเนียมวางให้ห่างกันเพื่อเว้นช่องว่างให้สารทำงานไหลผ่าน โดยค่าความต้านทานความร้อนของสารทำงานที่ทางเข้าของชุดระบายความร้อนขนาด 12 mm อยู่ในช่วง 0.44 - 0.32 W/Cm² สำหรับชุดระบายความร้อนขนาด 10 mm จะอยู่ในช่วง 0.59 - 0.44 W/Cm² ค่าความร้อนสูงสุดจะอยู่ที่หน้าสัมผัสของชุดระบายความร้อนกับครีบอลูมิเนียมโดยกระจายตัวอย่างสม่ำเสมอทั่วหน้าสัมผัส ผลการทดลองพบว่าค่าของแรงดันตกคร่อมมีความใกล้เคียงกันของชุดระบายความร้อนทั้งสองแบบ แต่ที่แตกต่างกันคือค่าความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนขนาด 10 mm มีมากกว่า แบบ 12 mm ที่อัตราการไหลของสารทำงานเท่ากัน

เฟิง และซุ (Feng; & Xu. 2004). ทำการศึกษาด้วยวิธีการคำนวณเชิงตัวเลขเพื่อหาคำตอบของค่าความต้านทานความร้อนของชุดระบายความร้อนของชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ เมื่อได้ความร้อนจากแหล่งความร้อนภายนอก (Heat source-Heater) โดยขนาดของชุดระบายความร้อนมีขนาดเล็กกว่า Heat source จะติดตั้ง Heat source ไว้ที่ตำแหน่งตรงกลางด้านหลังของชุดระบายความร้อนและปล่อยความร้อนให้กระจายทั่วแผ่นระบายความร้อนแบบคงที่ ขนาดที่คงที่ของแผ่นระบายความร้อนทำให้สามารถคำนวณเพื่อหาค่าความต้านทานความร้อนสูงสุดที่แพร่กระจายทั่วแผ่นระบายความร้อนได้ จุดที่สัมผัสกับความร้อนและค่าความร้อนที่ป้อนให้มีความสัมพันธ์กับขนาดของพื้นที่การถ่ายเทความร้อน ความหนาและค่า Biot number ของแผ่นระบายความร้อน

โมฮัมเหม็ด (Mohamed. 2006). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเกี่ยวกับการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนในอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์โดยใช้อากาศเป็นสารทำงาน ครีบระบายความร้อนทำมาจากอลูมิเนียมเป็นรูปสี่เหลี่ยมวางเรียงแถวซ้อนกันโดยมีขนาดดังนี้ 3×3 แถว, 4×4 แถว, 5×5 แถว, 6×6 แถว ใช้ความเร็วอากาศที่ $3.246.84$ /ms ให้ไหลผ่านแผ่นระบายความร้อนที่มีขนาดความกว้าง 0.02 m สูง 0.03 m ให้ค่าความร้อนที่ 40 - 100 °C ผลการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเท

ความร้อนเฉลี่ยมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยเมื่อเพิ่มจำนวนแถวของครีป แต่จะมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงสุดเมื่อเพิ่มความเร็วของอากาศ เมื่อเพิ่มความสูงของช่องการไหลทำให้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเฉลี่ยมีค่าสูงขึ้น ค่าเฉลี่ยของ Nusselt number มีความสัมพันธ์กับอัตราส่วนความสูงที่เพิ่มขึ้นโดยมีค่า error ไม่เกิน $40100-18\% \pm$

ชิน และชวง (Chein; & Chuang. 2007). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนโดยใช้ Nano fluid แผ่นระบายความร้อนทำมาจากซิลิกอน ใช้สาร $CuO-H_2O$ ผสมกันในอัตราส่วน $CuO/H_2O=0.2-0.4\%$ ผลการทดลองพบว่า Nano fluid สามารถรับพลังงานความร้อนจากแผ่นระบายความร้อนได้มากกว่าน้ำที่อัตราการไหลของสารทำงานต่ำ เมื่ออัตราการไหลสูงขึ้นการถ่ายเทความร้อนจะถูกบังคับด้วยปริมาตรของของไหลและอุณหภูมิของ Nano fluid ไม่สามารถดูดซับความร้อนที่มีขนาดใหญ่กว่าได้ ฉะนั้นการหาค่าอุณหภูมิที่ถูกต้องตามทฤษฎีต้องใช้อัตราการไหลที่ต่ำ ที่อัตราการไหลที่สูงไม่สามารถวัดอุณหภูมิได้ในทางทฤษฎีเนื่องจาก Nano fluid มีการจับตัวเป็นกลุ่มก้อนและเป็นตะกอน การใช้ Nano fluid ยังพบว่ามีการเพิ่มขึ้นของแรงดันตกคร่อม

เซา และลู (Zhao; & Lu. 2002). ทำการศึกษาด้วยวิธีเชิงตัวเลขเพื่อดูผลของการถ่ายเทความร้อนในลักษณะการพาความร้อนในช่องการไหลขนาดเล็ก พบว่าค่า Porosity (ϵ_{opt}) ที่เหมาะสมมีค่าลดลงเมื่ออัตราส่วนของขนาดช่องการไหลลดลง หรือในกรณีการเปลี่ยนการไหลจาก laminar เป็น turbulent และน้ำสามารถนำความร้อนได้ดีกว่าอากาศ

กุกลิเอลมินี มิเซล และชินัน (Guglielmini; Misale; & Schenone. 2002). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองการถ่ายเทความร้อนของครีปที่ทำจากทองแดง โดยใช้ Fluorinert (FC-72) เป็นสารทำงาน ทดสอบการเรียงตัวของครีปที่แตกต่างกัน 3 แบบ ลักษณะครีปเป็นแบบสี่เหลี่ยมเรียงเป็นแถวตามแนวยาว ความสูงของครีปเท่ากับ 3 mm และ 6 mm ความกว้างของช่องการไหลตั้งแต่ 0.4-1 mm ใช้ความดันที่ 0.5, 1, 2 bar ขนาดของช่องการไหลและแรงดันมีผลต่อการถ่ายเทความร้อน โดยเฉพาะการเพิ่มขึ้นของขนาดครีปทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนสูงขึ้น

ฮอนด้า และไว (Honda; & Wei. 2004). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองการถ่ายเทความร้อนของชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ที่มีครีประบายความร้อนลักษณะเป็นแท่งยื่นออกมาจากฐาน โดยพันเคลือบที่ผิวครีปให้ขรุขระและเกิดการระบายความร้อน และดูผลของการเริ่มลดลงของอุณหภูมิที่สูงเกินบริเวณครีประบายความร้อนเมื่อมี เคลือบอยู่ รวมทั้งการถ่ายเทความร้อนของครีปในกรณีที่ครีปอยู่ในช่วงอุณหภูมิวิกฤติ

เซียง และชาง (Chiang; & Chang. 2006). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของชุดระบายความร้อนที่มีครีบบ โดยทำการศึกษาถึงมวลการไหล และขนาดของช่องการไหลที่สามารถรับอุณหภูมิที่สูงที่สุดได้เท่าไร รูปแบบการทดลองจะเปลี่ยนค่าพารามิเตอร์ต่างๆที่มีผลต่อการระบายความร้อนของชุดระบายความร้อน เช่น ความสูงของครีบบ ความกว้างของช่องการไหล โดยใช้อากาศเป็นสารทำงาน

เจ็ง และเซ็ง (Jeng; Tzeng. 2007). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อหาค่าของแรงดันตกคร่อมและการถ่ายเทความร้อนของครีบบแบบสี่เหลี่ยมที่วางเรียงในช่องอุโมงค์แบบสี่เหลี่ยม โดยใช้อากาศเป็นสารทำงาน ค่าความกว้างของช่องการไหลตามแนวยาวคือ 1.5, 2, 2.8 ค่าความกว้างตามแนวขวางคือ 1.5, 2, 2.8 การเรียงตัวของครีบบเป็นแบบแถวตอนและแถวสลับ

ลี เชา และไช (Li; Chao; & Tsai. 2005). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อหาประสิทธิภาพทางความร้อนของชุดระบายความร้อนด้วยการใช้กล้องถ่ายภาพรังสีความร้อน ค่าพารามิเตอร์ที่ทำการศึกษาคือ ผลของ Reynolds number ความกว้างของช่องการไหล ความสูงของช่องการไหล ระยะห่างของหัวฉีดกับปลายของครีบบระบายความร้อน ชุดระบายเป็นแบบครีบบและแผ่นเรียบ ใช้อากาศเป็นสารทำงาน

ดุกรูซ เออดาเนทา และอเดกา (Dogruoz; Urdaneta; & Ortega. 2005). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อดูผลของความดันและความร้อนที่มีผลต่อการระบายความร้อนของชุดระบายความร้อนแบบครีบบสี่เหลี่ยม ที่เรียงตัวกันแบบแถวตอนลึก โดยเหนือครีบบจะปล่อยให้สารทำงานไหลผ่าน (By pass) ค่า Reynolds number และความสูงของช่อง by pass มีผลต่อประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน

โคบัส และโอชิโอะ (Kobus; & Oshio. 2005). ทำการศึกษาในทางทฤษฎีและทำการทดลองจริงเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของชุดระบายความร้อนขนาดเล็ก ใช้วิธีการคำนวณเพื่อหาประสิทธิภาพของชุดระบายความร้อนที่มีรูปร่างต่างกัน รวมทั้งความร้อน การไหลของสารทำงาน ใช้อากาศเป็นสารทำงาน

ยูคุท และคณะ (Yukut; et al. 2006). ทำการศึกษาด้วยวิธีการทดลองเพื่อดูผลของความสูงและความกว้างของครีบบระบายความร้อนแบบหกเหลี่ยม ขนาดของช่องการไหลตามแนวยาวและตามแนวขวาง ความเร็วของสารทำงาน และความดันตกคร่อมจะใช้วิธีการของ Taguchi ผลการทดลองทำให้ทราบว่าครีบบขนาดความกว้าง 14 mm สูง 150 mm ความกว้างตามทิศทางการไหลและตามแนวขวาง 20 mm ความเร็วของสารทำงานที่ 4 m / s มีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนได้ดีที่สุด

ไพศาล และสงกรานต์ (N. Paisarn ; & W. Songkran. 2009). ได้ทำการศึกษาและพัฒนา ระบบระบายความร้อนโดยทำการทดลองซึ่งใช้ของเหลวของชุดระบายความร้อนที่มีครีขนาดเล็กที่มี และไม่มีเทอร์โมอิเล็กทริกสำหรับซีพียูของคอมพิวเตอร์ โดยเปรียบเทียบการระบายความร้อนของชุดระบายความร้อนทำจากวัสดุ 2 ชนิด คือ ทองแดง และอลูมิเนียม แต่ละชนิดจะมีช่องการไหล 3 ขนาดคือ 0.5, 1.0 และ 1.25 มิลลิเมตร ในการทดลองจะทำการทดลองในขณะที่ซีพียู มีสภาวะการทำงานแบบไม่มีภาระ และมีภาระการทำงาน 100 เปอร์เซ็นต์ ในช่วงเวลา 180 นาที และทำการปรับค่าอัตราการไหลของสารทำงาน ที่ 0.01, 0.02 และ 0.03 kg/s ผลการทดลองที่ได้นำมาเปรียบเทียบกับระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ท่อความร้อน และระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ จากผลการศึกษาพบว่า เมื่ออัตราการไหลของสารทำงานสูงขึ้นทำให้ความสามารถในการระบายความร้อนดีขึ้น และพบว่าช่องการไหลของชุดระบายความร้อนที่มีขนาดเล็กสามารถระบายความร้อนได้ดีกว่าช่องการไหลที่มีขนาดใหญ่ ระบบระบายความร้อนที่มีเทอร์โมอิเล็กทริกมีความสามารถในการระบายความร้อนดีที่สุดเมื่อนำผลมาเปรียบเทียบกับระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ท่อความร้อน และระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ อย่างไรก็ตาม ระบบระบายความร้อนด้วย เทอร์โมอิเล็กทริกสิ้นเปลืองพลังงานมากกว่าระบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ท่อความร้อน และระบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

จากการศึกษาเอกสารและงานวิจัยที่เกี่ยวข้องพบว่าการศึกษาดังกล่าวเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนด้วยชุดระบายความร้อนที่มีครีขนาดเล็กโดยใช้ของเหลวที่ไม่มีเทอร์โมอิเล็กทริกสำหรับซีพียูของคอมพิวเตอร์มีน้อยมาก ดังนั้นในการศึกษานี้จึงได้ศึกษาเชิงทำการจำลองเกี่ยวกับการถ่ายเทความร้อนด้วยชุดระบายความร้อนที่มีครีขนาดเล็กโดยใช้ของเหลวที่ไม่มีเทอร์โมอิเล็กทริกสำหรับซีพียูของคอมพิวเตอร์ โดยศึกษาถึงตัวแปรต่างๆ เช่น ความกว้างของช่องการไหล และช่องทางการไหลเข้าออกของของเหลว ซึ่งส่งผลต่อความสามารถในการระบายความร้อนของซีพียู

บทที่ 2

ทฤษฎี

กฎการถ่ายเทความร้อน (Principle of Heat Transfer)

การถ่ายเทความร้อนเป็นวิทยาศาสตร์แขนงหนึ่ง ที่ศึกษาการกำหนดการถ่ายเทพลังงานซึ่งจะพิจารณาค่าอุณหภูมิที่แตกต่างกันในเนื้อของวัสดุ ในวิชา เทอร์โมไดนามิกส์ มักสอนว่าการถ่ายเทพลังงานนั้น กำหนดได้ด้วยความร้อน การถ่ายเทความร้อนในด้านวิทยาศาสตร์ จะไม่อธิบายว่าพลังงานความร้อน เกิดการถ่ายเทขึ้นได้อย่างไร แต่มักจะกำหนดอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนในเงื่อนไขที่เจาะจง ความจริงแล้ว อัตราการถ่ายเทความร้อน คือ สิ่งที่จะต้องนำมาพิจารณาวัตถุประสงค์ของการวิเคราะห์ ในจุดที่มีความแตกต่างกัน ระหว่างการถ่ายเทความร้อนกับเทอร์โมไดนามิกส์ ว่าเป็นอย่างไร วิชาเทอร์โมไดนามิกส์ กำหนดให้ระบบอยู่ในสภาวะสมดุลอาจนำไปใช้กำหนดปริมาณของพลังงานที่ต้องการ เพื่อใช้เปลี่ยนแปลงระบบ จากสภาวะที่สมดุลหนึ่งไปสู่สภาวะอื่น ซึ่งการเปลี่ยนแปลงนี้ ไม่ได้กำหนดว่ามีการเปลี่ยนแปลงเร็วแค่ไหน แต่จะพิจารณาระบบที่ไม่อยู่ในสภาวะสมดุล ในระหว่างกระบวนการที่เกิดขึ้นนั้น การถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มหลักการในกฎข้อที่หนึ่งและข้อที่สองของ เทอร์โมไดนามิกส์ โดยเพิ่มกฎของการทดลองซึ่งอาจใช้หาอัตราการถ่ายเทความร้อน ขณะเดียวกันวิทยาศาสตร์ทางด้าน เทอร์โมไดนามิกส์ นำเอากฎที่ได้จากการทดลอง มาใช้เป็นพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนเป็นหลัก ซึ่งทำให้ง่ายต่อการนำไปใช้ในสถานการณ์ที่มีความแตกต่างกันได้

ขณะเดียวกัน ตัวอย่างที่แตกต่างของปัญหาชนิดต่าง ๆ มักกำหนดด้วย เทอร์โมไดนามิกส์ และการถ่ายเทความร้อน เช่น เมื่อพิจารณาถึงการถ่ายเทความร้อนออกจากแท่งเหล็กกล้าที่จมอยู่ภายในถังน้ำ เทอร์โมไดนามิกส์ อาจจะนำมาใช้เพื่อกำหนด อุณหภูมิสมดุลสุดท้ายร่วมกันของแท่งเหล็กกล้ากับน้ำได้ เทอร์โมไดนามิกส์ จะไม่บอกว่าใช้เวลานานเท่าใด เพื่อให้เข้าสู่สภาวะสมดุล หรือค่าอุณหภูมิของแท่งเหล็กกล้า ณ ช่วงเวลาที่กำหนดแน่นอนก่อนที่จะเข้าสู่สภาวะสมดุล การถ่ายเทความร้อน อาจต้องใช้เพื่อทำนาย อุณหภูมิของแท่งเหล็กกล้าและน้ำ ว่าเป็นฟังก์ชันของเวลา

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนที่สมบูรณ์แบบนั้น จำเป็นจะต้องทราบถึงกลไกการถ่ายเทความร้อนแบบต่าง ๆ ซึ่งมีอยู่ด้วยกัน 3 แบบ คือ

1. การนำความร้อน
2. การพาความร้อน
3. การแผ่รังสีความร้อน

ในการออกแบบและการวิเคราะห์การแลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จะต้องคุ้นเคยกับกลไกการถ่ายเทความร้อนของแต่ละแบบ และความสัมพันธ์ระหว่างการถ่ายเทความร้อนแบบนั้น ๆ ด้วยส่วนรายละเอียดของการถ่ายเทความร้อนแต่ละแบบ มีดังต่อไปนี้

1. การนำความร้อน (Conduction Heat Transfer)

การนำความร้อน คือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง ไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำภายในตัวกลางเดียวกัน หรือเป็นการเคลื่อนที่ระหว่างตัวกลางที่ติดกัน แต่มีอุณหภูมิต่างกัน ในการนำความร้อน ความร้อนจะเคลื่อนที่ผ่านโมเลกุลของสาร โดยที่โมเลกุลไม่เคลื่อนที่ (อยู่นิ่ง) การนำความร้อนจะเกิดขึ้นได้ดีมากในตัวกลางที่เป็นของแข็ง การเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการนำ เกิดขึ้นบ้างในของเหลวและก๊าซ แต่มักจะแยกไม่ออกจากการเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการพา ความร้อนเคลื่อนที่ได้โดยการเคลื่อนที่ของ Electron จากจุดที่มีอุณหภูมิสูงไปสู่จุดที่มีอุณหภูมิต่ำ นอกจากนี้ความร้อนยังเคลื่อนที่ไปได้โดยการสั่นสะเทือนของโมเลกุลภายในของแข็ง ในลักษณะของพลังงานการสั่นสะเทือน (Vibration Energy)

หลักการคำนวณเกี่ยวกับการนำความร้อน ถูกตั้งขึ้นโดย Joseph Fourier นักวิทยาศาสตร์ชาวฝรั่งเศส Fourier ได้เสนอสมการที่ใช้สำหรับคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำในปี ค.ศ.1822 โดยอาศัยข้อมูลจากการทดลอง คือ

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (2-1)$$

โดยที่ k คือ ค่าการนำความร้อน (Thermal Conductivity) มีหน่วยเป็น W / mK

A คือ พื้นที่ตั้งฉากกับการเคลื่อนที่ของความร้อน

$\frac{dT}{dx}$ คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิเทียบกับระยะทาง

สมการที่ (2-1) นี้เรียกว่า Fourier Rate Equation ซึ่งเป็นสมการที่ได้มาโดยอาศัยผลการทดลอง จากสมการนี้ เราสามารถหาสมการอื่น ๆ เพื่อใช้เป็นประโยชน์ในการคำนวณเกี่ยวกับการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการนำได้

2. การพาความร้อน (Convection Heat Transfer)

การพา คือ การที่ความร้อนเคลื่อนที่ระหว่างผิวของของแข็งกับของไหล ของไหลจะทำหน้าที่เป็นตัวพาความร้อนมาให้ หรือพาความร้อนออกจากผิวของของแข็ง กลไกที่ทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของ

ความร้อนโดยการพา นั้น เกิดจากผลรวมของการนำความร้อน การสะสมพลังงานและการเคลื่อนที่ของของไหล การพาความร้อน แบ่งออกได้เป็น 2 ลักษณะ

1. การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)
2. การพาความร้อนแบบอิสระ (Natural หรือ Free Convection)

การพาโดยการบังคับ (Forced Convection) คือ การเคลื่อนที่ของความร้อน ระหว่างผิวของของแข็งกับของไหล ซึ่งของไหลถูกบังคับให้เคลื่อนที่ไปสัมผัสกับผิวของแข็ง โดยมีกลไกภายนอกเป็นตัวขับเคลื่อน เช่น พัดลม หรือเครื่องสูบน้ำ

การพาตามธรรมชาติ (Natural หรือ Free Convection) คือ การเคลื่อนที่ของความร้อน ระหว่างผิวของแข็งกับผิวของไหล โดยที่ไม่มีกลไกภายนอกใด ๆ มาทำให้ของไหลเคลื่อนที่ แต่ของไหลที่อยู่ใกล้กับผิวของแข็งก็อาจเคลื่อนที่ได้โดยแรงลอยตัวของของไหลเอง แรงลอยตัวนี้เกิดจากความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล เมื่อเกิดความแตกต่างของอุณหภูมิในชั้นของของไหล

การคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพานั้นเป็นสิ่งที่ยุ่งยาก เมื่อพิจารณาแล้ว มีหลายสิ่งหลายอย่างที่มีผลต่อการเคลื่อนที่ของความร้อนแบบการพา เป็นต้นว่า คุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหล เช่น ความหนาแน่น ความร้อนจำเพาะ ความหนืด ความเร็วของของไหล ความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของพื้นผิวของแข็งกับของไหล เป็นต้น Newton ได้ตัดปัญหาความยุ่งยากเหล่านี้ โดยเสนอสมการสำหรับคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพา ไว้ดังนี้

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

โดยที่ h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (Heat Transfer Coefficient) ซึ่งได้รวมเอาความยุ่งยากทั้งหมดไว้ ถ้าเรารู้วิธีการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนได้ เราก็คำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการพาได้ สมการสำหรับคำนวณค่าสัมประสิทธิ์ของการพาความร้อนเป็นส่วนใหญ่มักจะเป็นสมการชนิด Empirical Equation h มีหน่วยเป็น W/m^2K ในระบบ SI ค่า q คือ อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหน่วยพื้นที่ของของแข็งที่สัมผัสกับของไหล T_h คืออุณหภูมิที่ร้อนกว่า (อาจจะเป็นของไหลหรือของแข็งก็ได้) T_c คืออุณหภูมิต่ำกว่า (อาจจะเป็นของไหลหรือของแข็งก็ได้)

3. การแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer)

ในการแผ่รังสี ความร้อนเคลื่อนที่ได้โดยมีตัวกลางดังเช่นในการนำและการพา ในการแผ่รังสี ความร้อนจะเคลื่อนที่ได้ดีที่สุดในสุญญากาศ การที่จะอธิบายว่า ความร้อนเคลื่อนที่ได้

อย่างไรนั้น เป็นสิ่งซึ่งยากที่จะอธิบายให้เห็นถึงพฤติกรรมทางกายภาพได้ มีผู้ที่พยายามเสนอทฤษฎีเกี่ยวกับการแผ่รังสีหลายทฤษฎี แต่ก็ไม่ค่อยเป็นที่ยอมรับ ส่วนทฤษฎีซึ่งเป็นที่ยอมรับมากที่สุดขณะนี้ เป็นทฤษฎีที่นำเสนอโดย Einstein ซึ่งกล่าวว่า ในการแผ่รังสี ความร้อนเคลื่อนที่โดยอาศัยกลไกของคลื่นแม่เหล็กไฟฟ้าสำหรับวิศวกร วิธีการที่ความร้อนเคลื่อนที่โดยการแผ่รังสี อาจจะไม่มีความสำคัญเท่ากับที่จะรู้วิธีการคำนวณหาอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนโดยการแผ่รังสี ในปี 1884 Stefan และ Boltzmann ได้เสนอสมการในการคำนวณอัตราการเคลื่อนที่ของความร้อนสูงสุดโดยการแผ่รังสีจากวัตถุที่มีพื้นที่ A และอุณหภูมิ T ดังนี้

$$Q = \sigma AT^4 \quad (2-3)$$

โดยที่ σ คือค่าคงที่ Stefan-Boltzmann ซึ่งมีค่า $5.67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^4$ ในระบบ SI สมการนี้สามารถที่จะนำไปใช้ในการคำนวณ เพื่อประโยชน์ในการออกแบบเครื่องมือต่าง ๆ

ในปัจจุบัน ปัญหาของการแผ่รังสีกำลังมีผู้สนใจมากเป็นพิเศษ เนื่องจากขาดแคลนพลังงาน พลังงานแสงอาทิตย์ซึ่งแผ่จากดวงอาทิตย์มายังโลก เป็นแหล่งพลังงานที่อาจจะนำมาใช้ทดแทนพลังงานที่กำลังใช้อยู่ในปัจจุบันได้

วัตถุที่จะให้ค่าการแผ่รังสีสูงสุดตามสมการ (2-3) เรียกว่า วัตถุอุดมคติ (Ideal Body) หรือ วัตถุดำ (Black Body) วัตถุที่มีอยู่ทั่ว ๆ ไปจะแผ่รังสีได้น้อยกว่าวัตถุอุดมคติ การแผ่รังสีความร้อนจากวัตถุโดยทั่ว ๆ ไป ที่มีอุณหภูมิ T และพื้นที่ A จะเขียนได้ดังนี้

$$Q = E\sigma AT^4 \quad (2-4)$$

โดยที่ E คือคุณสมบัติทางการแผ่รังสีความร้อนของวัตถุ ซึ่งเรียกว่า ค่าการแผ่รังสี (Emissivity) ซึ่งเป็นปริมาณที่แสดงถึงประสิทธิภาพการแผ่รังสีความร้อนของวัตถุ เมื่อเปรียบเทียบกับวัตถุที่สามารถแผ่รังสีความร้อนได้สูงสุด E จะมีค่าน้อยกว่า 1 เสมอ

สมการ (2-4) ใช้สำหรับหาอัตราการแผ่รังสีความร้อนจากวัตถุที่มีพื้นที่ A การที่จะหาอัตราแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการแผ่รังสีความร้อน ระหว่างวัตถุสองชิ้นที่มีอุณหภูมิต่างกัันนั้นยุ่งยากมาก เราจะพิจารณาการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างวัตถุเล็กที่มีพื้นที่ผิว A และค่าการแผ่รังสีความร้อน E กับวัตถุใหญ่ซึ่งครอบคลุมวัตถุเล็กอยู่ โดยที่วัตถุเล็กมีอุณหภูมิ T_h และวัตถุใหญ่มีอุณหภูมิ T_c เราจะเขียนอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนสุทธิระหว่างวัตถุทั้งสองได้เป็น

$$Q_n = E\sigma A(T_h^4 - T_c^4)$$

เราอาจจะเขียนสมการสำหรับอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสุทธิ

$$\begin{aligned} Q_n &= E\sigma(T_h^2 + T_c^2)(T_h + T_c)A(T_h - T_c) \\ Q_n &= h_r A(T_h - T_c) \end{aligned} \quad (2-5)$$

โดยที่

$$h_r = E\sigma(T_h^2 + T_c^2)(T_h + T_c) \quad (2-6)$$

h_r คือ สัมประสิทธิ์ของการแผ่รังสีความร้อน (Radiation Heat Transfer Coefficient)

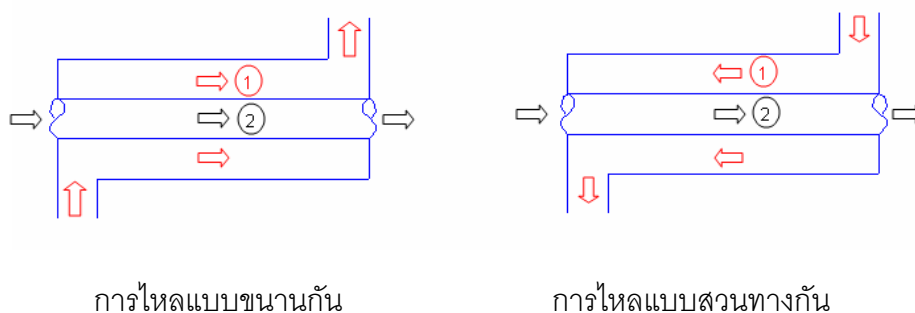
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ เครื่องมือที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน เพื่อให้ของไหลนั้น ๆ มีอุณหภูมิสูงขึ้นหรือต่ำลง ตามลักษณะของงานที่ต้องการใช้ เช่น ถ้าต้องการให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อจะเอาผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนไปใช้ในงานทำความเย็น ก็จะต้องใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำให้ของไหลที่จะนำไปใช้นั้นมีอุณหภูมิลดลง เช่น ในงานปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่ ๆ แต่ถ้าต้องการให้ผลที่ได้จากการแลกเปลี่ยนความร้อนออกมาให้ของไหลมีอุณหภูมิสูงขึ้น ก็ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ช่วยในการทำความร้อนให้กับของไหล เช่น ในงานผลิตกระแสไฟฟ้า ที่ต้องใช้ไอน้ำเป็นตัวปั่นกังหัน และต้องมีการอุ่นน้ำเลี้ยงที่ใช้ในหม้อไอน้ำ ก็ต้องใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้ามาช่วยแทนที่จะต้องเอาน้ำเย็นมาต้ม ซึ่งต้องใช้พลังงาน และเวลามาก กว่าที่จะได้ไอน้ำที่มีอุณหภูมิตามที่ต้องการไปใช้งาน แต่ถ้ามีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก็สามารถนำ น้ำ หรืออากาศที่อุณหภูมิต่ำ มาแลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น แล้วจึงนำไปต้มในหม้อไอน้ำที่จะทำให้ประหยัดพลังงาน และเวลาได้อีกทางหนึ่ง ซึ่งหลักการทำงานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นจะขึ้นอยู่กับทิศทางการไหลของของไหล และชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจะได้กล่าวต่อไป

ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Classification of Heat Exchanger)

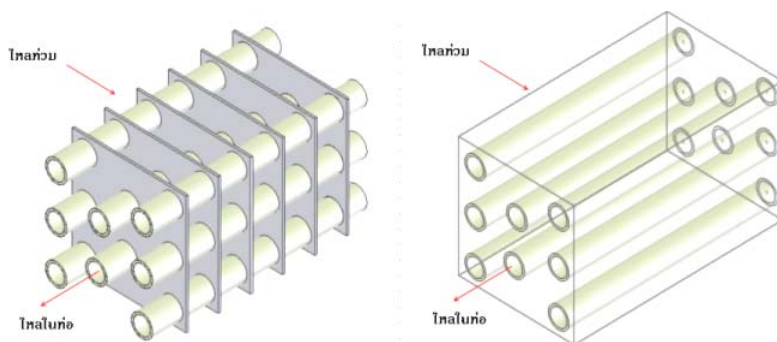
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก โดยทั่วไป จำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็น 3 แบบ คือ

1. แบบท่อสองชั้น (Concentric Tube) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ อาจอยู่ในลักษณะของท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกัน ส่วนการไหลมีอยู่ 2 แบบคือ ไหลในทิศทางเดียวกันกับไหลสวนทาง ดังภาพประกอบ 5



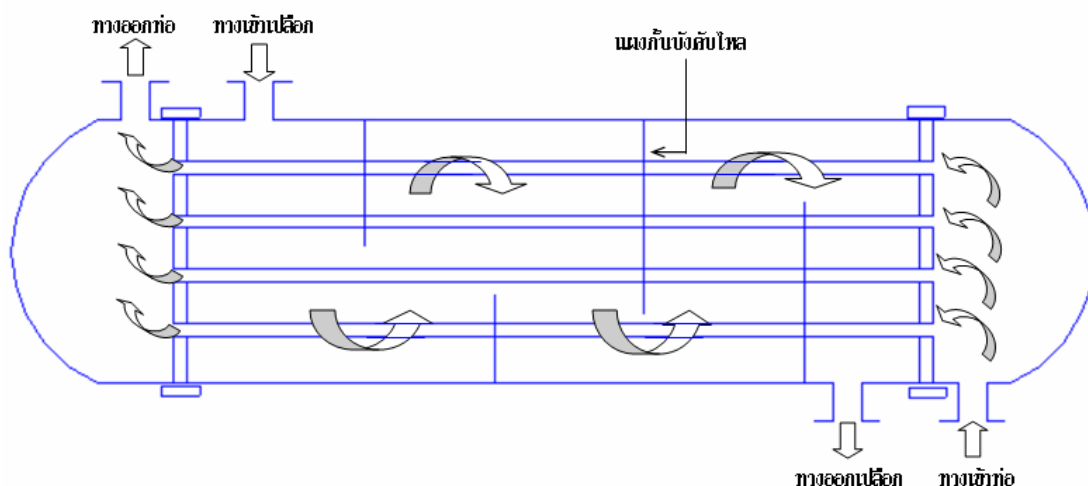
ภาพประกอบ 1 ลักษณะการไหลผ่านท่อสองชั้น

2. แบบทิศทางการไหลตั้งฉากกัน (Cross Flow) ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ของไหลจะมีทิศทางตั้งฉากกัน ลักษณะการไหลอาจไหลเดี่ยวเดียว หรือสองเดี่ยว หรือมากกว่านั้นก็ได้



ภาพประกอบ 2 การไหลแบบ Cross flow

3. แบบเชลล์และท่อ (Shell and Tube) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลอย่างหนึ่งอยู่ในเชลล์ อีกอย่างหนึ่งอยู่ในท่อ ส่วนลักษณะการไหลจะไหลแบบสวนทางหรือขนานกัน อาจทั้งสองอย่างรวมกันในเครื่องเดียวหรืออาจจะไหลตั้งฉากกับท่ออีกด้วย



ภาพประกอบ 3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell and tube

สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient)

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (U) เป็นสัดส่วนกับค่าแลกเปลี่ยนความร้อนในรูปของค่าความต้านทานทางความร้อนรวม สำหรับความสัมพันธ์ทั่ว ๆ ไปจะเป็นดังนี้

$$\text{ผนังรวม} : U = \frac{1}{1/h_o + L/k + 1/h_i} \quad (2-7)$$

$$\text{ผนังทรงกระบอก} : U = \frac{1}{r_o/r_i h_i + [r_o \ln(r_o/r_i)] / k + 1/h_o} \quad (2-8)$$

$$: U = \frac{1}{1/h_i + [r_o \ln(r_o/r_i)] / k + r_i/r_o h_o} \quad (2-9)$$

ส่วนสมการการถ่ายเทความร้อนคือ

$$: Q = UA(\Delta T_{LMTD}) \quad (2-10)$$

กรณีที่ผิวภายนอกท่อติดครีป สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (U) จะสามารถหาค่าได้จากสมการ

$$U_i = \left[\frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o \{ (A_o / A_i) + \eta_f (A_f / A_i) \}} \right]^{-1} \quad (2-11)$$

โดยที่ A_o, A_i คือ พื้นที่ผิวภายนอกและภายในของท่อตามลำดับ m^2

h_o, h_i คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวภายนอกท่อและภายในท่อตามลำดับ $W/m^2 K$

A_f คือ พื้นที่ผิวของครีป m^2

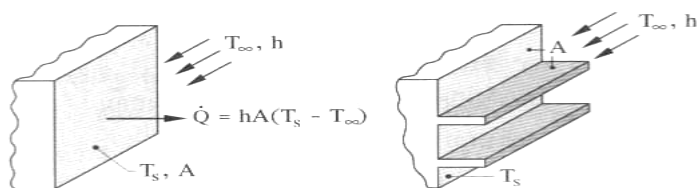
η_f คือ ประสิทธิภาพของครีป

r_o, r_i คือ ความหนาของผนัง (รัศมีของภายนอกและภายในของทรงกระบอก) m

ΔT_{LMTD} คือ อุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ยที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด K

ครีประบายความร้อน (Fin)

จากการศึกษาลักษณะและพฤติกรรมของการนำความร้อนที่เกิดขึ้นกับอุปกรณ์ที่ใช้ในงานวิศวกรรมด้านความร้อนที่ผ่านมา จะพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนโดยการนำความร้อนของวัตถุในระบบพิกัดฉาก (ผนังราบ) ระบบทรงกระบอก และระบบทรงกลมนั้นในบางกรณีไม่สามารถถ่ายเทความได้ตามความต้องการของวิศวกรผู้ออกแบบ สาเหตุเนื่องจากข้อจำกัดของพื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อน A_s และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพา h_{conv} จากสาเหตุผลทั้งสองนี้การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนโดยการพานั้นสามารถกระทำให้ยากกว่าและมีค่าใช้จ่ายสูง แต่สำหรับเพิ่มพื้นที่ผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อนในทางปฏิบัติสามารถทำได้ง่ายกว่า โดยการติดตั้งหรือเพิ่มเติมชิ้นส่วนยื่นออกมาสัมผัสกับของไหล และส่วนยื่นออกมานี้เราเรียกว่า ครีประบายความร้อน (FIN) ดังภาพประกอบ 4



ภาพประกอบ 4 การใช้ครีบบระบายความร้อน

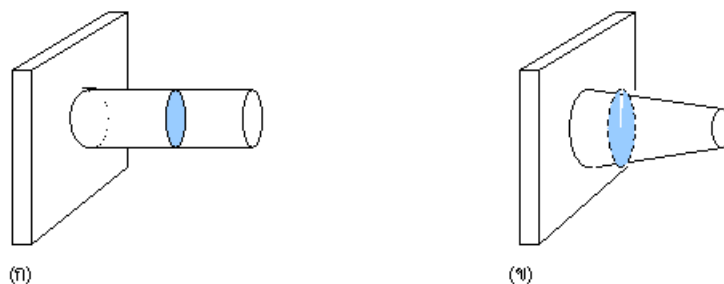
ชนิดของครีบบ

มีวิธีการจำแนกครีบบอยู่สองวิธีคือ จำแนกโดยลักษณะของรูปตัดของครีบบ และจำแนกตามรูปร่างของครีบบ

ครีบบแบ่งออกตามลักษณะรูปตัดดังนี้

1. ครีบบที่มีหน้าตัดสม่ำเสมอ (Fin of uniform cross section) ดังแสดงในภาพประกอบ 5 (ก)
2. ครีบบที่มีหน้าตัดไม่สม่ำเสมอ (Fin of no uniform cross section) ดังแสดงในภาพประกอบ 5 (ข)

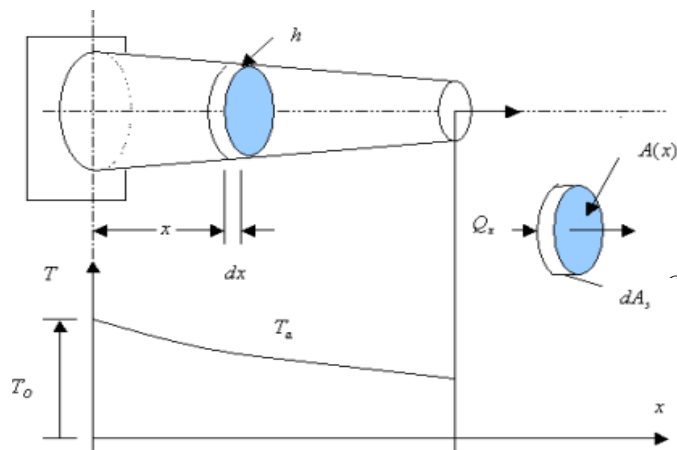
ประกอบ 5 (ข)



ภาพประกอบ 5 ครีบบที่แบ่งตามลักษณะหน้าตัด

สมการของครีบบที่มีหน้าตัดไม่สม่ำเสมอ

สมการของครีบบเป็นสมการดิฟเฟอเรนเชียล ซึ่งได้จากการพิจารณาความสมดุลของความร้อนบนส่วนหนึ่งของครีบบ พิจารณาการเคลื่อนที่ของความร้อน โดยการนำความร้อนเข้าและออกจากส่วนของครีบบซึ่งมีความยาว dx ดังแสดงในภาพประกอบ 6



ภาพประกอบ 6 ครีปที่มีหน้าตัดไม่สม่ำเสมอ และการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกับความยาวครีป

พิจารณาการเคลื่อนที่ของความร้อน โดยการนำความร้อนเข้าและออกจากส่วนของครีปซึ่งมีความยาว dx ดังแสดงในภาพประกอบ 6

จากสมการของฟูริเยร์ สมการการนำความร้อนเขียนได้ดังนี้

$$Q = -kA \left(\frac{dT}{dx} \right)$$

อัตราการนำความร้อนเข้ามายังส่วนของครีปที่มีความยาว dx

$$Q = -kA \left(\frac{dT}{dx} \right)$$

อัตราการนำความร้อนออกจากส่วนของครีปที่มีความยาว dx

$$\begin{aligned} Q_{x+dx} &= Q_x + \left(\frac{dQ_x}{dx} \right) dx \\ &= -kA \left(\frac{dT}{dx} \right) - k \frac{d}{dx} \left(\frac{AdT}{dx} \right) dx \end{aligned}$$

(พื้นที่หน้าตัด A เปลี่ยนแปลงกับระยะทาง x ในกรณีนี้) อัตราการนำความร้อนผลลัพธ์เข้าส่วนของครีปที่มีความยาว dx

$$\begin{aligned}
 Q_{cond} &= Q_x - Q_{x+dx} \\
 &= k \frac{d}{dx} \left(\frac{AdT}{dx} \right) dx \\
 &= \left[kA \left(\frac{d^2 T}{dx^2} \right) + k \left(\frac{dA}{dx} \right) \left(\frac{dT}{dx} \right) \right] dx
 \end{aligned}$$

อัตราการพาความร้อนจากส่วนของครีปซึ่งมีความยาว dx

$$Q_{conv} = h dA_s (T - T_a)$$

อัตราในการสะสมความร้อนในส่วนของครีปซึ่งมีความยาว dx

$$Q_s = A dx \rho C_p \left(\frac{dT}{dt} \right)$$

จากการสมดุลของพลังงาน ความร้อนที่เคลื่อนที่เข้ามาสู่ส่วนของครีปที่มีความยาว dx โดยการนำ จะเท่ากับอัตราการพาความร้อนออกจากครีป รวมกับอัตราการสะสมความร้อน ดังนั้น

$$\left[kA \left(\frac{d^2 T}{dx^2} \right) + k \left(\frac{dA}{dx} \right) \left(\frac{dT}{dx} \right) \right] dx = h dA_s (T - T_s) + A dx \rho C_p \left(\frac{dT}{dt} \right)$$

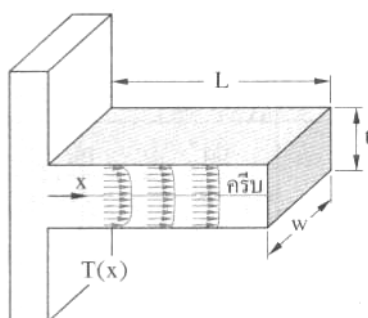
หรืออาจเขียนได้ดังนี้

$$\frac{d^2 T}{dx^2} + \frac{1}{A} \left(\frac{dA}{dx} \right) \left(\frac{dT}{dx} \right) - \frac{h}{kA} \left(\frac{dA_s}{dx} \right) (T - T_a) - \frac{\rho C_p}{k} \left(\frac{dT}{dt} \right) = 0 \quad (2-12)$$

สมการนี้ เป็นสมการดิฟเฟอเรนเชียล ที่ใช้ได้กับครีปที่มีพื้นที่หน้าตัดใด ๆ ก็ได้

การวิเคราะห์ครีประบายความร้อนใน 1 มิติมีสมมติฐานดังนี้

1. เนื่องจากครีปที่ใช้มีสภาพนำความร้อนสูง การกระจายอุณหภูมิจึงสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัด ครีป $T = T(x)$ ดังภาพประกอบ 7
2. ปกติความกว้างของครีป (w) มีขนาดยาวกว่าความยาวของครีป (L) และความหนาของครีป (t) มาก จึงไม่คำนึงถึงผลการนำความร้อนตามแนวความกว้าง
3. พิจารณาการนำความร้อนใน 1 มิติ พิกัดฉาก ในสภาวะคงตัว
4. สภาพนำความร้อนของครีปคงที่



ภาพประกอบ 7 การกระจายอุณหภูมิในครีป

ดังนั้น การวิเคราะห์ปัญหาของครีประบายความร้อนจะประมาณให้อุณหภูมิที่ฐานครีประบายความร้อน มีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิของผิวความร้อนของตัวกลางที่ติดครีปนั้น ๆ และการพิจารณาอัตราการถ่ายเทความร้อนระหว่างครีประบายความร้อน และของไหลบริเวณรอบ ๆ ครีปสามารถใช้สมการความร้อนและภาพประกอบ 7 แสดงได้คือ

$$q_{conv} = hA_o(T_b - T_\infty)$$

$$q_{conv} = hA_{tot}(T_b - T_\infty) \quad (2-13)$$

เมื่อ

A_o คือ พื้นที่ผิวทั้งหมดที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อน m^2

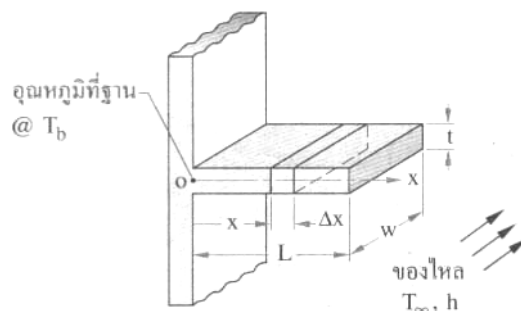
h คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนระหว่างพื้นผิวความร้อนและของไหล

$W / m^2 K$

T_b คือ อุณหภูมิที่ฐานครีประบายความร้อน $^{\circ}C$

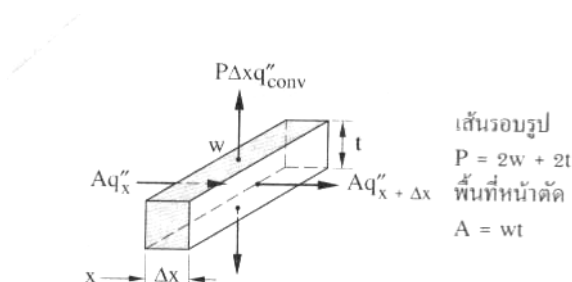
T_∞ คือ อุณหภูมิสิ่งแวดล้อม $^{\circ}C$

การวิเคราะห์การนำความร้อนของครีประบายความร้อนที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่



ภาพประกอบ 8 การวิเคราะห์สมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุมในครีที่ระยะ x ไตยาว Δx

พิจารณาครีที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ในภาพประกอบ 8 ครีที่พิจารณามีอุณหภูมิฐานครีคงที่ T_b กว้าง w ยาว L หนา t วางไว้ในของไหลซึ่งมีอุณหภูมิ T_∞ ที่มีสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h พิจารณาสมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุมภายใต้สภาวะคงตัวดังภาพประกอบ 9



ภาพประกอบ 9 สมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุมในครี

สมมติให้ $T_b > T_{(x)} > T_\infty$ ภายใต้สมดุลจะได้

$$\{Aq_x'' - Aq_{x+\Delta x}'' = P\Delta xq_{conv}''\}$$

$$\lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{q_{x+\Delta x}'' - q_x''}{\Delta x} = -\frac{Ph}{A}(T - T_\infty)$$

$$\frac{dq_x''}{dx} = -\frac{Ph}{A}(T - T_\infty)$$

$$k \frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{Ph}{A}(T - T_\infty)$$

ดังนั้น

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{Ph}{A}(T - T_\infty) = 0 \quad (2-14)$$

นำมาเขียนใหม่เป็นสมการอนุพันธ์วิเคราะห์ครีبدังนี้

$$\left[\frac{d^2\theta}{dx^2} \right] - m^2\theta = 0 \quad (2-15)$$

โดยที่

$$\begin{aligned} m^2 &= \frac{Ph}{Ack} \\ m &= \sqrt{\frac{Ph}{Ack}} \end{aligned} \quad (2-16)$$

$$\theta = \theta(x) = T - T_\infty$$

และ

$$T = T(x)$$

P คือเส้นรอบรูปและ $P = 2w + 2t$

A คือเส้นรอบรูปและ $A = wt$

ผลเฉลยของสมการอนุพันธ์ 2-16 แบ่งพิจารณาเป็น

1. สำหรับครีปที่มีความยาวจำกัด L
- 2.

$$\theta(x) = C_1 \cosh m(L - x) + C_2 \sinh m(L) \quad (2-17)$$

C_1, C_2 หาได้โดยอาศัยเงื่อนไขขอบเขตปัญหา

2. สำหรับครีปที่มีความยาวอนันต์

$$\theta(x) = C_3 e^{-mx} + C_4 e^{mx} \quad (2-18)$$

C_3, C_4 หาได้โดยอาศัยเงื่อนไขขอบเขตปัญหาซึ่งแบ่งออกเป็นได้หลายกรณีดังนี้

1. กรณีครีบริบมีความยาวอนันต์
2. กรณีไม่คิดความร้อนสูญเสียออกที่ปลายครีบริบ
3. กรณีที่ปลายครีบริบมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h_c
4. กรณีที่ปลายครีบริบมีอุณหภูมิคงที่ T_L

การนำความร้อนของครีบริบระบายความร้อนเป็นการวิเคราะห์ในหนึ่งมิติ ที่สภาวะคงตัว การกระจายอุณหภูมิสม่ำเสมอตลอดพื้นที่หน้าตัดที่ระยะใดๆ ไม่คิดผลการถ่ายเทความร้อนด้านข้างของครีบริบ ในการพิจารณาจะแบ่งออกเป็น 4 กรณีด้วยกันซึ่งแสดงในตาราง 1 คือ

ตาราง 1 การกระจายอุณหภูมิและความร้อนถ่ายเทในครีบริบที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

กรณี	เงื่อนไขขอบเขตที่ปลายครีบริบ	การกระจายอุณหภูมิ (θ/θ_b)	อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านครีบริบ $\dot{Q} \text{ (W)}$
1	ครีบริบมีความยาวอนันต์ ($L \rightarrow \infty$) $\theta(L) = 0$	e^{-mx}	$\theta_b \sqrt{PhkA}$
2	ไม่คิดความร้อนสูญเสียที่ปลายครีบริบ $\left. \frac{d\theta}{dx} \right _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL}$	$\theta_b \sqrt{PhkA} \tanh mL$
3	มีสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h_c) $-k \left. \frac{d\theta}{dx} \right _{x=L} = 0$	$\frac{\cosh m(L-x) + (h_c/mk) \sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h_c/mk) \sinh mL}$	$\theta_b \sqrt{PhkA} \left[\frac{\sinh mL + (h_c/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h_c/mk) \sinh mL} \right]$
4	มีอุณหภูมิปลายครีบริบคงที่ $\theta(L) = \theta_L$	$\frac{\theta_L / \theta_b \sinh mx + \sinh m(L-x)}{\sinh mL}$	$\theta \sqrt{PhkA} \left(\frac{\cosh mL - \theta_L / \theta_b}{\sinh mL} \right)$
โดยที่ $\theta = T - T_\infty, \theta_b = T_b - T_\infty, \theta_L = T_L - T_\infty$ และ $m = Ph / Ak$			

ผลการวิเคราะห์ครีบริบตามเงื่อนไขขอบเขตต่างๆข้างต้นสรุปไว้ในตาราง 1

ในกรณีที่ 2 ในตาราง 2 ใช้กับครีบริบที่มีความยาวไม่มากนัก สำหรับครีบริบที่มีความยาวมากๆ (ความยาวอนันต์) จะอยู่ในเงื่อนไขของ $\tanh mL$ เข้าใกล้ 1.0 พบว่า

$$mL = 1 \Rightarrow \tanh mL = 0.7616$$

$$mL = 2 \Rightarrow \tanh mL = 0.964$$

$$mL = 3 \Rightarrow \tanh mL = 0.995$$

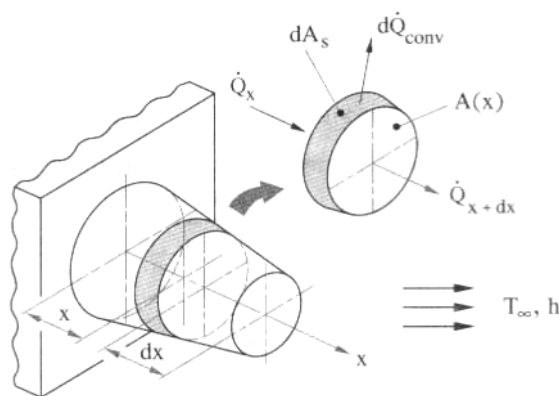
ดังนั้นจึงสรุปว่า

กรณีครีความยาวอนันต์จะมีค่า $mL \geq 2.65$

ดังนั้นถ้า $\tanh mL \approx 1.0$ กรณีที่ 2 จะเปลี่ยนเป็นกรณีที่ 1

ในกรณีที่ 2 ในตาราง 1 เมื่อพิจารณาเป็นกรณีที่ไม่มีความร้อนสูญเสียที่ปลายครี (หรือ $h_e = 0$) จะพบว่ากรณีที่ 3 นี้จะเปลี่ยนเป็นกรณีที่ 2

การวิเคราะห์การนำความร้อนของครีระบายความร้อนที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่



ภาพประกอบ 10 ครีที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่

พิจารณาการถ่ายเทความร้อนผ่านครีที่มีพื้นที่หน้าตัดไม่คงที่ $A = A(x)$ และของไหลโดยรอบมีอุณหภูมิ T_∞ และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนคงที่ h ดังภาพประกอบ 10 ภายใต้สภาวะคงตัวและเป็นการนำความร้อนใน 1 มิติ $T = T(x)$ สมดุลพลังงานของปริมาตรควบคุม

$$\dot{Q}_x = \dot{Q}_{x+dx} + d\dot{Q}_{conv}$$

$$-kA \frac{dT}{dx} = -kA \frac{dT}{dx} - k \frac{d}{dx} \left(A \frac{dT}{dx} \right) dx + h(dA_s)(T - T_\infty)$$

$$\frac{d}{dx} \left(A \frac{dT}{dx} \right) - \frac{h}{k} \left(\frac{dA_s}{dx} \right) (T - T_\infty) = 0$$

$$\frac{d^2T}{dx^2} + \left(\frac{1}{A} \frac{dA}{dx} \right) \frac{dT}{dx} - \left(\frac{1}{A} \frac{h}{k} \frac{dA_s}{dx} \right) (T - T_\infty) = 0 \quad (2-19)$$

ถ้าหากกำหนดเงื่อนไขขอบเขตของปัญหาจะสามารถหาผลเฉลย(การกระจายอุณหภูมิ $T(x)$) ของสมการ (2-19) ได้

สำหรับสมการอนุพันธ์อยู่ในรูปของ

$$x^2 \frac{d^2\theta}{dx^2} + [(1-2A)x - 2Bx^2] \frac{d\theta}{dx} + [C^2 D^2 x^{2C} + B^2 x^2 - B(1-2A)x + A^2 - C^2 n^2] \theta = 0 \quad (2-20)$$

ผลเฉลยอยู่ในรูปของ

$$\theta = x^A C^{Bx} [C_1 J_n(Dx^C) + C_2 Y_n(Dx^C)] \quad (2-21)$$

โดยที่ A, B, C, D และ n เป็นค่าคงที่

J_n คือฟังก์ชันเบสเซลชนิดแรกอันดับ n

Y_n คือฟังก์ชันเบสเซลชนิดที่สองอันดับ n

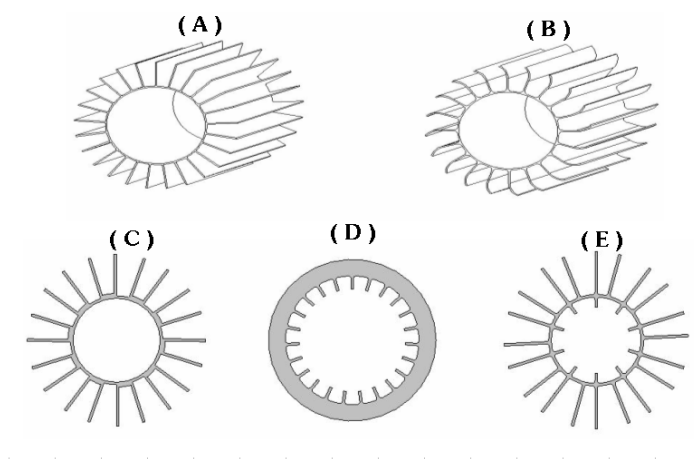
การถ่ายเทความร้อนจากครีป (Heat Transfer from Fins)

การเพิ่มพื้นที่ผิวของครีป มักนำมาใช้เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวประสิทธิภาพสำหรับการถ่ายเทความร้อนด้วยการพาความร้อน (Heat Convection) ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในเครื่องยนต์หรือเครื่องระบายความร้อนในโรงงานอุตสาหกรรม โดยครีปจัดเป็นอุปกรณ์ที่มีบทบาทสำคัญมากอย่างหนึ่งในงานที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน เพราะว่าครีปจะทำหน้าที่ในการเพิ่มพื้นที่ของการระบายความร้อนให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถระบายความร้อนได้มากขึ้น ทำให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นมากด้วยแต่ในการติดตั้งครีปในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นเรื่องที่ค่อนข้างยุ่งยากพอสมควร เพราะว่าจำนวนครีปที่ใช้นั้นจำนวนมากและครีปมีขนาดเล็กด้วย

ดังที่กล่าวมาแล้วว่าครีบนี้น่าสนใจในการช่วยเพิ่มพื้นที่ในการระบายความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มากขึ้น เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพให้กับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้เพิ่มขึ้นด้วย ครีบสามารถแบ่งออกเป็น 2 แบบใหญ่ ๆ ตามลักษณะของการใช้งาน คือ

1. ท่อถ่ายเทความร้อนชนิดติดครีบทามยาว (Longitudinally Fined Tube)

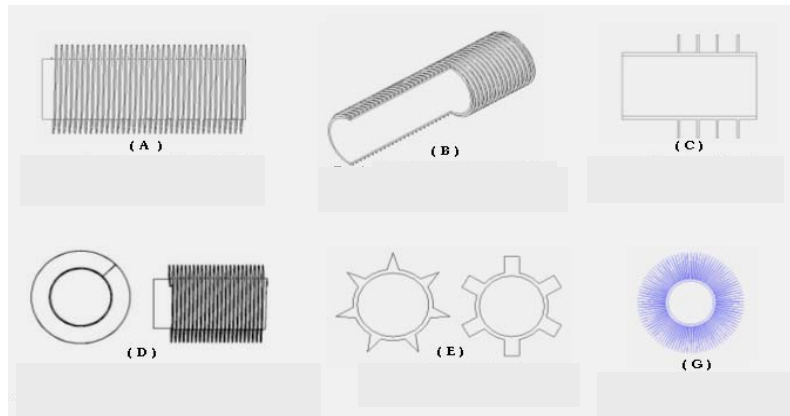
ท่อชนิดนี้ติดครีบทามยาวขนานกับแกนกลางของท่อถ่ายเทความร้อน ของไหลทางด้านที่มีครีบจะไหลขนานกับแกนของท่อไปตามครีบ โดยทั่วไปแล้วท่อแบบนี้นิยมใช้กับก๊าซของเหลวความหนืดสูง หรือของเหลวที่ไหลเป็นชั้น ๆ (Laminar Flow) และมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มต่ำ ตัวอย่างดังแสดงในภาพประกอบ 11



ภาพประกอบ 11 ท่อถ่ายเทความร้อนแบบติดครีบทามยาว

2. ท่อถ่ายเทความร้อนชนิดติดครีบทามขวาง (Transversivity Fined Tube)

ท่อชนิดนี้ติดครีบไว้ในทิศทางที่ตั้งฉากกับแกนกลางของท่อถ่ายเทความร้อน ส่วนใหญ่ใช้กับการระบายความร้อนหรือเพิ่มความร้อนให้กับก๊าซที่ไหลผ่านตั้งฉากกับท่อถ่ายเทความร้อนดังแสดงในภาพประกอบ 12



ภาพประกอบ 12 ครีบทามแนวขวางของท่อ

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของผนังที่ติดครีบทาม สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีครีบทามได้โดยใช้สมการ (2-22)

$$Q = h_f T_b A_i = h_f T_b (\eta_f A_f A_o) \quad (2-22)$$

โดยที่	h_f	คือ ส.ป.ส. การถ่ายเทความร้อนผ่านฟิล์มท่อมีครีบทาม $W/m^2 K$
	T_b	คือ ผลต่างของอุณหภูมิของของไหลนอกท่อกับอุณหภูมิที่ฐานครีบทาม K
	A_f	คือ พื้นที่ผิวของครีบทาม m^2
	η_f	คือ ประสิทธิภาพของครีบทาม

ประสิทธิภาพและประสิทธิผลของครีบทาม (Fin efficiency, η_f and Fin effectiveness)

สมรรถนะการทำงานของครีบทามถูกกำหนดด้วยประสิทธิภาพและประสิทธิผลของครีบทาม (Fin efficiency, η_f and Fin effectiveness) ซึ่งมีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ประสิทธิภาพของครีบทาม

ประสิทธิภาพของครีบทาม (Fin efficiency, η_f) หมายถึงอัตราส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านครีบทามจริง ($\dot{Q}_f$) ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด ($\dot{Q}_{\max}$)

กำหนดให้อุณหภูมิฐานครีป T_b อุณหภูมิของของไหลรอบๆครีป T_∞ และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนรอบพื้นผิวครีป h โดยครีปมีพื้นที่ผิว A_f สำหรับ $(\dot{Q}_{\max})$ พิจารณาการพาความร้อนจากผิวครีปซึ่งสมมุติให้อุณหภูมิผิวครีปเท่ากับอุณหภูมิฐานครีป $T_s(x) = T_b$ ดังนั้น

$$\dot{Q}_{\max} = A_f h (T_b - T_\infty)$$

ดังนั้น

$$\eta_f = \frac{\dot{Q}_{fin}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{Q}_f}{A_f h (T_b - T_\infty)} \quad (2-23)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านครีปคำนวณ

$$\dot{Q}_f = \eta_f A_f h (T_b - T_\infty) \text{ มีหน่วยเป็น W} \quad (2-24)$$

นอกจากนี้ยังได้วิเคราะห์ความสัมพันธ์ระหว่าง η_f กับ mL โดยที่ $m = \sqrt{Ph/Ak}$ สำหรับครีปที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ยาว L กว้าง W หนา t จากตารางพบว่า

$$\dot{Q}_f = (T_b - T_\infty) \sqrt{PhkA \tanh mL}$$

โดยที่

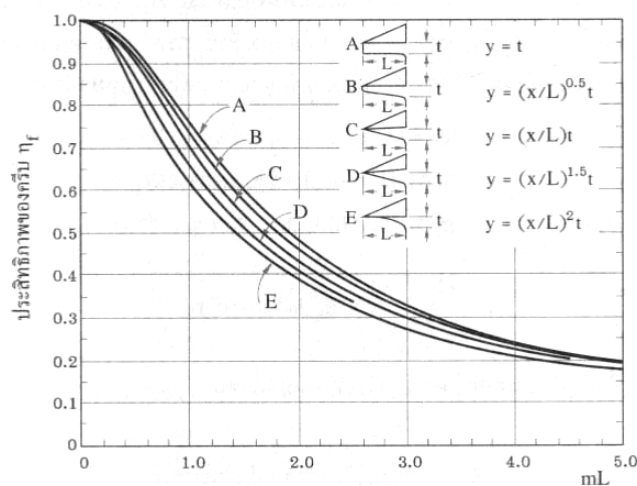
$$\dot{Q}_{\max} = A_f h (T_b - T_\infty)$$

ดังนั้น

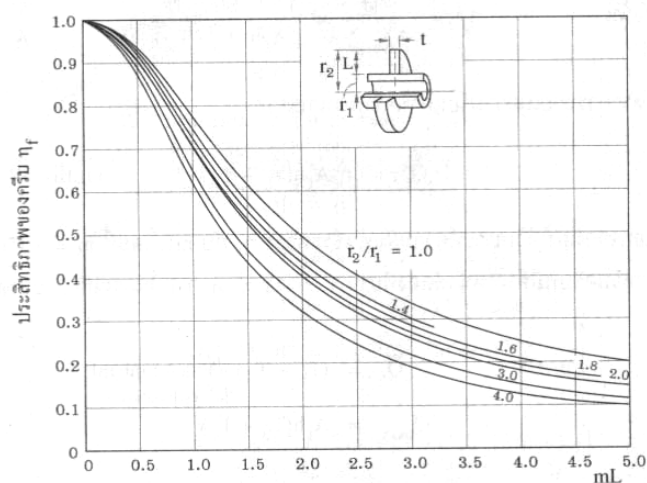
$$\eta_f = \frac{\dot{Q}_{fin}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\tanh mL}{mL} \quad (2-25)$$

โดยที่

$$m = \sqrt{\frac{Ph}{Ak}} = \sqrt{\frac{2h}{kT}}$$



ภาพประกอบ 13 ประสิทธิภาพของครีปโดยระยะความหนาของครีปเปลี่ยนแปลงกับระยะ X



ภาพประกอบ 14 ประสิทธิภาพของครีปแผ่นวงกลมที่มีความหนาคงที่

ประสิทธิภาพของครีปเชิงพื้นที่-น้ำหนัก (Area-weighted fin efficiency)

พื้นที่ผิวถ่ายเทความร้อนทั้งหมดจะเป็นพื้นที่ผิวครีป A_f และพื้นที่ที่ไม่ได้ติดครีป $A_{tot} - A_f$ โดยที่ A_{tot} คือพื้นที่ทั้งหมด สมมติให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนบนผิวตัวกลางเดิมและของครีป เท่ากัน h ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นที่ทั้งหมดคำนวณจาก

$$\begin{aligned}
\dot{Q}_{tot} &= \dot{Q}_f + \dot{Q}_{unf} \\
&= \eta_f A_f h (T_b - T_\infty) + (A_{tot} - A_f) h (T_b - T_\infty) \\
&= (\eta_f \beta + 1 - \beta) A_{tot} h (T_b - T_\infty) \\
\dot{Q}_{tot} &= \eta' A_{tot} h (T_b - T_\infty)
\end{aligned} \tag{2-26}$$

โดยที่ η' คือประสิทธิภาพของครีบกึ่งพื้นที่-น้ำหนักร

$$\begin{aligned}
\eta' &= 1 - \beta(1 - \eta_f) \\
\beta &= \frac{A_f}{A_{tot}}
\end{aligned} \tag{2-27}$$

ตัวเลขบีโย (Biot number, Bi)

การเลือกใช้วัสดุทำครีบกึ่งเพื่อช่วยถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นผิวตัวกลางเดิม ควรเลือกวัสดุที่มีสภาพนำความร้อนสูงหรือมีตัวเลขบีโยต่ำๆ $Bi \ll 1.0$ โดยที่

$$Bi = \frac{Ah}{Pk} \tag{2-28}$$

สำหรับครีบกึ่งแผ่นสี่เหลี่ยม พบว่า $P/A = 2/t$ ดังนั้น

$$Bi = \frac{h}{2k/t} \tag{2-29}$$

จากสมการ (2-29) จะพบว่า การใช้ครีบกึ่งเพื่อช่วยเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนได้นั้น สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ผิวครีบกึ่งจะต้องน้อยกว่าสภาพนำความร้อนของครีบกึ่งมากๆ

ประสิทธิภาพของครีป

ประสิทธิภาพของครีป (ε_f) หมายถึงอัตราส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านครีป $\dot{Q}_f$ ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากพื้นผิวตัวกลางเดิมก่อนติดครีป $hA_b\theta_b$ โดยที่ A_b คือพื้นที่หน้าตัดของครีปพิจารณาที่ฐานครีป ถ้าสมมติให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ผิวครีปและผนังตัวกลางเดิมเท่ากันคือ h

$$\begin{aligned}\varepsilon_f &= \frac{\dot{Q}_{fin}}{hA_b(T_b - T_\infty)} \\ &= \frac{\eta_f A_f h(T_b - T_\infty)}{hA_b(T_b - T_\infty)} \\ \varepsilon_f &= \left(\frac{A_f}{A_b} \right) \eta_f\end{aligned}\quad (2-30)$$

กฎทรงมวล (Conservation of mass)

กฎทรงมวลกล่าวไว้ว่า “ผลรวมของอัตราการผ่านเข้าออกของพื้นผิวของเอลิเมนต์เล็ก ๆ และอัตราการเปลี่ยนแปลงมวลภายในเอลิเมนต์เล็ก ๆ มีค่าเท่ากับศูนย์” หรือถ้าเขียนในรูปของสมการเชิงอินทิกรัลได้เป็น

$$\left. \frac{dM}{dt} \right|_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \eta \rho dV + \int_{cs} \eta \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (2-31)$$

เมื่อ $\left. \frac{dM}{dt} \right|_{system}$ คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาณที่ขึ้นอยู่กับมวลของระบบเมื่อพิจารณาระบบเทียบกับระบบ

$\frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} \eta \rho dV$ คือ อัตราการเปลี่ยนแปลงปริมาณใด ๆ ที่ขึ้นอยู่กับมวลของระบบควบคุมที่อยู่ในควบคุมใด ๆ เทียบกับเวลา โดยที่ η คือปริมาณที่ไม่ขึ้นอยู่กับมวลของระบบซึ่งสอดคล้องกับ M หรือกล่าวได้ว่า η สอดคล้องกับ M ต่อหนึ่งหน่วยมวลของระบบ

ρdA คือ เอลิเมนต์ของมวลก้อนเล็ก ๆ ที่อยู่ภายในของปริมาตรควบคุม

$\int_{cv} \eta \rho dV$ คือ ผลรวมของปริมาณที่ขึ้นอยู่กับมวลของระบบภายในปริมาตร

$\int_{cs} \eta \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA$ คือ ผลรวมของอัตราการผ่านเข้าออกสุทธิของปริมาณใด ๆ ที่ขึ้นอยู่กับมวล

ของระบบ M ที่ผ่านพื้นผิวของปริมาตรควบคุม

$\rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA$ คือ อัตราการผ่านเข้าออกของฟลักซ์ของมวล ที่ผ่านพื้นผิวปริมาตรควบคุม
เล็กๆ dA

$\eta \rho \vec{V} \cdot \vec{n} dA$ คือ อัตราการเคลื่อนที่ผ่านเข้าออกของปริมาณที่ขึ้นอยู่กับมวลของระบบที่
พื้นผิว

ในที่นี้เราต้องหาอัตราการผ่านเข้าออกพื้นผิวของเอลิเมนต์เล็ก ๆ และอัตราการเปลี่ยนแปลงมวล
ภายในเอลิเมนต์เล็ก ๆ ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์

การกำหนดแบบจำลองของพื้นผิวเอลิเมนต์

เราจะเห็นได้ว่าในภาพประกอบ 15 แสดงการกระจายตัวของมวลที่ไหลเข้าออกของมวล
ผ่านพื้นผิวของเอลิเมนต์เล็ก ๆ ถ้าเราให้การไหลในทิศทางออกของมวลมีค่าเป็นบวกในภาพประกอบ
15 เราสามารถเขียนสมการได้ดังนี้

การไหลออกสุทธิในแกน x :

$$\left[\rho u + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy dz - (\rho u) dy dz = \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx dy dz$$

การไหลออกสุทธิในแกน y :

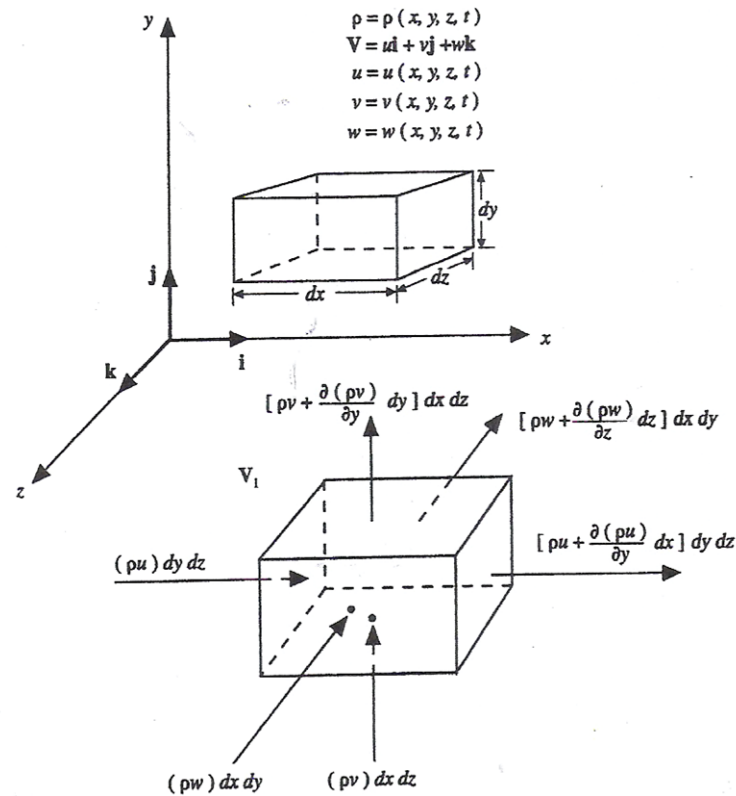
$$\left[\rho v + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] dx dz - (\rho v) dx dz = \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dx dy dz$$

การไหลออกสุทธิในแกน z :

$$\left[\rho w + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dz \right] dy dz - (\rho w) dx dy = \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} dx dy dz$$

ดังนั้นมวลไหลออกสุทธิของเอลิเมนต์ให้เป็น

$$\text{มวลการไหลทั้งหมด} = \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz \quad (2-32)$$



ภาพประกอบ 15 การกำหนดแบบจำลองของพื้นผิวเอลิเมนต์เล็ก ๆ และทิศทางของการไหล

มวลทั้งหมดของของไหลที่มีการไหลในเอลิเมนต์เล็ก ๆ เป็น $\rho (dx dy dz)$ ดังนั้นอัตราการเวลาที่เพิ่มขึ้นของมวลที่อยู่ภายในปริมาตรของเอลิเมนต์เล็ก ๆ ให้เป็น

$$\text{ส่วนเวลาอัตราของมวลที่เพิ่มขึ้น} = \frac{\partial \rho}{\partial t} (dx dy dz) \quad (2-33)$$

ส่วนประกอบทางด้านกายภาพของการอนุรักษ์มวล ซึ่งเราจะประยุกต์โดยการกำหนดเอลิเมนต์เล็ก ๆ ที่มีมวลไหลเข้าดังภาพประกอบ 15 มวลที่ไหลออกของเอลิเมนต์เล็ก ๆ จะเท่ากับผลรวมของมวลที่ลดลงของมวลเอลิเมนต์เล็ก ๆ และเราสามารถเขียนสมการ (2-32) และ (2-33) ได้เป็น

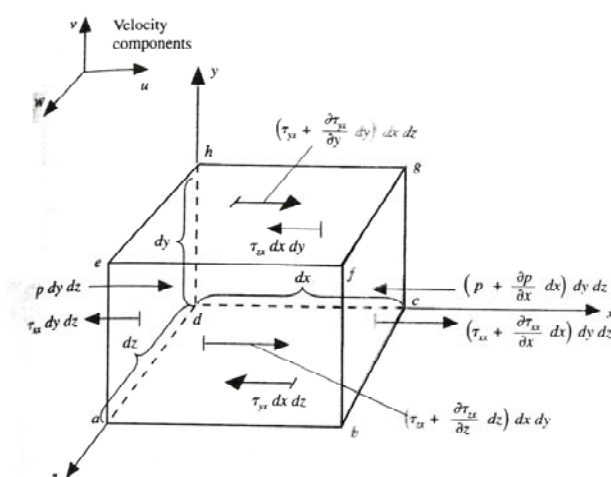
$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] dx dy dz = \frac{\partial \rho}{\partial t} (dx dy dz)$$

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} \right] = 0 \quad (2-34)$$

ในสมการ 2-34 เทอมที่อยู่ในวงเล็บสามารถทำให้ง่ายขึ้นโดยให้เท่ากับ $\nabla \cdot (\rho \mathbf{V})$ ดังนั้นสมการ 2-34 เขียนเป็น

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{V}) = 0 \quad (2-35)$$

สมการโมเมนตัม(Momentum equation)



ภาพประกอบ 16 เอลิเมนต์เล็ก ๆ ของของไหลที่มีการเคลื่อนที่ของแรงในแนวแกน x เท่านั้นเพื่อใช้ในการประกอบของสมการโมเมนตัม

ในกฎข้อที่ 2 ของนิวตัน เราสามารถประยุกต์การเคลื่อนที่ของของไหล ภายในเอลิเมนต์ดังภาพประกอบ 2 แรงทั้งหมดของของไหลในเอลิเมนต์จะเท่ากับความเร่งเชิงมวลของเอลิเมนต์ ซึ่งเป็นเวกเตอร์ แต่เปลี่ยนเป็นสเกลาร์ในแกน x, y, z แต่เราสนใจในแกน x

$$F_x = m a_x \quad (2-36)$$

เมื่อ F_x และ a_x เป็นสเกลาร์ในฟังก์ชัน x ของแรงและความเร่งตามลำดับ เราสนใจเทอมทางด้านซ้ายในสมการที่ (2-36) ซึ่งแรงจากการเคลื่อนที่ของเอลิเมนต์ของเหลวในฟังก์ชัน x จะประกอบด้วยแรงที่มาจากสองแหล่งคือ

1. แรงของวัตถุจะกระทำโดยตรงกับปริมาตรมวลกับเอลิเมนต์ของไหล แรงเหล่านี้จะกระทำจากระยะห่าง เช่น แรงดึงดูดของโลก แรงไฟฟ้าสนามแม่เหล็ก

2. แรงที่ผิวของวัตถุซึ่งแรงตัวนี้จะกระทำที่ผิวโดยตรงของเอลิเมนต์ของไหล ซึ่งเกิดได้สองแบบคือ (a) แรงจากการกระจายตัวของแรงดันเกิดบริเวณที่ผิวจากภายนอกของเอลิเมนต์ของไหล (b) เกิดจากการกระจายตัวของความเครียดและความเค้นที่กระจายตัวจะรวมตัวกันเป็นแรงดึงและแรงกดที่ผิวของเอลิเมนต์ของไหล

เราจะกล่าวไปถึงแรงของวัตถุต่อหน่วยของแรงที่กระทำกับเอลิเมนต์เล็กๆ ของของไหล F_x ในแนว x ปริมาตรของเอลิเมนต์ของเหลว เป็น $(dx dy dz)$ ได้เป็น

$$\text{แรงของวัตถุที่กระทำกับเอลิเมนต์} = \rho f_x (dx dy dz) \quad (2-37)$$

ความเค้นเฉือนและความเค้นในของเหลวจะสัมพันธ์กับอัตราของเวลาที่เปลี่ยนไปของการเปลี่ยนรูปที่เกิดจากความเค้นเฉือนภายในเอลิเมนต์ๆ เป็น τ_{xy} และความเค้นเป็น τ_{xx} จากภาพประกอบ 16 จะพบว่าในฟังก์ชัน x นั้นแรงเฉือนที่เกิดขึ้นบนด้าน $efgh$ เป็น $[\tau_{yx} + (\partial \tau_{yx} / \partial y) dy] dx dz$ อย่างไรก็ตามทิศทางของแรงเฉือนบนด้าน $abcd$ และ $efgh$ τ_{yx} ไปทางด้านซ้ายมือที่มีทิศทางเป็นลบในแนว x และทางด้านบนสุด $\tau_{yz} + (\partial \tau_{yz} / \partial y) dy$ ไปทางด้านขวา มีทิศทางเป็นบวกในแนวแกน x ในหน้า $dcgh$, τ_{xx} เป็นลบในแนวแกน x บนหน้า $abcd$ τ_{xx} มีทิศทางเป็นลบในแนวแกน x

แรงที่เกิดจากความดัน $[p + (\partial p / \partial x) dx] dy dz$ จะกดเข้าไปยังเอลิเมนต์ของเหลว (เป็นลบในแนวแกน x) และเพราะว่าผลของ u จะทำให้เคลื่อนไปทางขวาของด้าน $bcbf$ ซึ่งจะมากกว่าผลของ u ในด้านอื่นๆ ซึ่งจะถูกดูดเข้าไปเนื่องจากความเค้นหนืด และจะพยายามดึงให้เอลิเมนต์เลื่อนไปทางขวาด้วย (ในแกน x เป็นบวก) ซึ่งแรงจะเท่ากับ $[\tau_{xx} + (\partial \tau_{xx} / \partial x) dx] dy dz$ สำหรับแรงทั้งหมดของเอลิเมนต์เราเขียนได้เป็น

$$\begin{aligned}
\text{แรงสุทธิที่ผิวในแนวแกน } x &= \left[p - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dy dz \\
&+ \left[\left(\tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx \right) - \tau_{xx} \right] dy dz + \left[\left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy \right) - \tau_{yx} \right] dx dz \\
&+ \left[\left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz \right) - \tau_{zx} \right] dx dy
\end{aligned} \tag{2-38}$$

แรงทั้งหมดในแนวแกน x F_x , เรายรวมสมการที่ (2-37) และ (2-38) เข้าด้วยกันและยก เล็กบางเทอม เราจะได้ว่า

แรงทั้งหมดของแกน x เขียนเป็น F_x

$$F_x = \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz + p f_x dx dy dz \tag{2-39}$$

เราสนใจทางขวามือของสมการ (2-36) เราเรียกมวลเอลิเมนต์ของไหล กำหนดให้เป็น

$$m = \rho dx dy dz \tag{2-40}$$

ส่วนประกอบของอัตราเร่งในแกน x เขียนเป็น a_x อัตราการเปลี่ยนแปลงของเวลาที่เพิ่มขึ้น u ดังนั้นอัตราการเร่งเทียบกับเวลาเราเขียนเป็น

$$a_x = \frac{Du}{Dt} \tag{2-41}$$

รวมสมการ (2-36) และ (2-39) ใน (2-41)

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + p f_x \tag{2-42a}$$

เป็นการไหลแบบมีความหนืด แกน y, z เขียนเป็น

$$p \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + pf_y \quad (2-42b)$$

และ

$$p \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + pf_z \quad (2-42c)$$

ในสมการ (2-42a) ถึงสมการ (2-42c) ในพิกัด x, y, z เป็นการแสดงถึงสมการโมเมนตัม ซึ่งเป็นรูปไปออนุรักษ์มวล

สมการนาเวียร์-สโตกอยู่ในรูปไปออนุรักษ์มวลจากสมการ (2-42a) หากย้ายมือเราจะมาเขียนได้เป็น

$$p \frac{Du}{Dt} = p \frac{\partial u}{\partial t} + pV \cdot \nabla u \quad (2-43)$$

$$p \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial(pu)}{\partial t} - u \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2-44)$$

$$\nabla \cdot (puV) = u \nabla \cdot (pV) + (pV) \cdot \nabla u$$

$$pV \cdot \nabla u = \nabla \cdot (puV) - u \nabla \cdot (pV) \quad (2-45)$$

แทนสมการ (2-43) และสมการ (2-45) ในสมการ (2-44)

$$\begin{aligned} p \frac{Du}{Dt} &= \frac{\partial(pu)}{\partial t} - u \frac{\partial p}{\partial t} - u \nabla \cdot (pV) + \nabla \cdot (puV) \\ &= \frac{\partial(pu)}{\partial t} - u \left[\frac{\partial p}{\partial t} - \nabla \cdot (pV) \right] + \nabla \cdot (puV) \end{aligned} \quad (2-46)$$

เทอมในวงเล็บสมการ (2-46) ทางซ้ายมือของสมการความต่อเนื่องสมการ (2-45) เทอมในวงเล็บ = 0 ดังนั้นสมการ (2-46) เป็น

$$p \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(pu)}{\partial t} \nabla \cdot (puV) \quad (2-47)$$

แทนสมการ (2-45) ในสมการ (2-42a)

$$\frac{\partial(pu)}{\partial t} + \nabla \cdot (puV) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + pf_x \quad (2-48a)$$

เหมือนกับสมการ (2-42b) และสมการ (2-42c) เขียนเป็น

$$\frac{\partial(pv)}{\partial t} + \nabla \cdot (pvV) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + pf_y \quad (2-48b)$$

และ

$$\frac{\partial(pw)}{\partial t} + \nabla \cdot (pwV) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + pf_z \quad (2-48c)$$

จากสมการ (2-48a) ถึงสมการ (2-48c) เป็นสมการนาเวียร์-สโตกส์ที่อยู่ในรูปอนุพันธ์

หลังจากศตวรรษที่ 17 Isaac Newton ได้เสนอความเห็นว่าการเค้นเฉือนที่เกิดขึ้นภายในตัวของเหลวนั้นจะเป็นปฏิภาคโดยตรงกับอัตราของเวลาของความเครียด ปัญหาที่เกิดขึ้นทางแอโรไดนามิกส์เราสมมติให้ของเหลวเป็นของเหลวคงตัว, Stokes ในปี 1845

$$\tau_{xx} = \lambda(\nabla \cdot V) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2-49a)$$

$$\tau_{yy} = \lambda(\nabla \cdot V) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (2-49b)$$

$$\tau_{zz} = \lambda(\nabla \cdot V) + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2-49c)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right] \quad (2-49d)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left[\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right] \quad (2-49e)$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left[\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right] \quad (2-49f)$$

เมื่อ μ คือสัมประสิทธิ์ความหนืดโมเลกุล และ λ เป็นสัมประสิทธิ์ของความหนืดลำดับที่สองเขียนได้เป็น

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu$$

แทนสมการ (2-49) ในสมการ (2-48) เป็นรูปดังนี้

$$\begin{aligned} \frac{\partial(pu)}{\partial t} + \frac{\partial(pu^2)}{\partial x} + \frac{\partial(puv)}{\partial y} + \frac{\partial(puw)}{\partial z} = & -\frac{\partial p}{\partial x} \\ & + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \nabla \cdot V + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \\ & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + pf_x \end{aligned} \quad (2-50a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(pv)}{\partial t} + \frac{\partial(puv)}{\partial x} + \frac{\partial(pv^2)}{\partial y} + \frac{\partial(pvw)}{\partial z} = & -\frac{\partial p}{\partial y} \\ & + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \nabla \cdot V + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \end{aligned}$$

$$+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + pf_y \quad (2-50b)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(pw)}{\partial t} + \frac{\partial(puw)}{\partial x} + \frac{\partial(pvw)}{\partial y} + \frac{\partial(pw^2)}{\partial z} = - \frac{\partial p}{\partial z} \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \nabla \cdot V + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + pf_z \end{aligned} \quad (2-50c)$$

สมการพลังงาน (Energy equation)

เมื่อเรานำกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์มาประยุกต์ใช้กับอีลิเมนต์ของไหลที่มีการเคลื่อนที่ เราจะเขียนสมการได้เป็น

อัตราการเปลี่ยนแปลงทั้งหมด ภายในของอีลิเมนต์ ของของไหล	=	เลื่อนของ อัตราของงาน ความร้อนทั้งหมด + บนอีลิเมนต์ที่เกิดจาก ที่ไหลเข้าสู่อีลิเมนต์ ตัวอีลิเมนต์และ แรงที่ผิว
--	---	---

(2-51)

$$A = B + C$$

เมื่อ A, B, C คือเทอมของสมการแต่ละเทอมตามลำดับ

งานทั้งหมดที่เกิดจากแรงที่ทำกับวัตถุบนการเคลื่อนที่ของอีลิเมนต์ของไหลที่ความ V เขียนเป็น

$$pf \cdot V(dx \, dy \, dz)$$

แรงที่ผิวของอีลิเมนต์ที่เราสนใจในแนวแกน x ภาพประกอบ 17 อัตราของงานทั้งหมดบนการเคลื่อนที่ของอีลิเมนต์ โดยแรงดันและแรงเฉื่อยความเร็วในแกน x เป็น u ทางด้านผิวของ

$abcd$ อัตราของงานทั้งหมด โดย $\tau_{yx} dx dz$ เป็น $u \tau_{yx} dx dz$ แสดงสมการพลังงานเขียนใหม่ในภาพประกอบ 17 ให้แรงในแกน x เป็นบวก ให้แกน x เป็นบวก ถ้าแรงเป็นลบให้งานเป็นลบด้วย ดังนั้น ในการเปรียบเทียบแรงบนด้าน $face$ และ $bcbf$ ในรูปอัตราของงานทั้งหมด โดยความดันในแกน x เขียนเป็น

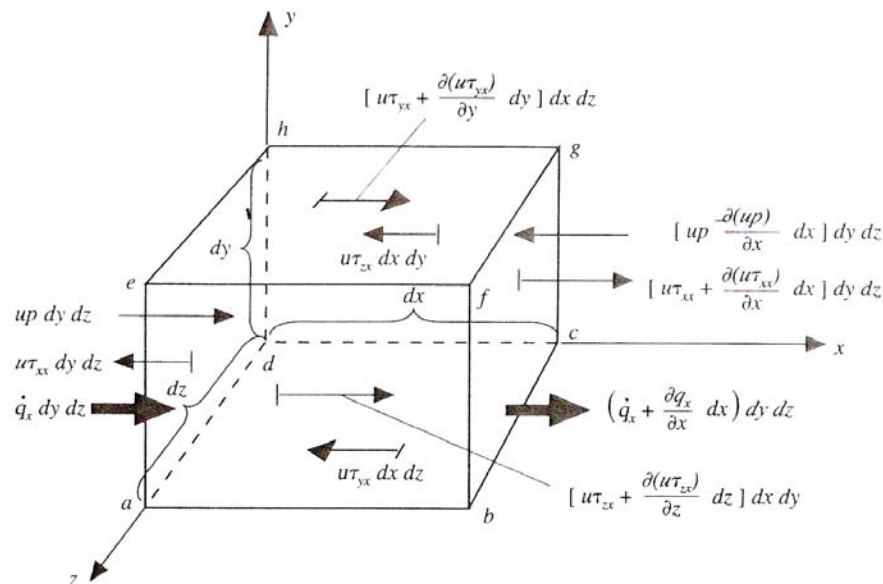
$$\left[up - \left(up + \frac{\partial(up)}{\partial x} dx \right) \right] dy dz = - \frac{\partial(up)}{\partial x} dx dy dz$$

ในทำนองเดียวกันในด้าน $abcd$ และ $efgh$

$$\left[\left(u \tau_{yx} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} dy \right) - u \tau_{yx} \right] dx dz = \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} dx dy dz$$

เราสนใจทุกผิวของด้านในภาพประกอบ 17 อัตราของงานทั้งหมดบนเอลิเมนต์ของไหลที่เคลื่อนที่จากผิวจากแรงเหล่านี้เขียนเป็น

$$\left[- \frac{\partial(up)}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} \right] dx dy dz$$



ภาพประกอบ 17 พลังงานของพลังงานที่เกี่ยวข้องกับเอลิเมนต์เล็ก ๆ ที่เคลื่อนที่ซึ่งจะแสดงพลังใน
แนวแกน x

อัตราของงานทั้งหมดบนการเคลื่อนที่ของเอลิเมนต์ของไหลรวมแรงที่ผิวของทั้งแกน $x y z$ ซึ่งเขียนให้อยู่ในรูปของค่า C ได้เป็น

$$C = - \left[\left(\frac{\partial(up)}{\partial x} + \frac{\partial(vp)}{\partial y} + \frac{\partial(wp)}{\partial z} \right) + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} \right. \\ \left. + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial y} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} \right. \\ \left. + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} \right] dx dy dz + pf \cdot V dx dy dz \quad (2-52)$$

เราแทนเทอมที่ 1 ถึง 3 ทางขวามือให้มีค่าเท่ากับ $\nabla \cdot (pv)$

กล่าวไปถึงค่าของ B จากสมการ (2-51) พลั๊กซ์ของความร้อนทั้งหมดที่เข้าไปในเอลิเมนต์ เกิดจาก (1) ปริมาณความร้อนของเอลิเมนต์ (2) การถ่ายเทความร้อนผ่านด้านหน้าเนื่องจากอุณหภูมิ แกรเดียนส์

$$\text{Volumetric heating of element} = p \dot{q} dx dy dz \quad (2-53)$$

จากภาพประกอบ 17 ความร้อนที่ส่งผ่านเข้ามาโดยการนำทางด้านหน้า $adhe$ คือ $\dot{q}_x dy dz$ เมื่อ $\dot{q}_x$ เป็นการส่งต่อความร้อนในแกน x / เวลา / พื้นที่โดยการนำความร้อน เมื่อมีขนาดของ พลังงาน / เวลา / พื้นที่เรียกการไหลของความร้อน

การถ่ายเทความร้อนออกของเอลิเมนต์ในด้าน $bcbf$ เป็น $\left[\dot{q}_x + \left(\frac{\partial \dot{q}}{\partial x} \right) dx \right] dy dz$ ดังนั้น ความร้อนที่ถ่ายเททั้งหมดในแกน x โดยการนำความร้อน เขียนเป็น

$$\left[\dot{q}_x - \left(\dot{q}_x + \frac{\partial \dot{q}}{\partial x} dx \right) \right] dy dz = - \frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} dx dy dz$$

$$\text{ความร้อนจากการนำความร้อน} = - \left(\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z} \right) dx \, dy \, dz \quad (2-54)$$

ค่าของ B ในสมการที่ (2-51) เป็นการรวมสมการ (2-53) และสมการ (2-54) ได้

$$B = p \dot{q} - \left(\frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} + \frac{\partial \dot{q}_y}{\partial y} + \frac{\partial \dot{q}_z}{\partial z} \right) dx \, dy \, dz \quad (2-55)$$

เส้นของความร้อนเกิดจากการนำความร้อนของกฎของ *Furier's* ของการนำความร้อนเป็นสัดส่วนกับ
อุณหภูมิเกรเดียน

$$\dot{q}_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \quad \dot{q}_y = -k \frac{\partial T}{\partial y} \quad \dot{q}_z = -k \frac{\partial T}{\partial z}$$

เมื่อ K เป็นค่าการนำความร้อน เขียนสมการ (2-55)

$$B = \left[p \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dx \, dy \, dz \quad (2-56)$$

ในการที่เอนทัลปีของของไหลมีการเคลื่อนที่จะมีพลังงานเกิดขึ้นอยู่ 2 ส่วน คือ

1. งานภายในจากการเคลื่อนที่ของโมเลกุล, e
2. พลังงานจลน์ เกิดจากเอนทัลปีของไหลมีการเคลื่อนที่, $V^2 / 2$

เมื่อนำเอาพลังงานทั้งสองส่วนมารวมกัน ดังนั้นเอนทัลปีของ A เขียนได้เป็น

$$A = p \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) dx \, dy \, dz \quad (2-57)$$

เมื่อนำสมการ (2-52), (2-56) และ (2-57) ใน (2-51) ได้เป็นสมการไม่อนุรักษ์พลังงาน

$$p \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) = p \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right)$$

$$\begin{aligned}
& -\frac{\partial(up)}{\partial z} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} + \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} \\
& + \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} + pf \cdot V
\end{aligned} \tag{2-58}$$

จากสมการ (2-58) ถ้าเราไม่นำ e มาคิด และเรานำมาเขียนใหม่เป็น

$$p \frac{D(u^2/2)}{Dt} = -u \frac{\partial p}{\partial x} + u \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + u \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + u \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + puf_x \tag{2-59}$$

$$p \frac{D(v^2/2)}{Dt} = -v \frac{\partial p}{\partial y} + v \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + v \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + v \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + pvf_y \tag{2-60}$$

$$p \frac{D(w^2/2)}{Dt} = -w \frac{\partial p}{\partial z} + w \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + w \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + w \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + pwf_z \tag{2-61}$$

แทนสมการ (2-59) ถึง (2-61) และให้ $u^2 + v^2 + w^2 = V^2$ เขียนเป็น

$$\begin{aligned}
p \frac{DV^2}{Dt} = & -u \frac{\partial p}{\partial x} - v \frac{\partial p}{\partial y} - w \frac{\partial p}{\partial z} + u \left(\frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right) \\
& + v \left(\frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} \right) + w \left(\frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} \right) \\
& + p(uf_x + vf_y + wf_z)
\end{aligned} \tag{2-62}$$

ถ้าสมการ (2-62) จาก (2-58) และเปลี่ยน $pf \cdot V = p(uf_x + vf_y + wf_z)$

$$\begin{aligned}
p \frac{De}{Dt} = & p \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\
& - p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yx} \frac{\partial u}{\partial y} + \tau_{zx} \frac{\partial u}{\partial z}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& + \tau_{xy} \frac{\partial v}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zy} \frac{\partial v}{\partial z} + \tau_{xz} \frac{\partial w}{\partial x} \\
& + \tau_{yz} \frac{\partial w}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z}
\end{aligned} \tag{2-63}$$

เมื่อเรากล่าวไปถึงสมการ (2-49 a) ถึง (2-49 f) ค่า $\tau_{xy} = \tau_{yx}$, $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ และ $\tau_{yz} = \tau_{zy}$. เราสามารถลดรูปสมการที่ (2-63) ได้เป็น

$$\begin{aligned}
p \frac{De}{Dt} &= p \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\
& - p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \tau_{xx} \frac{\partial u}{\partial x} + \tau_{yy} \frac{\partial v}{\partial y} + \tau_{zz} \frac{\partial w}{\partial z} \\
& + \tau_{yx} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \tau_{zx} \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \tau_{zy} \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)
\end{aligned} \tag{2-64}$$

จากสมการ (249a) ถึง (2-49 f) ในเทอมของความเค้นหนืดของแกรเดียนความเร็ว ดังนั้นสมการ (2-58) เขียนได้เป็น

$$\begin{aligned}
p \frac{De}{Dt} &= p \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\
& - p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \\
& + \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right.
\end{aligned}$$

$$\left. + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (2-65)$$

จากสมการ (2-65) เทอมทางซ้ายมือของสมการนำมาเดอร์เวอริทีปได้เป็น

$$p \frac{De}{Dt} = p \frac{\partial e}{\partial t} + pV \cdot \nabla e \quad (2-66)$$

เขียนเป็น

$$\frac{\partial(pe)}{\partial t} = p \frac{\partial e}{\partial t} + e \frac{\partial p}{\partial t}$$

$$\text{หรือ} \quad p \frac{\partial e}{\partial t} = \frac{\partial(pe)}{\partial t} - e \frac{\partial p}{\partial t} \quad (2-67)$$

เราสนใจ สมการ ในรูปของเวกเตอร์ของเทอมที่เป็นสเกลาร์

$$\nabla \cdot (peV) = e \nabla \cdot (pV) + pV \cdot \nabla e$$

$$pV \cdot \nabla e = \nabla \cdot (peV) - e \nabla \cdot (pV) \quad (2-68)$$

แทนสมการ (2-67) และ (2-68) ใน (2-66)

$$p \frac{De}{Dt} = \frac{\partial(pe)}{\partial t} - e \left[\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (pV) \right] + \nabla \cdot (peV) \quad (2-69)$$

เทอมที่อยู่ในวงเล็บเป็น ศูนย์ ของสมการ (2-69) จากสมการต่อเนื่อง ดังนั้นสมการ (2-69) เขียนเป็น

$$p \frac{De}{Dt} = \frac{\partial(pe)}{\partial t} + \nabla \cdot (peV) \quad (2-70)$$

$$\begin{aligned}
\frac{\partial(pe)}{\partial t} + \nabla \cdot (peV) &= p \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \\
&- p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \lambda \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \\
&+ \mu \left[2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + 2 \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right. \\
&\quad \left. + \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right]
\end{aligned} \tag{2-71}$$

สมการ (2-71) เป็นการอนุรักษ์พลังงานของสมการพลังงานเขียนอยู่ในรูปพลังงานภายใน จากสมการ (2-66) ถึง (2-70) เรากระทำที่พลังงานทั้งหมด $e = V^2 / 2$ เมื่อเราเทอมของพลังงานทั้งหมดจะเขียนได้

$$p \frac{D(e + V^2 / 2)}{Dt} = \frac{\partial}{\partial t} \left[p \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[p \left(e + \frac{V^2}{2} \right) V \right] \tag{2-72}$$

แทน (2-72) ในด้านซ้ายมือของสมการ (2-58) เขียนเป็น

$$\begin{aligned}
\frac{\partial}{\partial t} \left[p \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[p \left(e + \frac{V^2}{2} \right) V \right] &= p \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) \\
&+ \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial(up)}{\partial x} - \frac{\partial(vp)}{\partial y} - \frac{\partial(wp)}{\partial z} \\
&+ \frac{\partial(u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v\tau_{yy})}{\partial y} \\
&+ \frac{\partial(v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w\tau_{zz})}{\partial z} + pf \cdot V
\end{aligned} \tag{2-73}$$

สมการ (2-73) เป็นสมการรูปอนุพันธ์พลังงาน, เขียนในเทอมของพลังงานรวม $e = V^2 / 2$

ในการเขียนสมการในรูปของอนุพันธ์พลังงานและไม่อนุพันธ์พลังงานสิ่งที่แตกต่างกันจะอยู่ที่เทอมทางซ้ายมือส่วนขวามือคงเดิม

การไหลแบบเทอร์บิวเลนต์ (Turbulent Flow)

สำหรับการไหลแบบเทอร์บิวเลนต์นั้นสามารถหาได้จากความสัมพันธ์กับขนาดของตัวแปรที่เรียกว่าเรย์โนลด์สเบอร์ (Reynolds number) โดยมีความสัมพันธ์ดังสมการ

$$Re_x \equiv \frac{u_\infty x}{\nu} \quad (2-74)$$

โดยที่ u_∞ = ความเร็วอิสระ

x = ระยะทางจากจุดเริ่มต้น

ν = ความหนืดของของเหลว

การไหลในระยะเริ่มต้นนั้นจะเป็นการไหลแบบลามินาร์ (Laminar flow) และเมื่อไหลไประยะหนึ่งก็จะเปลี่ยนเป็นการไหลแบบเทอร์บิวเลนต์ (Turbulent flow) จุดที่มีการไหลเปลี่ยนจากไหลแบบลามินาร์เป็นการไหลแบบเทอร์บิวเลนต์นั้นเราเรียกว่าจุดวิกฤต เรียกระยะที่มีการไหลเปลี่ยนจากไหลแบบลามินาร์เป็นการไหลแบบเทอร์บิวเลนต์นั้นเราเรียกว่าจุดวิกฤต และค่าเรย์โนลด์สเบอร์เป็นค่าวิกฤต มีค่าเท่ากับ

$$Re_x \equiv \frac{u_\infty x}{\nu} \cong 5 \times 10^5 \quad (2.75)$$

สมการพื้นฐานและการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล

สมการพื้นฐานของพลศาสตร์ของไหลประกอบไปด้วยสมการความต่อเนื่อง (Continuity Equation) และ สมการนาเวียร์-สโตกส์ (Navier – Stokes Equation) ที่ให้ค่าเปลี่ยนไปแบบชั่วขณะ

โดยในการคำนวณเราสมมติให้ของไหลเป็นของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ มีความหนืด มีอุณหภูมิคงที่และการไหลเป็นแบบการไหลสภาวะคงตัว มีรูปแบบสมการดังต่อไปนี้

สมการความต่อเนื่อง

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(p u_i) = 0$$

(2-76)

สมการนาเวียร์ – สโตกส์

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \rho(u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (2-77)$$

ให้ความเร็วและปริมาณต่างๆ ซึ่งค่าที่เปลี่ยนไปแบบชั่วขณะ (Instantaneous) มีค่าเท่ากับผลรวมของค่าเฉลี่ย (Mean) ซึ่งไม่ขึ้นกับเวลากับส่วนแสดงการกระเพื่อม (Fluctuations) ดังแสดงในภาพประกอบ (18) ดังนี้

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (2-78)$$

โดยที่ $\bar{u}_i$ และ u_i' คือ ค่าความเร็วเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่งและส่วนของการกระเพื่อมของส่วนประกอบความเร็ว ($i = 1, 2, 3$) ซึ่งค่าของ $\bar{u}_i$ ได้มาจาก

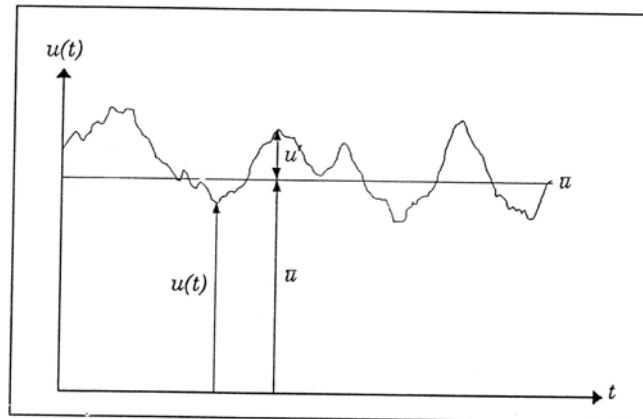
$$\bar{u}_i = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} (\bar{u}_i + u_i') dt \quad (2-79)$$

โดยที่ Δt เป็นขนาดของช่วงเวลาซึ่งมีขนาดใหญ่พอเมื่อเทียบกับการกระเพื่อมของความปั่นป่วน ดังนั้น

$$\begin{aligned} \bar{u}_i &= \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} (\bar{u}_i + u_i') dt \\ &= \bar{u}_i + \frac{1}{\Delta t} \int_t^{t+\Delta t} u_i' dt = \bar{u}_i + \bar{u}_i' \end{aligned} \quad (2-80)$$

เนื่องจาก $\bar{u}_i' = 0$ ดังนั้น

$$\overline{u_i} = \overline{u_i} \quad (2-81)$$



ภาพประกอบ 18 ส่วนประกอบของความเร็วที่ขึ้นกับเวลา

จะเห็นได้ว่าส่วนของเทอมเฉลี่ยช่วงเวลาหนึ่งของการกระเพื่อมของความปั่นป่วนมีค่าเป็นศูนย์ แต่อย่างไรก็ตามค่า $\bar{u}_i' \bar{u}_j'$ ไม่จำเป็นต้องมีค่าเป็นศูนย์ไปด้วย เช่นเดียวกับปริมาณอื่นๆ สามารถเขียนได้ให้รูปแบบเดียวกัน

$$p = \bar{p} + p' \quad (2-82)$$

จากสมการนาเวียร์-สโตกส์ ที่ให้ค่าเปลี่ยนไปแบบชั่วขณะแทนค่าปริมาณต่างๆ ด้วยผลรวมของปริมาณเฉลี่ยในช่วงเวลาหนึ่งกับส่วนของการกระเพื่อมเนื่องจากความปั่นป่วนแล้วทำการเฉลี่ยตลอดช่วงเวลาหนึ่ง สมการที่ได้สามารถเขียนให้อยู่ในแกนคาร์ทีเซียน (Cartesian Axis) ได้ดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (p \bar{u}_i) = 0 \quad (2-83)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (p\bar{u}_i\bar{u}_j) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_i} (-p\bar{u}_i'\bar{u}_j') \quad (2-84)$$

จากสมการ (2-83) และ (2-84) เรียกว่า สมการค่าเฉลี่ยเรโนลด์นาเวียร์ – สโตกส์ (Reynolds – Averaged Navier – Stokes Equation, RANS) ซึ่งสมการที่ได้มีรูปแบบคล้ายคลึงกับสมการนาเวียร์ – สโตกส์ ที่ให้ค่าเปลี่ยนไปแบบชั่วขณะ จะเห็นว่าสมการที่แสดงการไหลแบบปั่นป่วนเป็นสมการอนุพันธ์ย่อยไม่เชิงเส้นอันดับที่สองและยังมีสมการอื่นๆ อีกเชื่อมโยงกันอยู่ในระบบซึ่งยากต่อการหาผลเฉลยโดยวิธีแม่นยำตรงในทางคณิตศาสตร์ (Analytical Method) ในทุกวันนี้ยังไม่มีผลเฉลยแบบปิด (Close form Solution) สำหรับสมการนาเวียร์ – สโตกส์ ดังนั้นระเบียบวิธีเชิงตัวเลขจึงเป็นที่นิยมในการหาผลเฉลยในปัจจุบัน และเพื่อให้เป็นปัญหาแบบปิด (Closure Problem) ในสมการ (2-84) เทอมความเค้นเรย์โนลด์ (Reynolds Stresses) $-p\bar{u}_i'\bar{u}_j'$ จำเป็นต้องใช้แบบจำลองความปั่นป่วน

แบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน

สำหรับแบบจำลองปั่นป่วน มีอยู่ด้วยกันหลายแบบ แต่ที่นำมาใช้ในการจำลองปัญหาสำหรับงานวิจัยนี้คือ Standard $k - \varepsilon$

ในการหาค่าเรย์โนลด์สเทรต ($-p\bar{u}_i'\bar{u}_j'$) ใช้สมมติฐานของบาวด์ซึเนสและแบบจำลองทางเรย์โนลด์สเทรตซึ่งจะจัดอยู่ในรูปของสมการดังต่อไปนี้

$$-p\bar{u}_i'\bar{u}_j' = \left[\mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2-85)$$

แบบจำลอง Standard $k - \varepsilon$

แบบจำลอง Standard $k - \varepsilon$ ซึ่งประกอบไปด้วย พลังงานจลน์ของการปั่นป่วน (k) และ อัตราการกระจาย (ε)

สมการการส่งผ่านสำหรับแบบจำลอง Standard $k - \varepsilon$ พลังงานจลน์ของการปั่นป่วน (k) และอัตราการกระจาย (ε) จะรวมอยู่ในสมการการส่งผ่านดังนี้

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (2-86)$$

และ

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho\varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho\varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \\ + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} (G_k + C_{3\varepsilon} G_b) - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (2-87)$$

ในสมการเหล่านี้ G_k แทนการแยกออกของพลังงานจลน์ของการปั่นป่วน ซึ่งเกิดจากความเร็วเฉลี่ยซึ่งหาได้จากสมการ

$$G_k = -\overline{\rho u'_i u'_j} \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \quad (2-88)$$

สำหรับสมมติฐานของบาวด์ซินส

$$G_k = \mu_t S^2 \quad (2-89)$$

เมื่อ S เป็นโมดูลัสของอัตราความเครียดตึงเฉลี่ย

$$S \equiv \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (2-90)$$

G_b การสลายของพลังงานจลน์ของการปั่นป่วนซึ่งเกิดจากการลอยตัว

$$G_b = \beta g_i \frac{\mu_t}{Pr_t} \frac{\partial T}{\partial x_i} \quad (2-91)$$

โดยที่ Pr_t เป็น Prandtl Number การปั่นป่วนของพลังงานและ g_i เป็นส่วนประกอบของ Gravitational Vector ในลำดับที่ i สำหรับ RNG Model ให้ Pr_t เท่ากับ $\frac{1}{\alpha}$ และ α หาได้จากสมการ

$$\left| \frac{\alpha - 1.3929}{\alpha_0 - 1.3929} \right|^{0.6321} \left| \frac{\alpha + 2.3929}{\alpha_0 + 2.3929} \right|^{0.3679} = \frac{\mu_{mol}}{\mu_{eff}} \quad (2-92)$$

เมื่อ $\alpha_0 = 1.0$ อยู่ในช่วงที่เข้าใกล้เรย์โนลด์นัมเบอร์สูง ($\mu_{mol}/\mu_{eff} \ll 1$),
 $\alpha_k = \alpha_\varepsilon \approx 1.393$ Y_M แทนการชดเชยของการแกว่งที่กว้างในการอัดแบบปั่นป่วนถึงอัตราการ
 แพร่ทั้งหมด ซึ่งจะหาได้จากสมการ

$$Y_M = 2\rho\varepsilon M_t^2 \quad (2-93)$$

เมื่อ M_t Mach Number หาได้จาก

$$M_t = \sqrt{\frac{k}{a^2}} \quad (2-94)$$

เมื่อ $a(\equiv \sqrt{\gamma RT})$ เป็นความเร็วของเสียง $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_{3\varepsilon}$ เป็นช่วงที่ σ_k และ σ_ε เป็น
 Prandtl Number แทนเทอมของพลังงานค่าความหนืดเทอร์โมไดนามิกส์ M_t เป็นการคำนวณโดยการ
 รวมระหว่าง k และ ε ได้ดังนี้

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-95)$$

เมื่อ C_μ คือค่าคงที่และค่าคงที่ของแบบจำลอง $C_{1\varepsilon}, C_{2\varepsilon}, C_\mu, \sigma_k$ และ σ_ε มีค่าดังต่อไปนี้
 $C_{1\varepsilon} = 1.44, C_{2\varepsilon} = 1.92, C_\mu = 0.09, \sigma_k = 1.0, \sigma_\varepsilon = 1.3$

บทที่ 3

ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข

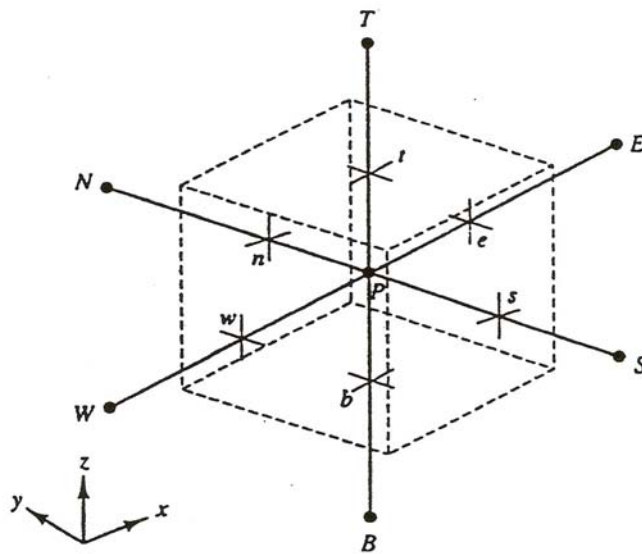
ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข (Numerical Method)

ในการหาผลเฉลยของสมการควบคุม (Governing Equation) ซึ่งอยู่ในรูปของสมการเชิงอนุพันธ์ย่อยซึ่งควบคุมกันอยู่ ได้ใช้หลักวิธีพื้นฐานของปริมาตรควบคุม ในการวิเคราะห์เชิงตัวเลข โดยแบ่งขอบเขตการคำนวณออกเป็นปริมาตรควบคุมย่อย ๆ ทำการอินทิเกรตสมการควบคุมในแต่ละปริมาตรควบคุม พร้อมทั้งจัดให้อยู่ในรูปของสมการพีชคณิต ทำการดีสครีตสมการควบคุม ซึ่งอยู่ในรูปอินทิกรัล และทำการเชื่อมโยงความสัมพันธ์ของปริมาตรต่าง ๆ ในปริมาตรควบคุมย่อยหนึ่ง ๆ กับปริมาตรต่าง ๆ ในปริมาตรควบคุมย่อยข้างเคียงให้อยู่ในรูปของสมการเชิงเส้น จากนั้นจึงทำการแก้สมการ เพื่อหาผลเฉลยต่อไป ซึ่งระเบียบวิธีดังกล่าวเรียกว่า วิธีการคำนวณแบบปริมาตรสืบเนื่อง (Finite Volume Method) และจะได้อธิบายต่อไป

รูปทั่วไปของสมการการส่งถ่ายปริมาณเกลาร์ ในปริมาตรควบคุมใด ๆ สามารถเขียนให้อยู่ในรูปอินทิกรัลได้ดังนี้

$$\int_A p \phi \bar{u} \cdot \vec{n} dA = \int_A \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot \vec{n} dA + \int_A S_\phi dV \quad (3-1)$$

โดยที่ p คือ ความหนาแน่น $\bar{u}$ คือ เวกเตอร์ความเร็ว A คือ พื้นที่ผิวของปริมาตร Γ_ϕ คือสัมประสิทธิ์การแพร่ของ ϕ $\nabla \phi$ คือ ค่าความชันของ ϕ S_ϕ คือ แหล่งกำเนิด (Source) ของ ϕ ต่อหน่วยปริมาตรเทอมต่าง ๆ ในสมการที่ (3-1) มีความหมายดังนี้ เทอมแรกของด้านซ้ายของสมการเป็นเทอมที่ขึ้นอยู่กับเวลา เทอมแรกทางด้านขวาของสมการ เป็นเทอมของการพา ส่วนเทอมที่สองด้านขวาของสมการเป็นเทอมการแพร่ การหาค่าอินทิเกรตสมการข้างต้นเป็นขั้นตอนต่อไปของการคำนวณแบบปริมาตรสืบเนื่อง ในการวิเคราะห์การไหลแบบ 3 มิติ จะกำหนดให้ค่า ϕ มีค่าเป็น u, v และ w ต่อไปเราจะพิจารณาปริมาตรควบคุมใด ๆ ในรูปที่



ภาพประกอบ 19 ปริมาตรควบคุม 3 มิติ

จากภาพประกอบ 19 จุด p ตัวแทนของปริมาตรจะอยู่ในตำแหน่งกลางของปริมาตรพื้นผิวแต่ละด้านของปริมาตรเขียนแทนด้วย e, w, n, s, t และ b ซึ่งหมายถึง พื้นผิวด้านทิศตะวันออก ทิศตะวันตก ทิศเหนือ ทิศใต้ ด้านบนและด้านล่างของจุด p ตามลำดับ ต่อไปเป็นการดิสครีตสมการ (3-1)

การดิสครีตไทเซชัน (Discretization)

สมการอนุพันธ์ย่อยไม่เชิงเส้นที่ใช้อธิบายการไหลของของไหลนั้น เมื่อทำการดิสครีตในแต่ละเทอมจะได้ดังนี้

เทอมการพา (Convection term)

ทำการดิสครีต เทอมการพาจะได้ดังนี้

$$\int_A (\rho \phi u) \vec{n} dA = [(p \phi Au)_e] - (p \phi Au)_w \\ + [(p \phi Av)_n - (p \phi Av)_s]$$

$$+ [(p\phi Aw)_t - (p\phi Aw)_b] \quad (3-2)$$

สามารถเขียนสมการของการพาที่ทำการดิสครีตแล้วให้ง่ายขึ้นโดยการแทนด้วย $F = puA$ โดยที่ค่า F คือ ฟลักซ์ของการพา (Convective Flux) เขียนสมการ (3-2) ใหม่ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \int_A (\rho\phi u) \vec{n} dA &= [(pF\phi)_e - (F\phi)_w] \\ &+ [(F\phi)_n - (F\phi)_s] \\ &+ [(F\phi)_t - (F\phi)_b] \end{aligned} \quad (3-3)$$

เทอมการแพร่ (Diffusion Term)

ทำการดิสครีตเทอมการแพร่ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} &\left[\left(A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_e - \left(A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_w \right] \\ &+ \left[\left(A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_n - \left(A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_s \right] \\ &+ \left[\left(A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_t - \left(A\Gamma \frac{\partial \phi}{\partial x} \right)_b \right] \end{aligned} \quad (3-4)$$

เมื่อ Γ คือสัมประสิทธิ์ของการแพร่ เพื่อความสะดวกเราจะใช้ตัวแปร $D = \frac{\Gamma A}{8X}$ แสดงแทน ฟลักซ์ของการแพร่ (Diffusive Flux) และสามารถเขียนสมการของการพาที่ทำการดิสครีตแล้วได้ใหม่เป็น

$$[D_e(\phi_e - \phi_p) - D_w(\phi_p - \phi_w)]$$

$$\begin{aligned}
& + [D_n(\phi_n - \phi_p) - D_s(\phi_p - \phi_s)] \\
& + [D_1(\phi_1 - \phi_p) - D_b(\phi_p - \phi_b)]
\end{aligned} \tag{3-5}$$

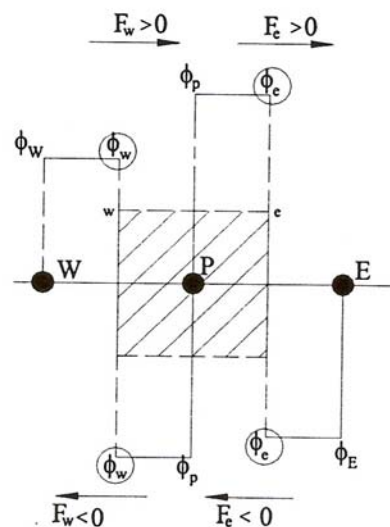
ค่า $\phi_e, \phi_n, \phi_s, \phi_p$ และ ϕ_b เป็นค่าของ ϕ ที่พื้นผิวผนังของปริมาตรซึ่งหาได้โดยการประมาณค่า ϕ และการประมาณค่า ϕ ที่บริเวณผิวของปริมาตรนั้นมีหลายวิธีด้วยกัน แต่ที่จะนำเสนอและใช้ในงานวิจัยนี้ คือ ระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่ง (First Order Scheme, FODS) วิธีผลต่างอันดับที่สอง (Second Order wind Scheme, SOUS) และระเบียบวิธีผลต่างควิก Quadratic upstream interpolation for convective kinetics differencing scheme, QUICK)

การประมาณค่าของอินทิกรัลพื้นผิว

ในการประมาณค่าเทอมที่เกิดการพา นั้น จะใช้ระเบียบวิธีแบบต่างๆ ดังต่อไปนี้ ระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่ง วิธีผลต่างอันดับที่สอง และระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก ซึ่งจะแสดงรายละเอียดดังต่อไปนี้

ระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่ง

สำหรับปริมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่งนั้น ค่าที่ต้องการหาคือค่า ϕ ในกรณี F_e เป็นค่าบวก ค่าของ ϕ_e จะถูกกำหนดให้เท่ากับค่า ϕ_p สังเกตว่าจะให้เท่ากับค่าที่อยู่ทางด้านปลายลูกศร กรณีที่ F_e เป็นค่าลบ ค่า ϕ_e จะถูกกำหนดให้เท่ากับ ϕ_E ดังแสดงในรูปที่



ภาพประกอบ 20 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างอันดับที่หนึ่ง

$$\phi_e = \phi_p : F_e > 0, \phi_e = \phi_E : F_e < 0,$$

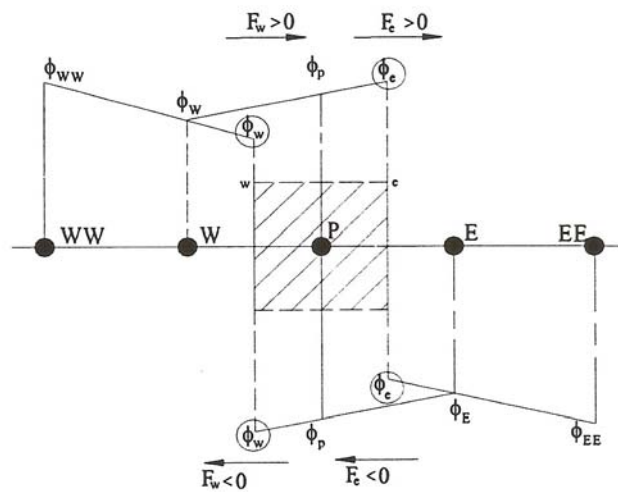
$$\phi_w = \phi_w : F_w > 0, \phi_w = \phi_p : F_w < 0,$$

ดังนั้นสมการเขียนได้ดังนี้

$$F_e \phi_e = \phi_p [F_e] + \phi_e [-F_e] \quad (3-6)$$

ระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่สอง

ค่า ϕ จะประมาณค่าภายในที่พื้นผิวของปริมาตรโดยใช้ตำแหน่งกริดข้างเคียงที่ปลายลูกศร 2 กริด (Downstream) ดังแสดงในภาพประกอบ 21



ภาพประกอบ 21 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่สอง

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_p - \frac{1}{2}\phi_w : F_e > 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{2}\phi_w - \frac{1}{2}\phi_{ww} : F_w > 0$$

$$\phi_e = \frac{3}{2}\phi_E - \frac{1}{2}\phi_{EE} \quad : F_e > 0$$

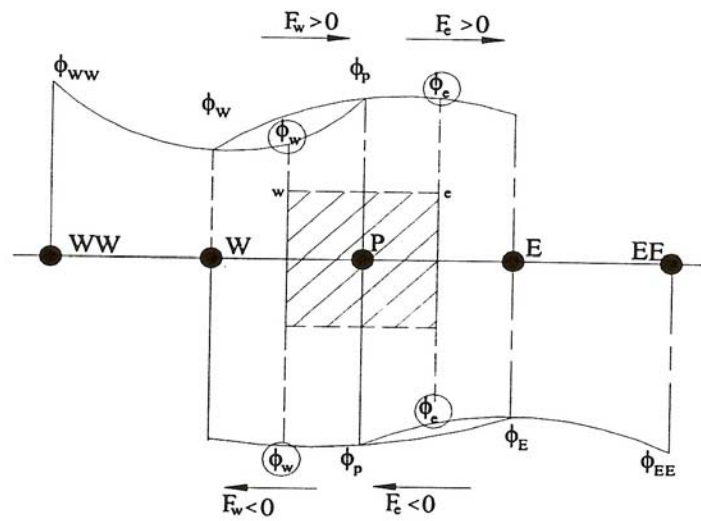
$$\phi_w = \frac{3}{2}\phi_p - \frac{1}{2}\phi_E \quad : F_w > 0$$

ดังนั้นสมการเขียนได้ดังนี้

$$F_e \phi_e = \left(\frac{2}{3}\phi_p - \frac{1}{2}\phi_w \right) [F_e] - \left(\frac{2}{3}\phi_E - \frac{1}{2}\phi_{EE} \right) [-F_e] \quad (3-7)$$

ระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก

การประมาณค่า ด้วยระเบียบวิธีนี้ ตั้งสมมติฐานอยู่บนค่าเฉลี่ยของระเบียบวิธีผลต่างต้นลมอันดับที่สอง (Versteeg & Malalasekera. 1995) การหาค่าพื้นผิวนั้น หาได้จาก 2 กริด ข้างเคียงอยู่ที่ปลายลม (Downstream) และอีก 1 กริดที่อยู่ต้นลม (Upstream)



ภาพประกอบ 22 การประมาณค่าแบบระเบียบวิธีผลต่างแบบควิก

$$\phi_e = \frac{3}{8}\phi_E + \frac{3}{4}\phi_p - \frac{1}{8}\phi_w \quad : F_e > 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{8}\phi_p + \frac{3}{4}\phi_w - \frac{1}{8}\phi_{ww} \quad : F_w > 0$$

$$\phi_e = \frac{3}{8}\phi_p + \frac{3}{4}\phi_E - \frac{1}{8}\phi_{EE} \quad : F_e < 0$$

$$\phi_w = \frac{3}{8}\phi_w + \frac{3}{4}\phi_p - \frac{1}{8}\phi_E \quad : F_w < 0$$

ดังนั้นสมการเขียนได้ดังนี้

$$F_e \phi_e = \left(\frac{3}{8}\phi_E + \frac{3}{4}\phi_p - \frac{1}{8}\phi_w \right) [F_e] - \left(\frac{3}{4}\phi_E + \frac{3}{8}\phi_p - \frac{1}{8}\phi_{EE} \right) [-F_e] \quad (3-8)$$

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรของปริมาตรหนึ่ง ๆ กับตัวแปรของปริมาตรข้างเคียงสามารถเขียนให้อยู่ในรูปเชิงเส้นได้ดังนี้

$$a_p \phi_p = \sum a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (3-9)$$

โดยที่ตัวห้อย nb หมายถึง ปริมาตรข้างเคียง ส่วน a_p และ a_{nb} เป็นสัมประสิทธิ์ของการทำให้อยู่ในเชิงเส้นสำหรับตัวแปร ϕ_p และ ϕ_{nb} ตามลำดับ ซึ่งจำนวนของปริมาตรข้างเคียงมีค่าเท่ากับด้านที่ล้อมรอบปริมาตรที่พิจารณา ส่วน b เป็นเทอมที่เพิ่มมาจากแหล่งกำหนดอื่น ๆ

การหาผลเฉลยโดยวิธีการแยกพิจารณา (Segregated Method) เป็นการแยกส่วนในการคำนวณระหว่างสมการโมเมนตัมและสมการความต่อเนื่อง แต่อย่างไรก็ตามค่าต่าง ๆ ที่ได้จากการคำนวณต้องสอดคล้องกัน สมการที่ (3-10) เป็นสมการโมเมนตัมที่ดิสครีตแล้วในแนวแกน x โดยได้พิจารณาผลของแรงที่เกิดจากความดัน pA_f และกำหนดให้ $\phi = u$

$$a_p u_p = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb} + \sum PA_f + B \quad (3-10)$$

โดยที่ แทนพื้นที่ผิวที่พิจารณา B แทนแหล่งกำเนิดอื่นๆ ที่ปราศจากการกระจายความดันสมการโมเมนตัม ในแนวแกน y และแนวแกน z ก็มีลักษณะคล้ายคลึงกัน ส่วนสมการความต่อเนื่องที่ดิสครีตแล้วแสดงได้ดังนี้

$$\sum_f^{N_{faces}} p u_n A_f = 0 \quad (3-11)$$

โดยที่ N_{faces} เป็นจำนวนผนังล้อมรอบปริมาตร คือ ความเร็วที่ผนังปริมาตร

กระบวนการหาคำตอบ (Solution algorithm)

เพื่อให้ค่าความดันและความเร็วในสมการโมเมนตัมสอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง ดังนั้นกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE (Semi – implicit Method for Pressure – Linked Equations), SIMPLER (Semi – implicit Method for Pressure – Linked Equations Consistent) และ PISO (Pressure implicit with Splitting of Operators) จึงถูกนำมาใช้เพื่อตรวจสอบค่าความดันและความเร็วให้มีความสอดคล้องกัน (Versteeg & Malalasekera. 1995; (Patankar & Spalding. 1972) จากสมการ (3-11) เราจะกำหนด p เพื่อให้ได้ค่าของ u และเพื่อปรับค่าที่ได้จากการคำนวณในรอบแรกเพื่อช่วยให้ผู้เข้าหาคำตอบเราจะเพิ่มขึ้นมา ดังนั้นสมการ (3-24) สามารถเขียนได้เป็น

$$a_p u_p^* = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb}^* + \sum (p_w^* - p_e^*) A_f + B \quad (3-12)$$

โดยที่ p_w^* และ p_e^* เป็นค่าความดันของแต่ละปริมาตรที่ติดกัน ในการแก้สมการจะเริ่มต้นด้วยการสมมติค่าความดัน p^* เพื่อให้ได้ค่า u^* , v^* และ w^* และค่าที่ได้จะต้องที่สอดคล้องกับสมการความต่อเนื่อง ดังนั้นความสัมพันธ์ที่ได้เพิ่มเติม p' เข้ามาเพื่อปรับค่า p^* ในการคำนวณรอบต่อไป ซึ่งมีดังนี้

$$p = p^* + p', u = u^* + u' \quad (3-13)$$

โดยที่ p' เรียกว่า การตรวจสอบค่าความดัน (Pressure correction) ดังนั้นสมการ (3-12) สามารถเขียนได้เป็น

$$a_p u_p' = \sum_{nb} a_{nb} u_{nb}' + \sum (p_w' - p_e') A_f + B \quad (3-14)$$

ในกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE จะไม่พิจารณาเทอม $\sum_{nb} a_{nb} u_{nb}'$ ดังนั้นจะได้สมการที่ติดครีตของการตรวจสอบค่าความดันในปริมาตรเป็นดังนี้

$$u_p^* \Delta d_f (p_f^* - p_e^*) \quad (3-15)$$

โดยที่เทอม d_f มีค่าเท่ากับ $d_f = \frac{A_f}{a_p}$ ในสมการโมเมนตัมที่ดีสครีตแล้ว การปรับค่าความดันและอัตราการไหลผ่านผนังปริมาตรในแต่ละครั้งนั้น จะเป็นไปตามสมการนี้

$$p = p^* + \alpha_p p' \quad (3-16)$$

โดยที่ α_p เป็นค่าแฟคเตอร์ของการปรับค่า สำหรับกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLEX นั้นเริ่มต้นจะเหมือนกับกระบวนการหาคำตอบแบบ SIMPLE ที่กล่าวมาข้างต้น แต่ต่างกันที่ได้นำเทอม $\sum_{nb} a_{nb} u'_{nb}$ มาพิจารณาด้วย ซึ่งจะมีสัมประสิทธิ์ของ d_f เป็นฟังก์ชันของ $1 - \sum_{nb} a_{nb} / a_p$ ดังนั้นสมการที่ดีสครีตของการตรวจสอบค่าความดันในปริมาตรที่พิจารณาจะเป็น $u'_p \Delta \frac{d_f}{1 - \sum_{nb} a_{nb} / a_p} (p_w^* - p_e^*)$ ส่วนประกอบการหาคำตอบแบบ PISO นั้นได้ปรับปรุงประสิทธิภาพของการคำนวณจาก SIMPLE โดยการเพิ่ม Neighbor Correction และ Skewness Correction ซึ่งได้พิจารณาวงจร (Loop) ในการคำนวณเพื่อให้ค่าความดันและความเร็วของสมการโมเมนตัมสอดคล้องกับสมการความต่อเนื่องเร็วขึ้น กระบวนการทำซ้ำนี้เรียกว่าการปรับโมเมนตัม (Momentum Correction) หรือ Neighbor Correction กระบวนการหาคำตอบแบบ PISO นั้น ทำให้การใช้เวลาในการประมวลผลต่อรอบการคำนวณมากขึ้นเพียงเล็กน้อย แต่จะทำให้จำนวนรอบในการทำซ้ำเพื่อลู่ออกหาคำตอบลดลง สำหรับ Skewness Correction นั้นเป็นตัวปรับค่าฟลักซ์ของมวลที่ผนังของปริมาตรและค่าความแตกต่างของการตรวจสอบค่าความดัน

เงื่อนไขขอบ (Boundary Condition)

ในการแก้สมการเชิงอนุพันธ์ย่อยสิ่งสำคัญที่ขาดเสียไม่ได้คือเงื่อนไขขอบ ดังนั้นเงื่อนไขขอบเป็นตัวบ่งชี้ถึงลักษณะของความเป็นจริงที่เกิดขึ้นในบริเวณขอบเขตของการคำนวณ ในการกำหนดเงื่อนไขขอบจำเป็นต้องคำนึงถึงความเป็นจริงที่เกิดขึ้น เพื่อให้การจำลองปัญหาเหมือนจริงมากที่สุด ซึ่งส่งผลถึงความถูกต้องของผลที่ได้จากการคำนวณสำหรับการจำลองการไหลในงานวิจัยนี้ มีเงื่อนไขขอบดังต่อไปนี้

เงื่อนไขขอบที่ทางเข้า (Inlet boundary condition)

ลักษณะของน้ำที่ทางเข้ากำหนดเป็นค่าความเร็วเฉลี่ยและค่าความเข้มของการปั่นป่วน (Turbulence Intensity, I) ซึ่งจากค่าความเข้มของการปั่นป่วน สามารถคำนวณหาค่า k และ ε ได้จาก

$$k = \frac{3}{2}(\bar{u}I)^2 \quad (3-17)$$

$$\varepsilon = C_\mu^{3/4} \frac{k^{3/2}}{\ell} \quad (3-18)$$

เมื่อ C_μ คือค่าคงที่โดยทั่วไปมีค่าประมาณ 0.09 และ $\ell = 0.7L$ โดยที่ L คือค่าคุณลักษณะความยาว (Characteristic Length) ℓ คือ สเกลของความยาว

เงื่อนไขขอบเขตที่ผนัง (Wall boundary condition)

สำหรับเงื่อนไขขอบเขตที่บริเวณผนัง กำหนดให้ความเร็วมีค่าเป็นศูนย์ (No Slip Condition) และบริเวณใกล้ๆ ผนังกำหนดให้ใช้ฟังก์ชันผนังมาตรฐาน (Standard Wall Function) (Yakhot & Orzag. 1986) โดยกำหนดให้ค่าความเร็วเฉลี่ย สมการฟังก์ชันผนังมาตรฐานเขียนได้เป็น

$$u^+ = \frac{1}{k} \ln(Ey^+) \quad (3-19)$$

$$u^+ = \frac{\bar{u}_p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2}}{\tau_w / p} \quad (3-20)$$

$$y^+ = \frac{p C_\mu^{1/4} k_p^{1/2} y_p}{\mu} \quad (3-21)$$

โดยที่ K คือค่าคงที่ของวอนคาร์มันน์ (Von Karman Constant) มีค่าเท่ากับ 0.42 ส่วน E คือ ค่าคงที่จากการทดลองมีค่าเท่ากับ $9.81u_p$ คือ ค่าความเฉื่อยที่จุด P , k_p คือ ค่า

พลังงานจลน์ของความปั่นป่วนที่จุด p, y_p คือ ระยะทางที่จุด P กับผนังและ u คือค่าความหนืดของของไหล โดยทั่วไปแล้ว เมื่อ ค่าความเร็วเฉื่อยที่ได้จะเป็นไปตามสมการ (3-34) (Patankar & Spalding, 1972) แต่ที่ $y^+ > 11.25$ ค่าของความเร็วเฉื่อยจะเป็นไปตาม ความสัมพันธ์ของความเค้นและความเครียดแบบราบเรียบ (Laminar Stress-strain Relationship) ดังนี้

$$u^+ = y^+ \quad (3-22)$$

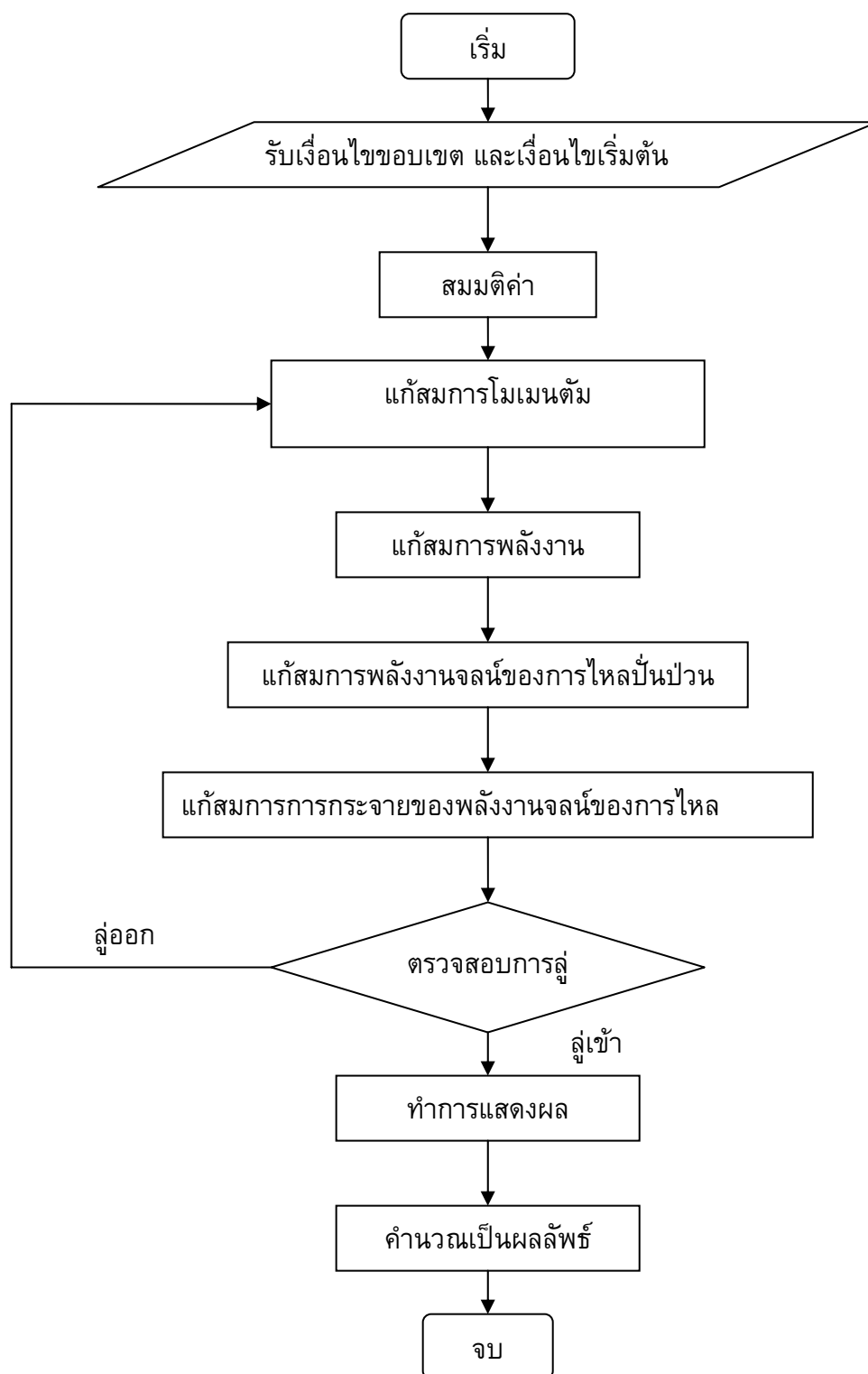
เงื่อนไขขอบที่ทางออก (Outlet boundary condition)

สำหรับเงื่อนไขขอบที่ทางออก กำหนดเป็นแบบ Out Flow ซึ่งได้ค่าฟลักซ์ของการแพร่มีค่าเท่ากับศูนย์ โดยไม่คิดผลจากความดันที่ทางออกย้อนกลับ (Back Pressure) และการไหลอยู่ในช่วงพัฒนาเต็มที่แล้ว (Fully Developed)

ขั้นตอนและลำดับการแก้สมการ

สำหรับการหาผลเฉลยนั้น จะใช้การคำนวณซ้ำ ซึ่งขั้นตอนในแต่ละรอบมีรายละเอียดแสดงดังในภาพประกอบ 11 ซึ่งมีขั้นตอนดังนี้

1. กำหนดเงื่อนไขขอบเขตเริ่มต้น และทำการสมมติค่าเริ่มต้นในการคำนวณ
2. กำหนดเงื่อนไขในการคำนวณ เป็นไหลผ่านรูปทรงแบบมีครีระบายความร้อน โดยให้มีการไหลแบบปั่นป่วน รวมทั้งมีการถ่ายเทความร้อน
3. แก้สมการโมเมนตัมเพื่อทำการหาความเร็ว
4. แก้สมการพลังงานเพื่อทำการหาพลังงานรวมจำเพาะ
4. แก้สมการแบบจำลองการไหลแบบปั่นป่วน และอัตราการสูญเสียของพลังงานจลน์ของการไหลแบบปั่นป่วน โดยใช้แบบจำลอง $k - \varepsilon$ Model
5. กลับไปทำในขั้นตอนที่ 3-5 ใหม่จนกระทั่งได้ค่าที่ได้จากการคำนวณมีค่าเท่าเดิม จะได้ผลการคำนวณที่ลู่เข้าหาคำตอบโดยใช้ Criterion convergence 10^{-5}



ภาพประกอบ 23 ขั้นตอนและลำดับการแก้สมการ

ความผิดพลาดที่เกิดขึ้นในการจำลอง

ความผิดพลาดที่เกิดขึ้นจากการคำนวณด้วยวิธีการเชิงตัวเลขนั้น หลีกเลียงไม่ได้เนื่องจากเป็น การประมาณค่า และใช้แบบจำลองความปั่นป่วน ค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้นนั้นสามารถแบ่งออกได้ ดังนี้ ความผิดพลาดที่เกิดขึ้นจากแบบจำลองเอง ความผิดพลาดที่เกิดขึ้นจากดิสครีตและค่าความ ผิดพลาดที่เกิดขึ้นจากกระบวนการทำซ้ำ (Iteration) รายละเอียดของค่าความผิดพลาดมี ดังต่อไปนี้

ความผิดพลาดที่เกิดจากแบบจำลอง คือ ค่าความแตกต่าง ระหว่างจากแบบจำลองที่สร้างขึ้น กับอุปกรณ์ไฮโดรอนจริง และการไหลจริงกับการไหลในการจำลองที่เราตั้งสมมติฐานขึ้น ซึ่ง คุณสมบัติของการไหลไม่สามารถที่จะกำหนดให้ถูกต้องกับของไหลที่เป็นจริงได้ เช่น การเปลี่ยนแปลง ความหนาแน่นที่แปรตามอุณหภูมิในของไหลจริง เงื่อนไขขอบเขตที่เรากำหนดไว้เป็นเพียงคาดคะเน ซึ่งไม่สามารถจะกำหนดให้ตรงกับความเป็นจริงมากที่สุดได้ความผิดพลาดที่เกิดจากดิสครีตนั้นคือ ความผิดพลาดที่เกิดจากการประมาณค่าของสมการอนุพันธ์ย่อย ซึ่งเราจำเป็นที่จะต้องตัดเทอมปลาย ของสมการอนุกรมเทเลอร์(Taylor Series) ออกไป เพื่อที่จะทำให้เรามีการประมาณค่าได้ และเทคนิค การประมาณค่าแต่ละชนิดก็จะมีค่าความผิดพลาดแตกต่างกันออกไป

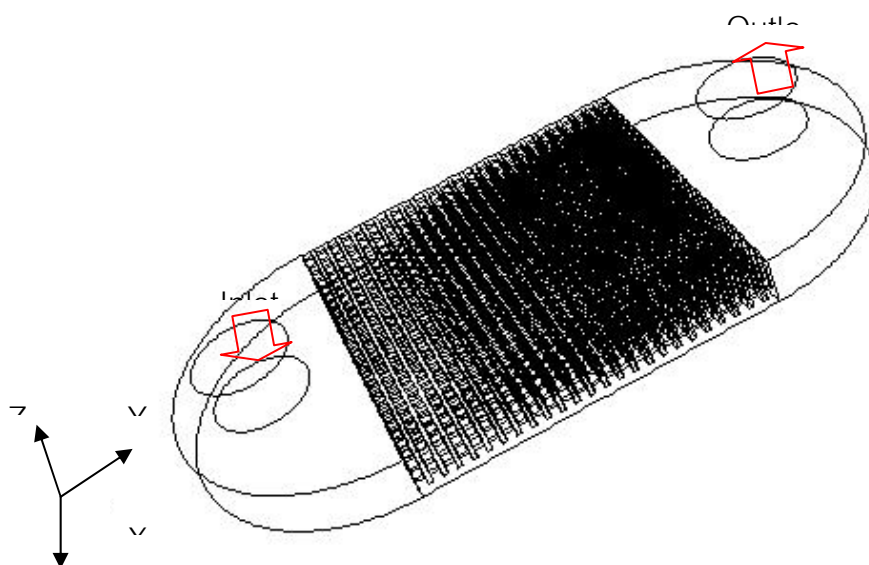
สุดท้ายเป็นค่าความผิดพลาดที่เกิดจากกระบวนการทำซ้ำซึ่งในกระบวนการหาผลเฉลยของ สมการอนุพันธ์ย่อยได้ทำการดิสครีตแล้วนั้นจำเป็นที่จะต้องใช้กระบวนการทำซ้ำ โดยที่กระบวนการ ทำซ้ำนี้จะมีการสิ้นสุดที่เป็นไปได้ยากมากดังนั้นเราจึงจำเป็นต้องกำหนดจุดให้กระบวนการทำซ้ำนั้น หยุด จุดนั้น เรียกว่า **Criteria** ค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้นสามารถที่จะลดให้น้อยลงได้โดยการ กำหนดค่านี้ให้มากขึ้น แต่อย่างไรก็ตามเราจะต้องเวลาในการจำลองมากขึ้นด้วย นอกจากนี้ยังมีค่า ความผิดพลาดที่เกิดจากจำนวนกริดไม่ละเอียดพอ ค่าความผิดพลาดที่เกิดจากแบบจำลองของไหลไม่ ดีพอ

ลักษณะของแบบจำลองที่ใช้

ในการจำลองการไหลเพื่อทำการเก็บผลการจำลองโดยที่จะใช้เงื่อนไขในการจำลองจากผล การทดลองที่ได้จาก ของสงกรานต์ วิริยะศาสตร์และของวีรวัฒน์ ยิงยงซึ่งจะแบ่งออกเป็นสอง กรณีศึกษาคือการไหลแบบเข้าและออกอย่างละหนึ่งช่องทาง และอีกแบบเป็นแบบการฉีดไปใน แบบจำลองโดยให้ฉีดเข้าตรงกลางซึ่งจะเห็นได้ดังภาพประกอบต่อไปนี้

การจำลองในแบบจำลองแบบที่หนึ่ง

ในการทำการจำลองของแบบจำลองนี้ได้นำเอาเงื่อนไขที่สอดคล้องกันกับการทดลองของสงกรานต์ วิริยะศาสตร์มาเป็นเงื่อนไขในการป้อนค่าต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิของซีพียู อุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางเข้าในส่วนแรกนั้นจะเป็นการหาขนาดของจำนวนกริดที่เหมาะสม เมื่อได้ขนาดของกริดที่เหมาะสมแล้วก็จะทำการจำลองการเพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้ระหว่างผลการจำลองกับผลการทดลองโดยที่นำค่าอุณหภูมิที่ทางออกเฉลี่ย เมื่อได้ขนาดของช่องการไหลที่เหมาะสมแล้วก็ทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของสารหล่อเย็นที่ทางเข้า เปลี่ยนวัสดุที่ใช้ทำแผ่นครีระบายความร้อนตามลำดับ



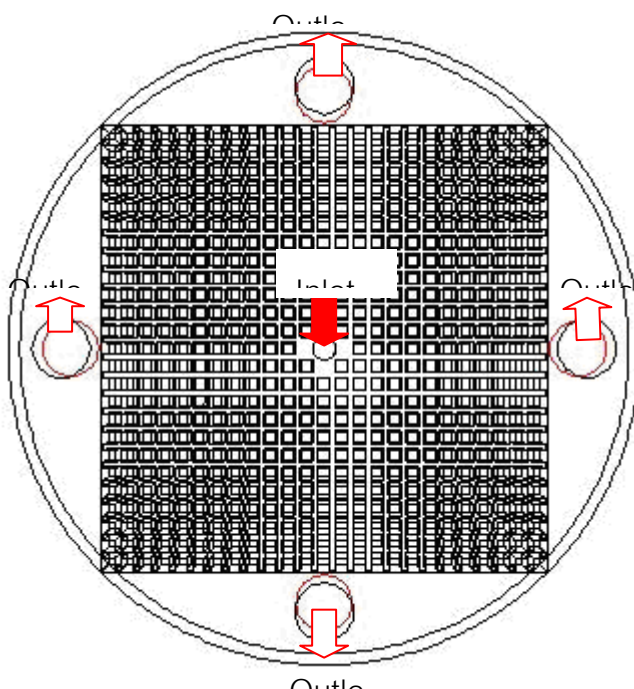
ภาพประกอบ 24 แสดงแบบจำลองแบบที่หนึ่ง

ภาพประกอบ 24 แสดงแบบจำลองแบบที่หนึ่งให้แบบจำลองมีทางเข้าและออกของสารหล่อเย็นเพียงด้านเดียว โดยให้สารทำความเย็นไหลเข้าด้านหนึ่งแล้วไหลผ่านแผ่นครีระบายความร้อนไปตลอดหลังจากนั้นให้ไหลออกที่ตำแหน่งทางออกที่อยู่ด้านตรงกันข้ามกันของแบบจำลองดังที่เห็นได้จากภาพประกอบ 24

การจำลองในแบบจำลองแบบที่สอง

ในการทำการจำลองของแบบจำลองนี้ได้นำเอาเงื่อนไขที่ได้จากการทดลองของวิริยะวัฒน์ ยิ่งยง มาเป็นเงื่อนไขในการป้อนค่าต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิของซีพียู อุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าในส่วนแรกนั้นจะเป็นการจำลองเพื่อเปรียบเทียบขนาดของแผ่นครีที่มีช่องการไหลของสารหล่อเย็นที่มีขนาดแตกต่างกัน ซึ่งนำผลที่ได้จากการจำลองมาเปรียบเทียบผลการทดลองโดยที่เป็นอุณหภูมิที่ทางออก

เฉลี่ยมาเปรียบเทียบกัน เมื่อได้ขนาดของครีบบายความร้อนที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดแล้วจะมีการเปลี่ยนอัตราการไหลของสารหล่อเย็น เปลี่ยนขนาดของหัวฉีดที่ใช้ฉีดสารหล่อเย็นตามลำดับ



ภาพประกอบ 25 แสดงแบบจำลองแบบที่สอง

ภาพประกอบ 25 แสดงแบบจำลองแบบที่สองให้แบบจำลองมีทางเข้าเพียงหนึ่งช่องทางตรงกลางและทางออกของสารหล่อเย็นเป็นสี่ช่องทาง โดยให้สารทำความเย็นฉีดเข้าตรงกลางแล้วไหลผ่านแผ่นครีบบายความร้อนไปตลอด หลังจากนั้นให้ไหลออกที่ตำแหน่งทางออกที่อยู่ทางด้านข้างทั้งสี่ด้าน

เงื่อนไขเริ่มต้นในการจำลอง

ในการจำลองการไหลนั้นเราจำเป็นต้องมีการป้อนค่าในครั้งแรกก่อนเพื่อให้โปรแกรมสามารถรู้ได้ว่าในการคำนวณนั้นจะต้องได้รับเอาค่าของส่วนใดบ้าง ซึ่งในการจำลองนั้นจะมีการกำหนดและป้อนค่าต่างๆ เช่น เงื่อนไขขอบที่ทางเข้า ที่ทางออก และบริเวณติดกับผนัง รวมจนถึงกระบวนการ

ควบคุมการหาคำตอบของโปรแกรม แบบจำลองที่เลือกใช้ และทำยุติการกำหนดรอบเพื่อให้โปรแกรมมีการคำนวณ เป็นต้น ซึ่งสามารถแสดงไว้ในตาราง 2

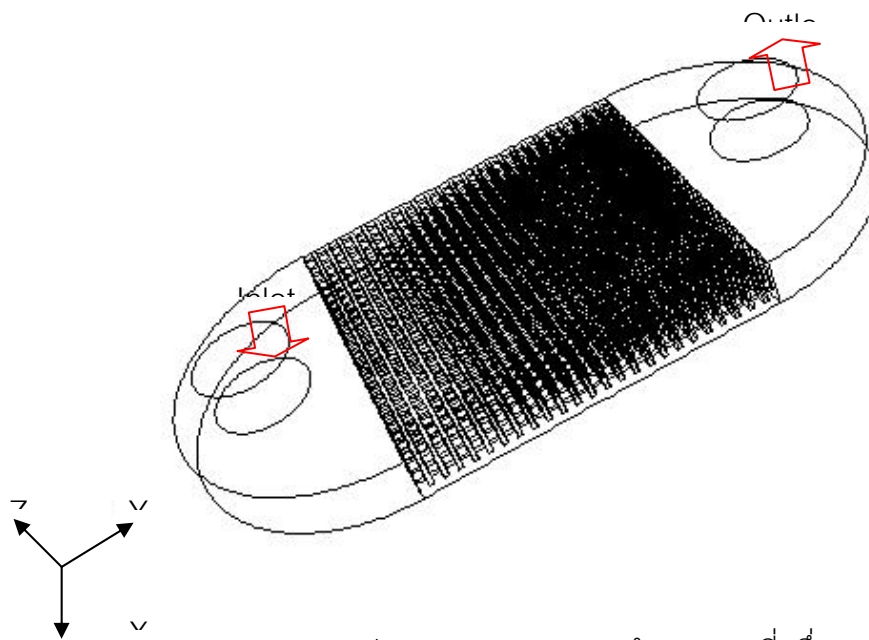
ตาราง 2 แสดงเงื่อนไขต่างๆที่ใช้ในการจำลองทั้งสองแบบจำลอง

รายละเอียดของเงื่อนไข	กลุ่มของเงื่อนไขหลัก	เงื่อนไขรองที่เลือกใช้
ข้อกำหนดเงื่อนไขที่ป้อน	แบบจำลองเป็นลักษณะ	3D
	สมการพลังงาน	เลือกใช้
	แบบจำลองปั่นป่วน	Standard $K - \epsilon$
	ขอไหลที่ใช้	น้ำ (H_2O)
เงื่อนไขขอบ	ที่ทางเข้า	m^*, T_{in} (Constant)
	ที่ติดผนัง	Standard Wall Function, T_{wall} (Constant), No Slip Condition
	ที่ทางออก	-Out Flow -ไม่คิดความดันย้อนกลับ
การควบคุมกระบวนการหาคำตอบ	กระบวนการหาคำตอบ	SIMPLE
	การดีสครีตไทเซชัน	First Order
	จำนวนรอบที่ให้คำนวณ	500 รอบ

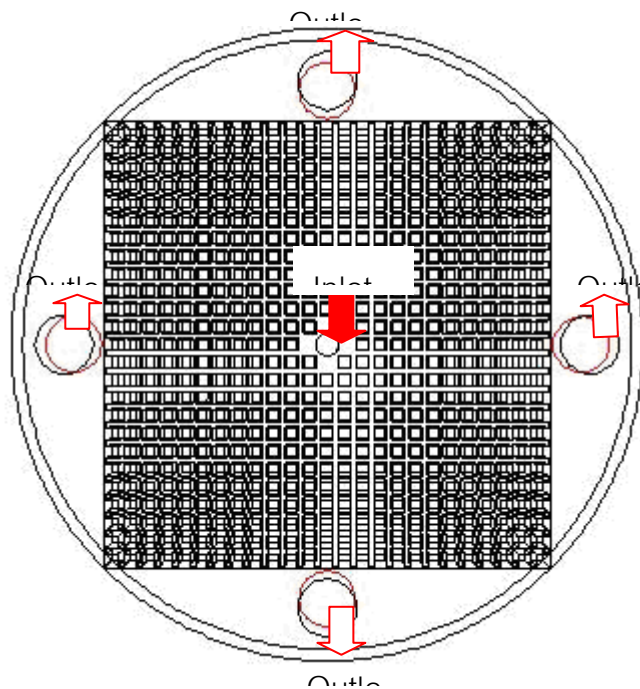
บทที่ 4

ผลและการวิเคราะห์

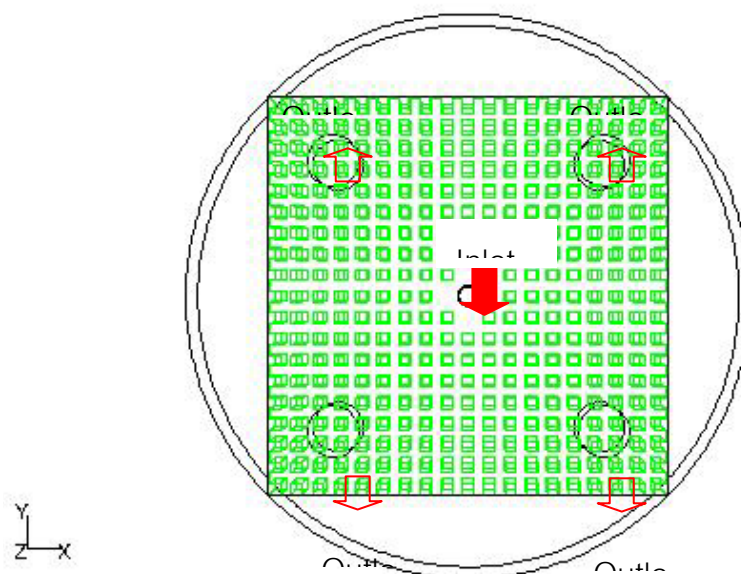
4.1 แบบจำลองที่ใช้ศึกษา



ภาพประกอบ 26 แสดงแบบจำลองแบบที่หนึ่ง



ภาพประกอบ 27 แสดงแบบจำลองแบบที่สอง



ภาพประกอบ 28 แสดงแบบจำลองแบบที่สาม

4.2 ผลของจำนวนของกริดที่ต่างกัน

ในการเปรียบเทียบนั้นเราได้ทำการเปรียบเทียบโดยนำเอาอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเพื่อหาจำนวนของกริดที่เหมาะสมกับแบบจำลองเพื่อนำไปจำลองในลำดับต่อไป โดยที่จำนวนของกริดของแบบจำลองต่างกันคือ 600,000, 800,000 และ 1,00,000 กริด ซึ่งทำการเปรียบเทียบที่อุณหภูมิของทางออกเฉลี่ยเปรียบเทียบกับผลการทดลองโดยขนาดของความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นขนาด 1.25 มิลลิเมตรอัตราการไหล 0.02 Kg/s อุณหภูมิของซีฟียู 42.81 °C และอุณหภูมิของสารหล่อเย็น 35.33 °C โดยผลการจำลองที่ได้แสดงเป็นค่าอุณหภูมิของน้ำที่ทางออกเฉลี่ยซึ่งจะมีรายละเอียดดังตาราง 3

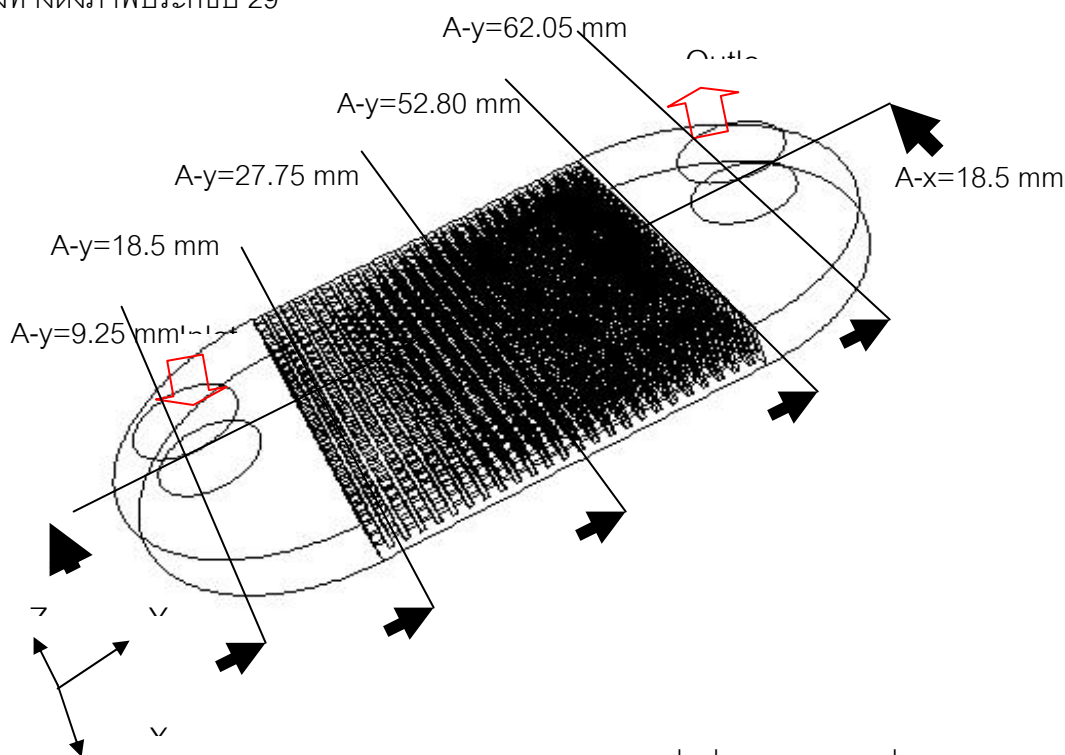
ตาราง 3 แสดงอุณหภูมิของน้ำที่ทางออกเฉลี่ยระหว่างผลของการจำลองกับผลการทดลอง

จำนวนของกริด	ผลการจำลอง °C	ความคลาดเคลื่อน%
600,000	37.33	0.86
800,000	36.69	
1,000,000	37.23	0.73

จากตาราง 4 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยพบว่าจำนวนกริดที่ 800,000 กริด มีค่าของอุณหภูมิที่ทางออกเฉลี่ยเข้าใกล้กับผลการทดลองมากที่สุด ดังนั้นในลำดับขั้นต่อไปเราจะนำแบบจำลองที่มีจำนวนกริดเท่ากับ 800,000 กริด ไปทำการจำลองต่อไป คือการจำลองการไหลของสารหล่อเย็นซึ่งใช้แบบจำลองที่มีการเปลี่ยนแปลงขนาดของช่องทางการไหลของของสารหล่อเย็น เป็นขนาด 0.50, 1.00 และขนาด 1.25 มิลลิเมตรตามลำดับ เพื่อใช้เปรียบเทียบกับผลการทดลองเมื่อให้การทำงานของซีพียูไม่มีภาระและมีภาระทำงานเต็มที่ ต่อไป

4.3 ลักษณะของแบบจำลองที่ใช้แบบแรกและตำแหน่งในการวิเคราะห์

แบบจำลองแบบที่หนึ่งให้แบบจำลองมีทางเข้าและออกของสารหล่อเย็นเพียงด้านเดียว โดยให้สารทำความเย็นไหลเข้าด้านหนึ่งแล้วไหลผ่านแผ่นครีบริบายความร้อนไปตลอดหลังจากนั้นให้ไหลออกที่ตำแหน่งทางออกที่อยู่ด้านตรงกันข้ามกันของแบบจำลอง ในกรณีแรกนี้เป็นการจำลองการไหลผ่านแบบจำลองที่มีทางเข้าของสารหล่อเย็นเพียงหนึ่งช่องทางและทางออกของสารหล่อเย็นเพียงหนึ่งช่องทางดังภาพประกอบ 29



ภาพประกอบ 29 แสดงตำแหน่งตัดแบบจำลองแบบที่หนึ่งและตำแหน่งที่วิเคราะห์

ภาพประกอบ 29 แสดงแบบจำลองแบบที่หนึ่งที่มีช่องทางเข้าหนึ่งช่องทางและทางออกของสารหล่อเย็นหนึ่งช่องทางพร้อมทั้งระยะในการตัดภายในแบบจำลองที่ระยะ X เป็น 0.00 มิลลิเมตร

ระยะ Y เป็น 9.25, 18.50, 27.75, 62.80 และ 62.05 มิลลิเมตรเพื่อศึกษาลักษณะการไหลภายในแบบจำลองในบริเวณภาพตัดต่างๆ

4.4 ผลของความกว้างของช่องการไหลที่มีผลกับแบบจำลองแบบแรก

ในการทำการจำลองของแบบจำลองนี้ได้นำเอาเงื่อนไขที่ได้จากการทดลองของนายสงกรานต์มาเป็นเงื่อนไขในการป้อนค่าต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิของซีพียู อุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าในส่วนแรกนั้นจะเป็นการหาขนาดของจำนวนกริดที่เหมาะสม เมื่อได้ขนาดของกริดที่เหมาะสมแล้วก็จะทำการจำลองการไหลที่เกิดขึ้นภายในแบบจำลองเพื่อเปรียบเทียบผลที่ได้ระหว่างผลการวิเคราะห์เชิงตัวเลขกับผลการทดลองโดยที่เป็นอุณหภูมิที่ทางออกเฉลี่ย ในส่วนแรกนั้นจะหาจำนวนกริดที่เหมาะสมกับแบบจำลอง เมื่อได้จำนวนกริดที่เหมาะสมกับแบบจำลองแล้วนั้นต่อไปจะเป็นผลของการจำลองในกรณีต่างๆ คือในขั้นแรกจะทำการจำลองโดยป้อนอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางเข้าซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลองของสงกรานต์ วิริยะศาสตร์ วัสดุที่ใช้ทำแผ่นครีปจะใช้เป็นอลูมิเนียม(Aluminum) โดยที่ให้อัตราการไหลของสารหล่อเย็นคงที่เท่ากับ 0.02 Kg/s เพื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำเฉลี่ยที่ทางออกระหว่างแบบจำลองที่มีขนาดแตกต่างกันเทียบกับอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นเฉลี่ยที่ได้จากการทดลอง เมื่อปรับเปลี่ยนขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นที่มีขนาด 0.50, 1.00 และขนาด 1.25 มิลลิเมตรที่การทำงานของซีพียูไม่มีภาระและมีภาระทำงานเต็มที่ ดังที่แสดงในตาราง 4

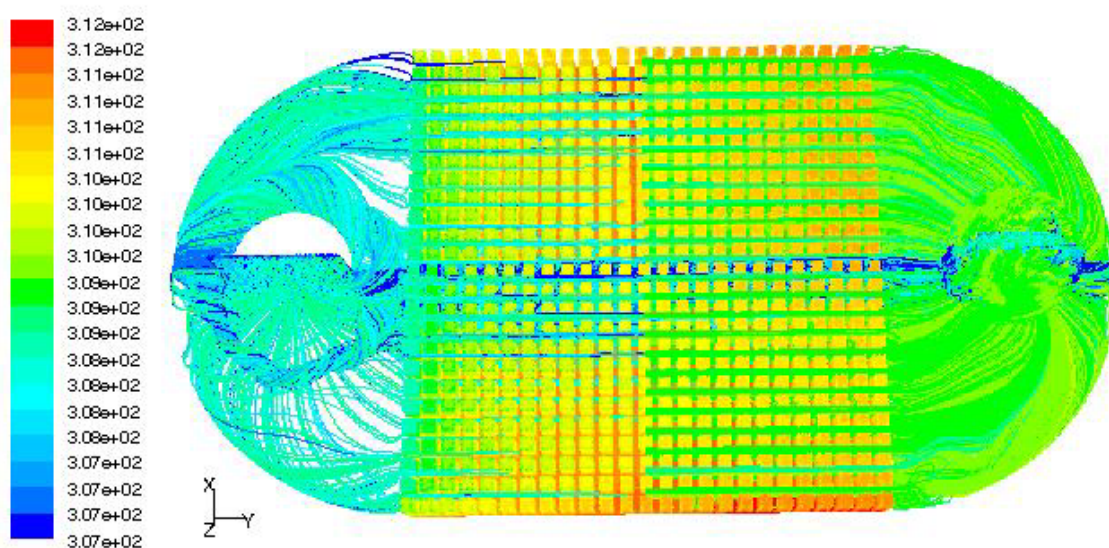
ตาราง 4 แสดงผลการจำลองเมื่อเปลี่ยนขนาดความกว้างของช่องการไหล

Fin Wide (mm)	CPU Working	$T_{Outsimu}$ (°C)	T_{Outexp} (°C)	% Errors	Wall Heat flux $\dot{W}$
0.5	No load	30.07	30.22	-0.25	17.83
	Full load	34.98	34.65	0.47	71.42
1.0	No load	31.17	30.24	1.51	11.14
	Full load	36.22	34.30	2.72	50.87
1.25	No load	31.83	31.51	0.51	8.94
	Full load	36.69	35.88	1.12	41.33

จากตาราง 4 ในการจำลองเพื่อหาขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นที่มีขนาดเป็น 0.50, 1.00 และขนาด 1.25 มิลลิเมตรพบว่าแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตรมีอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยและอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 1.00 และ 1.25 มิลลิเมตรตามลำดับ ทั้งนี้จะนำเอาแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตรไปทำการจำลองต่อโดยทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของสารหล่อเย็นที่แตกต่างกันต่อไป

4.5 ลักษณะการไหลของสารหล่อเย็นที่เกิดขึ้นในแบบจำลองแบบแรก

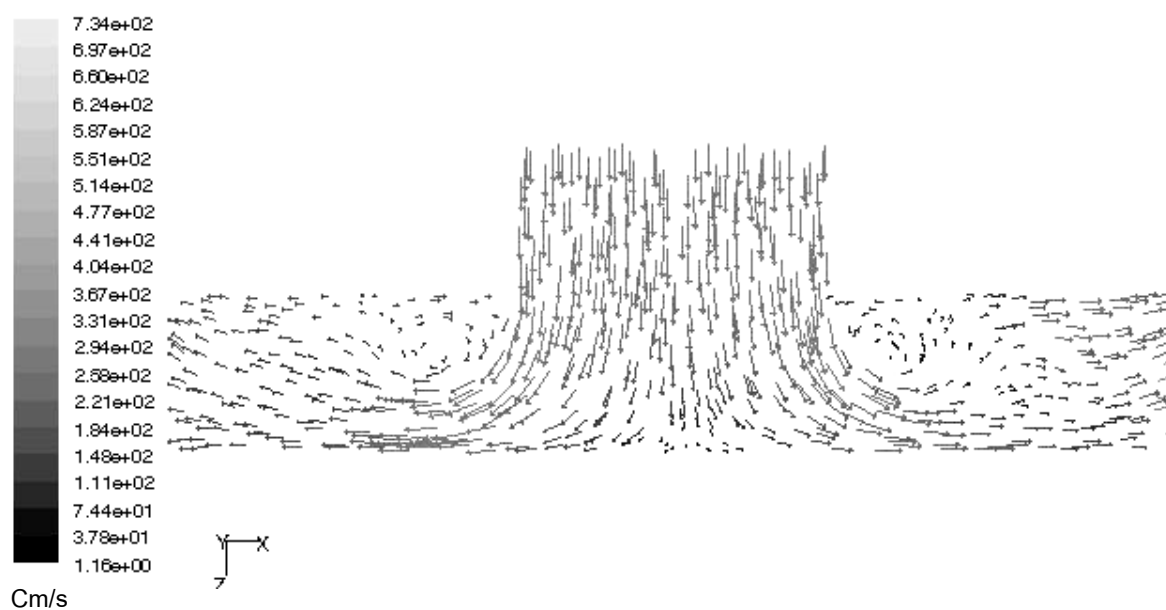
ผลการจำลองโดยใช้ขนาดของช่องการไหลที่มีขนาด 0.50 มิลลิเมตรซึ่งมีอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยสูงที่สุด และอัตราการถ่ายเทความร้อนของอลูมิเนียม (Aluminum) มากที่สุด



ภาพประกอบ 30 แสดงเส้นการไหลของสารหล่อเย็นภายในแบบจำลอง

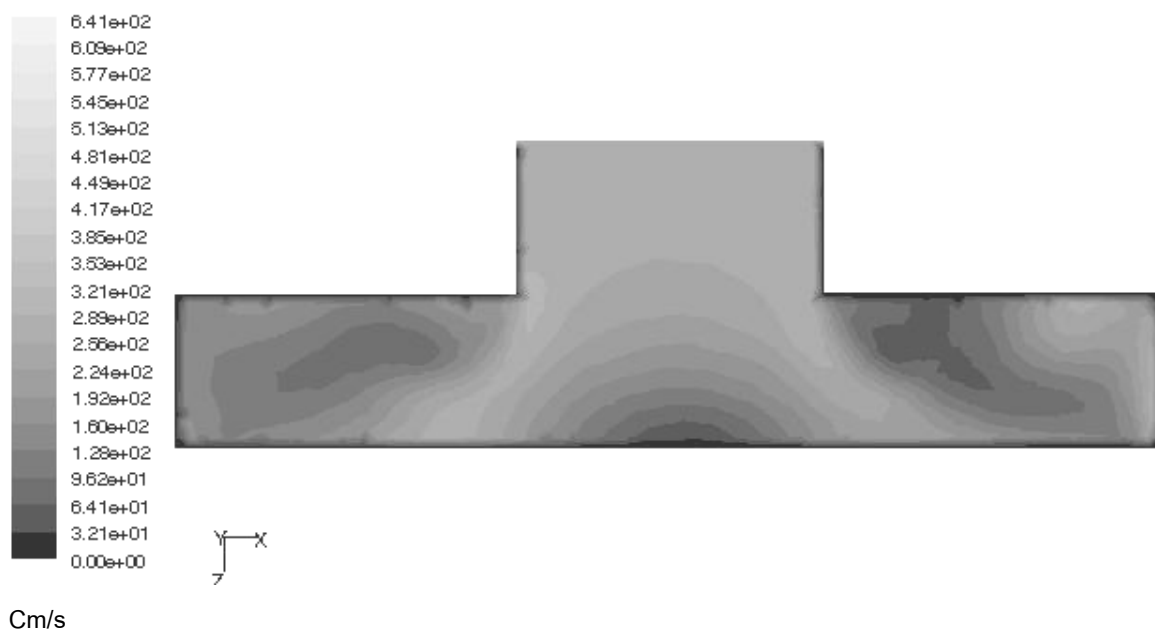
จากภาพประกอบ 30 แสดงเส้นการไหลของสารหล่อเย็นภายในแบบจำลองจะพบว่าเส้นของการไหลของสารหล่อเย็นนั้นหลังจากที่ไหลเข้ามาทางด้านบนของทางเข้านั้นแล้วจะไหลวนออกไปทางด้านหลังของแบบจำลอง เมื่อไหลไปชนกับผนังแล้วก็จะวนกลับมา และไหลผ่านในส่วนที่เป็นครีบริบายความร้อนโดยเป็นเส้นตรงไปตามความยาวของแผ่นครีบริบายความร้อน จนสุดหลังจากนั้นก็

จะไหลออกที่ตำแหน่งทางออกของแบบจำลองบางส่วนก็จะไหลไปกระทบกันกับผนังทางด้านหลัง และม้วนเข้ามาหลังจากนั้นก็จะไหลออกที่ทางออก



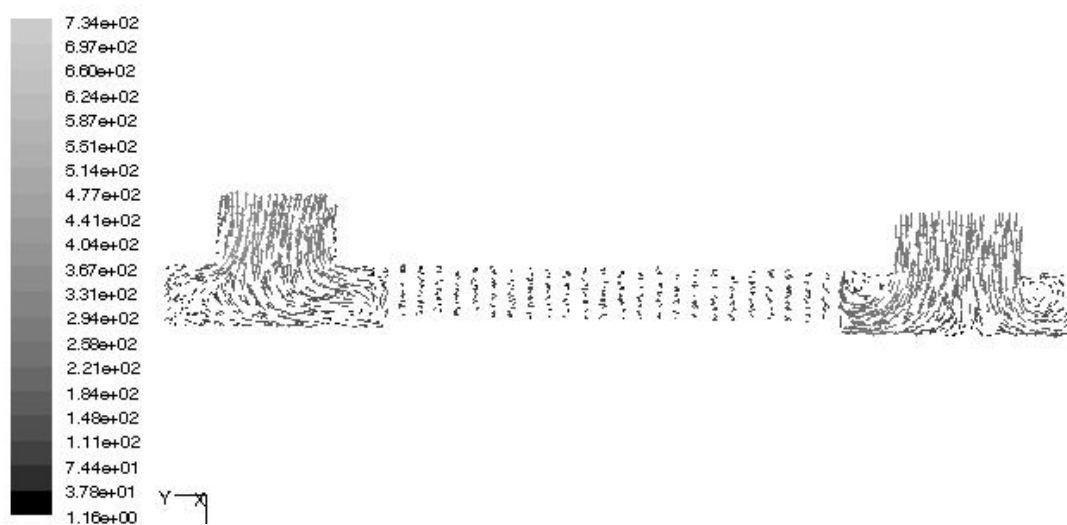
ภาพประกอบ 31 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้า $Y = 9.25$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 31 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ทางเข้า $Y = 9.25$ มิลลิเมตรพบว่าที่บริเวณทางเข้าของแบบจำลองเมื่อสารหล่อเย็นไหลเข้ามาในแบบจำลองแล้วนั้น จะไหลลงมากระทบกับบริเวณด้านล่างของแบบจำลองบางส่วน และอีกบางส่วนที่ไปกระทบกับผนังก็จะไหลม้วนกลับมากระทบกับน้ำที่ไหลเข้าไปตลอด พบว่าความเร็วที่บริเวณตรงกลางที่กระทบกับผนังและบริเวณที่ไหลม้วนกลับมาเป็นรูปกันหยวนนั้นจะมีความเร็วที่ค่อนข้างต่ำ เมื่อเปรียบเทียบกับความเร็วที่ไหลเข้ามาที่บริเวณที่สารหล่อเย็นเริ่มกระจายออกนั้น ดังจะเห็นได้จากภาพประกอบ 31 ซึ่งเป็นภาพของเวกเตอร์ความเร็วที่แสดงลักษณะการไหลของสารหล่อเย็นที่เกิดขึ้นภายในแบบจำลองที่บริเวณทางเข้าเมื่อให้สารหล่อเย็นไหลเข้าสู่ภายในแบบจำลอง



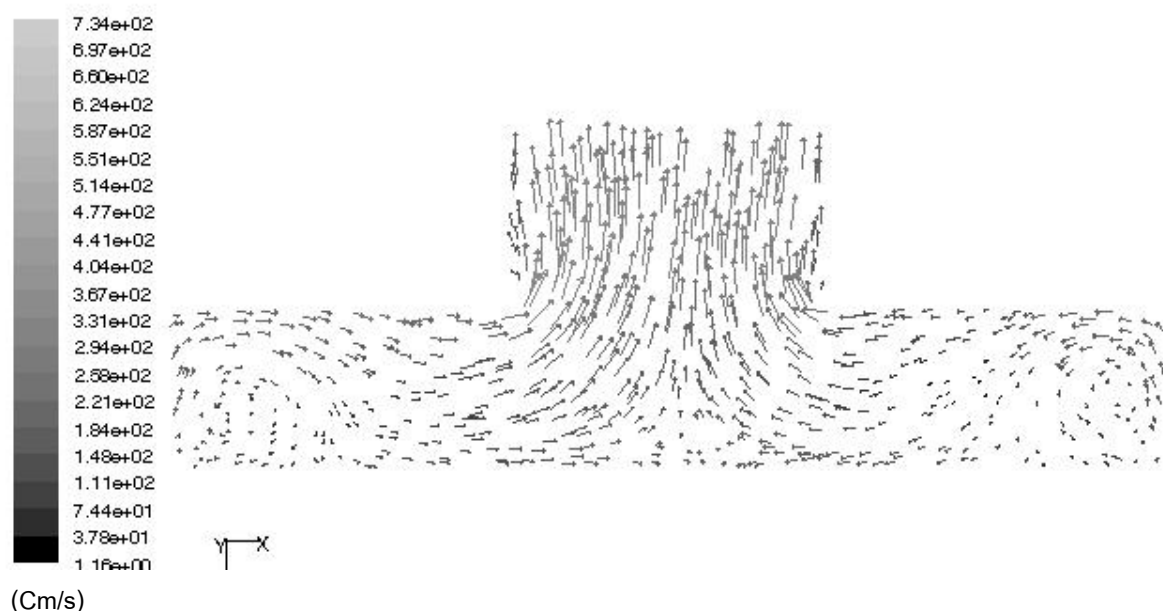
ภาพประกอบ 32 แสดงคอนทัวร์ความเร็วที่ทางเข้า $Y=9.25$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 32 แสดงคอนทัวร์ความเร็วที่ทางเข้า $Y=9.25$ มิลลิเมตรพบว่าที่ตำแหน่งของทางเข้าความเร็วจะสูงที่สุดเมื่อไหลเข้ามายังบริเวณใกล้ๆ พื้นของแบบจำลองบางส่วนก็จะมีความเร็วที่ต่ำไ้คงขึ้นไป ทางด้านข้างนั้นบริเวณที่เป็นกั้นหอยความเร็วบริเวณนั้นก็จะต่ำด้วยซึ่งก็จะสอดคล้องกับภาพประกอบ 31 ที่แสดงลักษณะความเร็วที่เป็นเวกเตอร์ตามภาพตัดขวางตามแกนวย



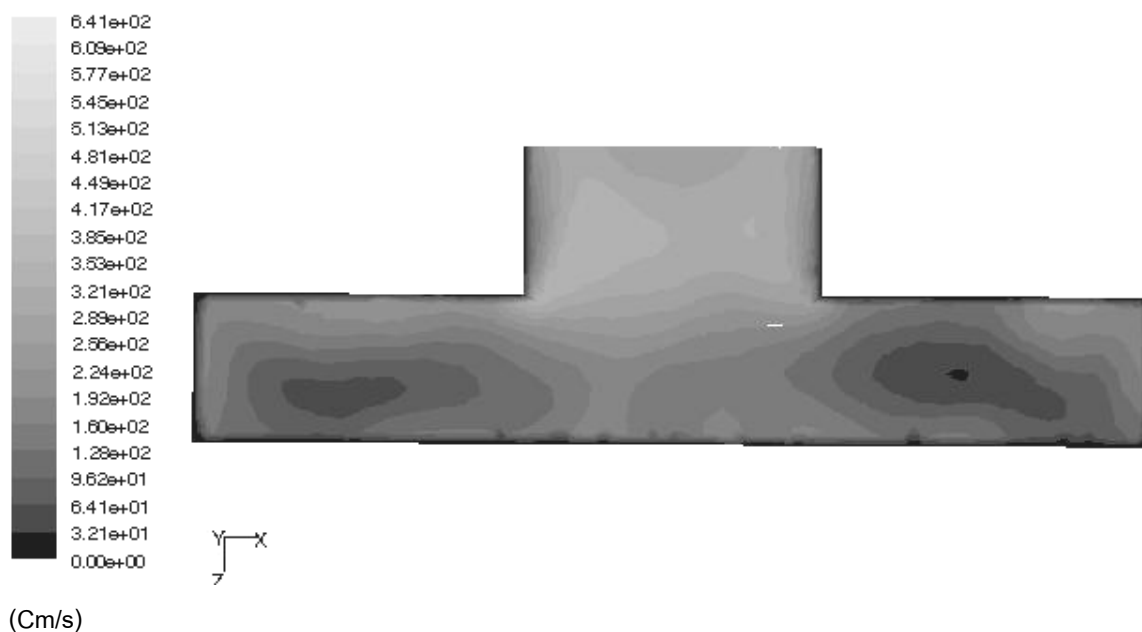
(Cm/s) ภาพประกอบ 33 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ตำแหน่ง $x=18.50$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 33 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ตำแหน่ง $x=18.50$ มิลลิเมตรเป็นระยะภาพตัดตลอดทั้งระบบตามยาวพบว่าที่ตำแหน่งทางเข้าความเร็วของสารหล่อเย็นจะสูงและไหลลงมากกระทบกับตรงตำแหน่งด้านล่างของแบบจำลองก็จะกระจายออกไหลเข้าไปยังตำแหน่งผ่านแผ่นครีบลอยบางส่วนก็จะไหลออกไปชนกับผนังของแบบจำลองแล้วก็จะไหลวนเป็นก้นหอยไหลเข้าผ่านแผ่นครีบลอยเช่นกันซึ่งก็จะไหลไปจนตลอดแผ่นครีบลอยแล้วไหลออกทางด้านทางออกเลยบางส่วนที่ยังไม่ไหลออกก็จะไหลไปชนกับผนังของแบบจำลองแล้วไหลวนออกที่ทางออกเช่นกัน



ภาพประกอบ 34 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกตำแหน่ง $y=62.05$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 34 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออกของแบบจำลองโดยตัดขวางพบว่ามีความเร็วของสารหล่อเย็นที่ไหลผ่านแผ่นครีบลอยออกมาแล้วไหลวนออกที่ทางออกเลยและก็มีเวกเตอร์ความเร็วของสารหล่อเย็นบางส่วนที่ไหลย้อนมาจากผนังทางด้านข้างของแบบจำลองแล้วไหลออกทางด้านทางออกเช่นเดียวกันซึ่งบริเวณทางออกตรงตำแหน่งกึ่งกลางทางออกจะไหลเร็วที่สุดส่วนบริเวณข้างๆเวกเตอร์ว่าเข้าหักเข้าเนื่องจากบริเวณนั้นไม่มีสารหล่อเย็นไหลเนื่องจากเกิดการเปลี่ยนทิศทางจากไหลขนานเป็นไหลหักขึ้นแนวตั้งฉากทำให้ความเร็วของตำแหน่งมุมไม่มี



ภาพประกอบ 35 แสดงคอนทัวร์ความเร็วที่ทางออกตำแหน่ง $y=62.05$ มิลลิเมตร

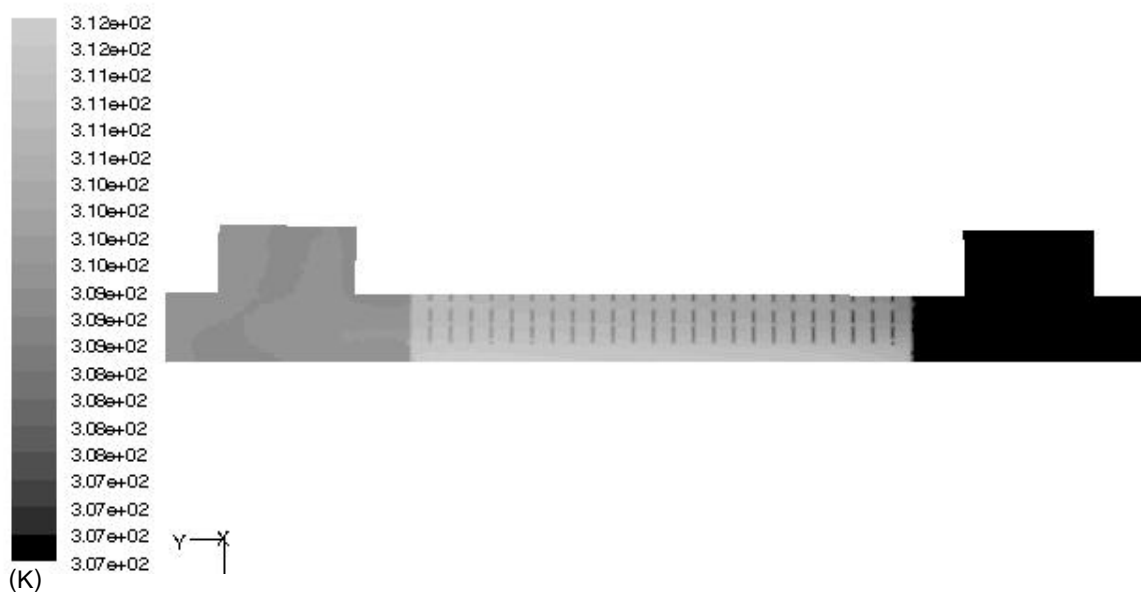
ภาพประกอบ 35 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วที่ทางออกตัดทางขวางของแบบจำลอง พบว่าบริเวณใกล้จะติดขอบมีความเร็วของสารหล่อเย็นที่ต่ำทั้งซ้ายและขวาเป็นวงสองวงส่วนบริเวณที่ทางออกความเร็วของสารหล่อเย็นจะสูงที่สุดและติดขอบผนังความเร็วจะต่ำที่สุดเนื่องจากบางส่วนของสารหล่อเย็นสัมผัสกับผนังของแบบจำลองซึ่งมีความหนืดเกิดขึ้นจึงทำให้ความเร็วบางส่วนซึ่งอยู่บริเวณที่ไม่สัมผัสกับผนังแบบจำลองจะมีความเร็วสูงกว่า ส่วนบริเวณที่เป็นวงกลมก็เกิดเนื่องจากการไหลที่มีลักษณะหมุนเข้านี้เห็นได้จากภาพประกอบ 34



(K)

ภาพประกอบ 36 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิที่ทางออกตำแหน่ง $x=51.85$ มิลลิเมตร

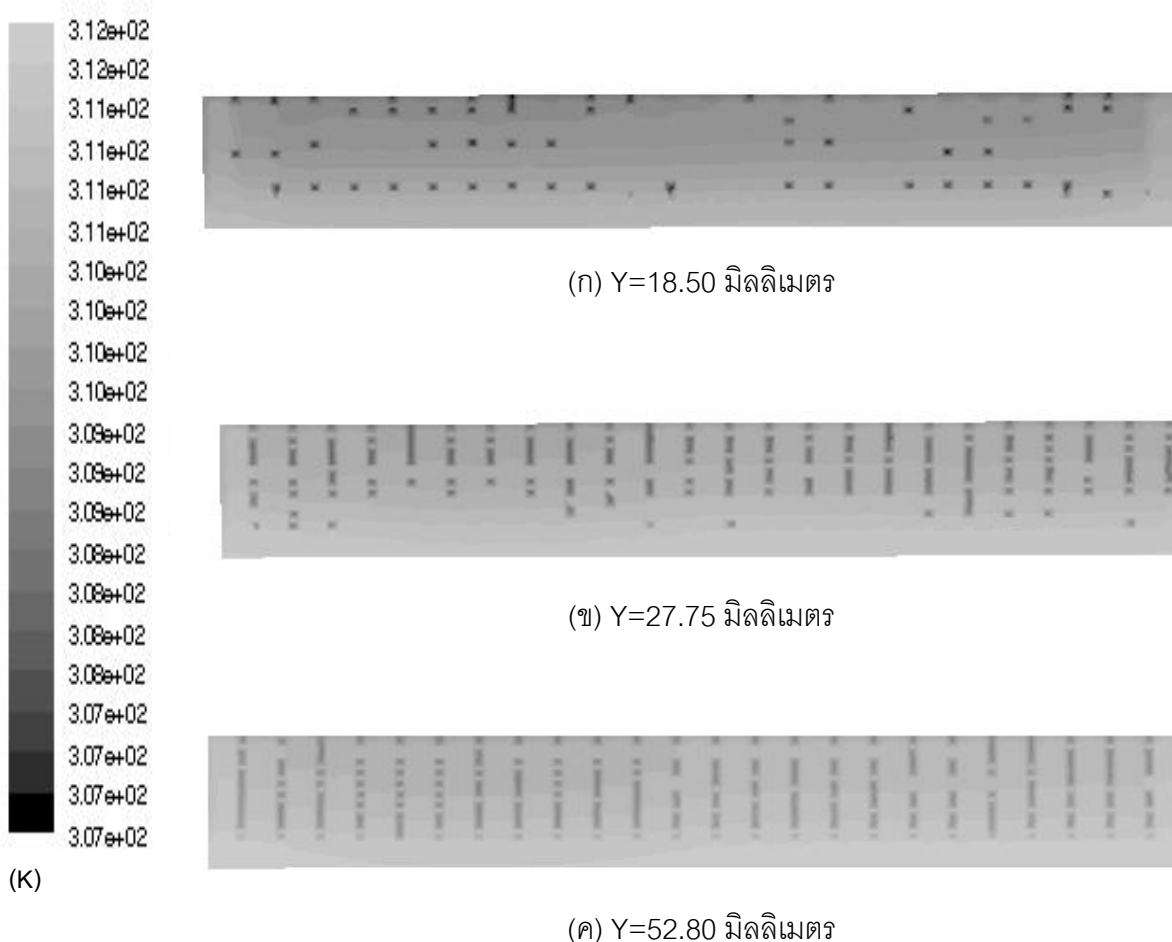
จากภาพประกอบ 36 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิของสารหล่อเย็นภาพตัดขวางที่ตำแหน่งทางเข้าเห็นว่าอุณหภูมิจะเท่ากันตลอดไม่มีส่วนที่แตกต่างกันเนื่องจากในส่วนนี้ยังไม่มี การรับความร้อนจากครีบริบายความร้อน



(K)

ภาพประกอบ 37 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิระยะ $x=18.50$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 37 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิระยะ $X=18.50$ มิลลิเมตรจะพบว่าที่ทางเข้าของแบบจำลองทางด้านขวาของภาพอุณหภูมิของสารหล่อเย็นจะเย็นที่สุดที่ตำแหน่ง $Y=0.00$ มิลลิเมตร อุณหภูมิของสารหล่อเย็นจะค่อยๆ สูงขึ้นจนมาถึงช่วง $Y=18.50$ มิลลิเมตรอุณหภูมิสูงขึ้นไปอีกและจะมีอุณหภูมิสูงที่สุดที่ตำแหน่ง $Y=37.00$ มิลลิเมตรซึ่งจะเห็นว่าแผ่นครีประบายความร้อนนั้นจะมีการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิน้อยมากตั้งแต่ตำแหน่ง $Y=18.50$ มิลลิเมตรจนถึงตำแหน่ง 37.00 มิลลิเมตรและจะลดลงที่บริเวณทางออกของแบบจำลองจะลดลงจากตำแหน่งสุดท้ายของแผ่นครีบางส่วนต่อไปจะเป็นการตัดภาพบริเวณที่อยู่บริเวณที่มีแผ่นครีซึ่งจะสามารถเห็นการเปลี่ยนแปลงต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นจากภาพประกอบ 34 ได้ชัดเจนขึ้นตามแนวแกนยาว เราจะศึกษาการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นว่าระหว่างที่สารหล่อเย็นไหลผ่านแผ่นครีนั้นมีการเปลี่ยนแปลงไปในทิศทางใดบ้าง



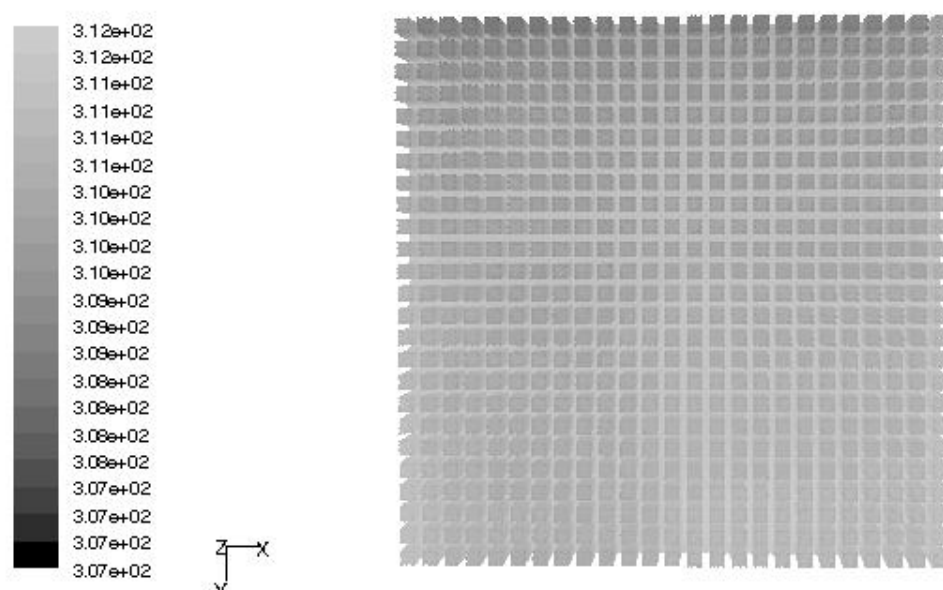
ภาพประกอบ 38 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิที่ระยะ $Y=18.50$, $Y=27.75$ และ $Y=52.80$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 38(ก) จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิแผ่นครีประบายความร้อนบริเวณทางด้านข้างจะสูงและจะมีพื้นที่เข้ามาถึงบริเวณครีปในแถวแรกเมื่อนับจากด้านข้างเข้ามาทั้งซ้ายและขวา แต่หลังจากผ่านชุดครีปในแถวแรกของทั้งสองข้างเข้ามานั้นแผ่นครีประบายความร้อนจะมีความร้อนที่สูงเพียงครึ่งเดียวของความสูงของแผ่นครีประบายความร้อน เนื่องจากทางด้านบนของแผ่นครีปนั้นสารหล่อเย็นยังมีอุณหภูมิยังไม่สูงซึ่งแสดงว่าสารหล่อเย็นยังนำเอาความร้อนออกไปได้ค่อนข้างสูงจนพบว่าอุณหภูมิของบริเวณนี้จะต่ำ และส่วนที่ได้รับความร้อนตรง ๆ นั้นอุณหภูมิจะสูงอยู่ตลอดเช่นกันตลอดทั้งความกว้างของแผ่นครีประบายความร้อน ดังจะเห็นได้จากภาพประกอบ 38(ก) แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิที่ระยะ $Y=18.50$ มิลลิเมตร จากภาพประกอบ 38(ข) จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิแผ่นครีประบายความร้อนบริเวณทางด้านข้างจะสูงและจะมีพื้นที่เข้ามาถึงบริเวณครีปในแถวแรกเมื่อนับจากด้านข้างเข้ามาทั้งซ้ายและขวา แต่หลังจากผ่านชุดครีปในแถวแรกของทั้งสองข้างเข้ามานั้นแผ่นครีประบายความร้อนจะมีความร้อนที่สูงเพียงบางส่วนและจะคงยังมีช่องว่างที่เกิดจากการนำเอาความร้อนของสารหล่อเย็นออกไป เนื่องจากทางด้านบนของแผ่นครีปนั้นสารหล่อเย็นยังมีอุณหภูมิยังไม่สูงมากแต่ก็สูงกว่าที่ระยะ $Y=18.50$ มิลลิเมตรซึ่งแสดงว่าสารหล่อเย็นนั้นมีการสะสมความร้อนมาบ้างและสามารถรับเอาความร้อนนั้นได้น้อยลง และส่วนที่ได้รับความร้อนตรง ๆ นั้นอุณหภูมิจะสูงอยู่ตลอดเช่นกันตลอดทั้งความกว้างของแผ่นครีประบายความร้อนและจะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าระยะ $Y=18.50$ มิลลิเมตรเช่นเดียวกัน ดังจะเห็นได้จากภาพประกอบ 38(ข) แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิที่ระยะ $Y=27.75$ มิลลิเมตร จากภาพประกอบ 38(ข) จะเห็นได้ว่าอุณหภูมิแผ่นครีประบายความร้อนบริเวณทางด้านข้างจะสูงและจะมีพื้นที่เข้ามาถึงบริเวณครีปในแถวแรกเมื่อนับจากด้านข้างเข้ามาทั้งซ้ายและขวา แต่หลังจากผ่านชุดครีปในแถวแรกของทั้งสองข้างเข้ามานั้นแผ่นครีประบายความร้อนจะมีความร้อนที่สูงเพียงบางส่วนและจะคงยังมีช่องว่างที่เกิดจากการนำเอาความร้อนของสารหล่อเย็นออกไป เนื่องจากทางด้านบนของแผ่นครีปนั้นสารหล่อเย็นยังมีอุณหภูมิยังไม่สูงมากแต่ก็สูงกว่าที่ระยะ $Y=52.80$ มิลลิเมตรซึ่งแสดงว่าสารหล่อเย็นนั้นมีการสะสมความร้อนมาบ้างและสามารถรับเอาความร้อนนั้นได้น้อยลง และส่วนที่ได้รับความร้อนตรง ๆ นั้นอุณหภูมิจะสูงอยู่ตลอดเช่นกันตลอดทั้งความกว้างของแผ่นครีประบายความร้อนและจะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าระยะ $Y=18.50$ มิลลิเมตรเช่นเดียวกันตลอดจนพบว่าค่าของความร้อนของแผ่นครีประบายความร้อนนั้นจะออกมาเป็นลักษณะขั้นที่ร้อนที่สุดอยู่ด้านรับความร้อนโดยตรงและจะค่อย ๆ เย็นลงเมื่อถดขึ้นไป



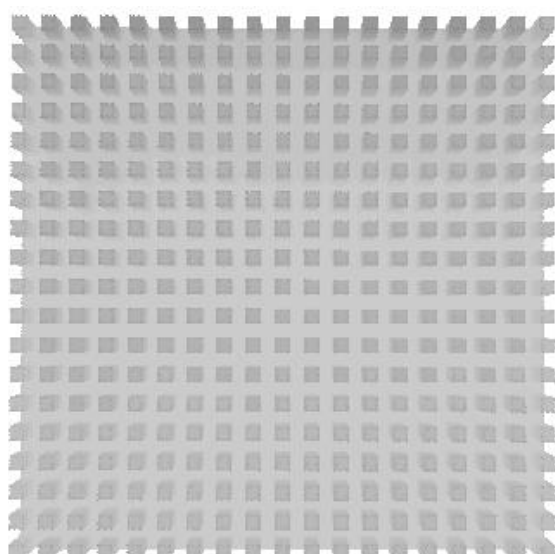
ภาพประกอบ 39 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิระยะ $Y=62.50$ มิลลิเมตร

ภาพประกอบ 39 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิของสารหล่อเย็นภาพตัดขวางที่ตำแหน่งทางออกพบว่าอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ตำแหน่งนี้จะไม่เท่ากันทั้งหน้าตัดคือครึ่งทางด้านขวาจะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าของครึ่งทางด้านซ้าย เนื่องด้วยเมื่อสารหล่อเย็นไหลเข้ามาในแบบจำลองเกิดการหมุนวนที่ตำแหน่งทางเข้าเป็นผลทำให้สารหล่อเย็นที่ไหลผ่านแผ่นครีปไม่เท่ากันตลอดพื้นที่ความกว้างของแผ่นครีป สารหล่อเย็นที่ไหลออกมาที่ตำแหน่งทางออกจึงมีอุณหภูมิที่แตกต่างกันออกไป

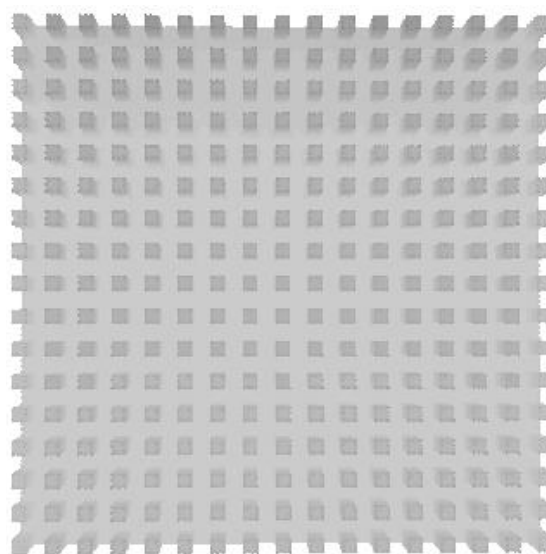


(K)

(ก) ขนาด 0.50 มิลลิเมตร



(ข) ขนาด 1.00 มิลลิเมตร

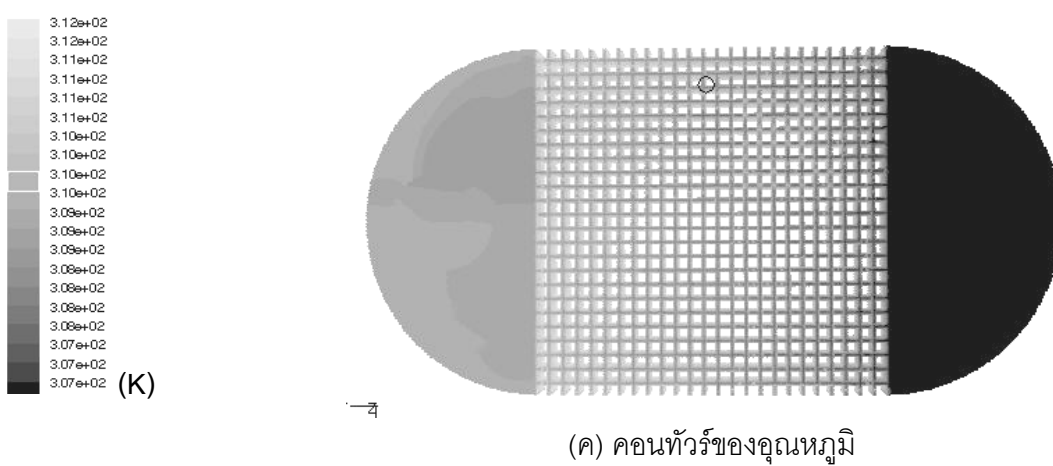
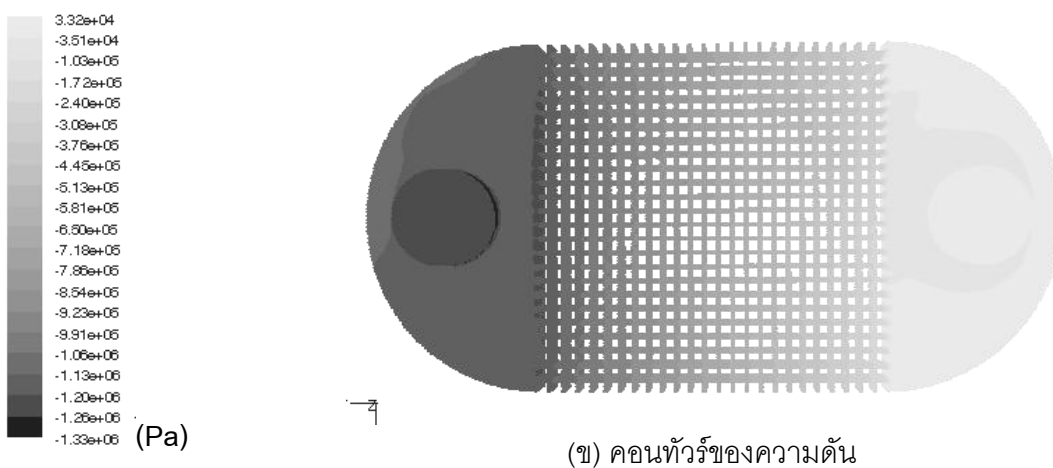
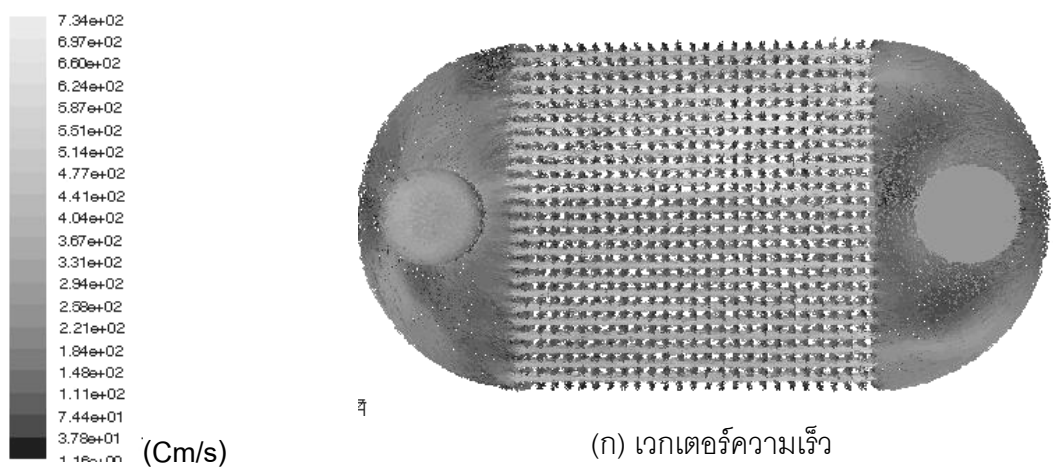


(ค) ขนาด 1.25 มิลลิเมตร

ภาพประกอบ 40 แสดงคอนทัวร์ของแผ่นครีระบายความร้อนของแบบจำลองแบบที่หนึ่งทั้งสามขนาด

ภาพประกอบ 40 แสดงคอนทัวร์ตลอดทั่วทั้งแผ่นครีระบายความร้อน (ก) จะเห็นได้ว่าที่ตำแหน่งทางด้านบนซึ่งเป็นตำแหน่งแรกที่สารหล่อเย็นไหลเข้ามาสัมผัสกับแผ่นครีระบายความร้อน จะมีอุณหภูมิเย็นที่สุดและจะค่อยๆ ร้อนขึ้นเมื่อระยะของแผ่นครียาวเพิ่มขึ้นตามแนวแกนยาวที่

ตำแหน่งสุดท้ายของแผ่นครีบบจะมีอุณหภูมิสูงที่สุด เนื่องด้วยในช่วงแรกสารหล่อเย็นที่ไหลเข้ายังมี อุณหภูมิต่ำสามารถที่จะดึงเอาความร้อนจากแผ่นครีบอกมาได้มากอยู่พอเคลื่อนดังเข้ามายัง ตำแหน่งถัดไปน้ำก็มีการสะสมความร้อนทำให้ดึงความร้อนจากแผ่นครีบนได้น้อยลงมาเรื่อยๆ ซึ่ง สอดคล้องกันทั้ง(ข)และ(ค) ถ้าสังเกตในแนวแกนอีก(ก)จะเห็นได้ว่าทางด้านขวาของแผ่นครีบบมี อุณหภูมิของแผ่นครีบบสูงกว่าทางด้านขวามือ เนื่องมาจากสารหล่อเย็นไหลเข้ามาในแบบจำลองเกิด การหมุนวนที่ตำแหน่งทางเข้าเป็นผลทำให้สารหล่อเย็นที่ไหลผ่านแผ่นครีบบไม่เท่ากันตลอดพื้นที่ความ กว้างของแผ่นครีบบซึ่งทางด้านซ้ายสารหล่อเย็นจะไหลเข้ามามากกว่าทางด้านขวา ทำให้สามารถดึงเอา ความร้อนจากแผ่นครีบอกไปได้มากกว่าจึงทำให้แผ่นครีบบทางด้านซ้ายมือมีอุณหภูมิต่ำกว่าด้านซ้าย ส่วน(ข)และ(ค)ค่อนข้างที่จะสมดุลกันทั้งด้านซ้ายและขวา



ภาพประกอบ 41 (ก) แสดงคอนทัวร์ความเร็ว, (ข) แสดงคอนทัวร์ความดัน, (ค) แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิ

จากภาพประกอบ 41 จะเห็นว่าภาพ (ก) ที่บริเวณทางเข้าของแบบจำลองทางด้านบนของภาพลักษณะของเวกเตอร์จะไหลลงเข้าตรงกลางและก็จะไหลเข้าไปทางด้านขอบ หลังจากนั้นพอชนกับผนังก็ไหลม้วนกลับมาแล้วก็จะไหลผ่านแผ่นครีบบนสุดแผ่นครีบบนจะไหลไปชนที่ขอบผนังแล้วก็ไหลออกทางด้านบนออก ภาพ(ข) เป็นภาพที่แสดงคอนทัวร์ของความดันที่เกิดขึ้นภายในแบบจำลองที่บริเวณทางเข้าความดันจะสูงมากและความดันจะค่อยๆลดจนมาถึงตรงตำแหน่ง $Y=18.50$ มิลลิเมตร ความดันจะต่ำและจะค่อยๆ เพิ่มขึ้นเรื่อยๆและจะค่อนข้างสูงที่ตำแหน่ง $Y=37.00$ มิลลิเมตร หลังจากนั้นความดันก็จะลดลงมาก และภาพ (ค) เป็นภาพที่แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่เกิดขึ้นในตำแหน่งต่างๆ ของแบบจำลอง จะเห็นว่าที่ตำแหน่งทางเข้าทางด้านบนนั้นอุณหภูมิของสารหล่อเย็นนั้นจะเย็นที่สุดที่ตำแหน่ง $Y=0.000$ มิลลิเมตร อุณหภูมิของสารหล่อเย็นจะค่อยๆสูงขึ้นจนมาถึงช่วง $Y=18.50$ มิลลิเมตร อุณหภูมิสูงขึ้นไปอีกและจะมีอุณหภูมิสูงที่สุดที่ตำแหน่ง $Y=37.00$ มิลลิเมตร และจะลดลงที่บริเวณทางออกของแบบจำลอง

4.6 ผลของอัตราการไหลของสารหล่อเย็นที่มีผลกับแบบจำลอง

ในการจำลองการไหลโดยทำการปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของสารหล่อเย็นที่ทางเข้านั้น จะนำเอาแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.5 มิลลิเมตรที่เห็นได้จากตาราง 4 แล้วนั้น ซึ่งอัตราการไหลที่ได้ทำการเปลี่ยนแปลงไปนั้น จะมีอัตราการไหลเป็น 0.01, 0.02 และ 0.03 Kg/s ตามลำดับ เมื่อซีพียูมีภาระในการทำงานที่ 0% และ 100% เพื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ย รวมถึงการเปรียบเทียบความแตกต่างของอุณหภูมิสารหล่อเย็นที่ทางเข้าเทียบกับอุณหภูมิของสารหล่อเย็นทางออก และได้เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของแผ่นครีบเฉลี่ย ดังตาราง 5

ตาราง 5 แสดงผลการจำลองโดยปรับเปลี่ยนอัตราการไหลที่มีช่องการไหลของสารหล่อเย็นขนาด 0.50 มิลลิเมตร

Coolant Flow rate Kg/s	CPU Working	$T_{Outsimu} (^{\circ}C)$	$T_{Outexp} (^{\circ}C)$	% Errors	Wall Heat flux (W)
0.01	No load	32.72	32.11	0.94	12.72
	Full load	38.27	35.20	4.18	43.12
0.015	No load	32.72	33.06	0.53	17.03
	Full load	38.27	38.27	0.01	57.92
0.02	No load	30.08	30.22	-0.23	17.83
	Full load	35.99	34.65	1.90	71.42
0.025	No load	32.72	32.88	0.24	23.76
	Full load	38.27	37.66	-0.80	80.27
0.03	No load	29.82	29.66	0.27	3.82
	Full load	35.99	33.79	3.15	93.66

จากตาราง 5 เมื่อให้แบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของช่องทางการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตรพบว่าที่อัตราการไหลของสารหล่อเย็นที่มีอัตราการไหลเท่ากับ 0.01Kg/s จะมีอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับอัตราการไหลของสารหล่อเย็น 0.02 และ 0.03 Kg/s รวมถึงมีความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้าและทางออกแตกต่างกันมากที่สุด เมื่อซีพียูไม่มีภาระและมีภาระทำงานเต็มที่

4.7 ผลจากการใช้ทองแดงเป็นแผ่นครีปในการถ่ายเทความร้อน

จากหัวข้อที่ผ่านมาซึ่งเราใช้อลูมิเนียม (Aluminum) เป็นแผ่นครีปในการถ่ายเทความร้อนนั้น สำหรับหัวข้อนี้จะเปลี่ยนวัสดุมาเป็นทองแดง (Copper) เพื่อที่จะทำการเปรียบเทียบคุณสมบัติในการถ่ายเทความร้อนของวัสดุที่ต่างกันสองชนิดนี้ เมื่อให้อัตราการไหลที่ทางเข้าของสารหล่อเย็นเป็น 0.2 Kg/s และช่องการไหลของสารหล่อเย็นมีขนาดสนามขนาดที่แตกต่างกันคือขนาด 0.50, 1.00 และ

ขนาด 1.25 มิลลิเมตรตามลำดับที่การทำงานของซีพียูไม่มีภาระและภาระทำงานเต็มที่ซึ่งเห็นได้ในตาราง 6

ตาราง 6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกเฉลี่ยโดยใช้ทองแดง

Fin wide (mm)	CPU Working	$T_{Outsimu}$ ($^{\circ}C$)	T_{Outexp} ($^{\circ}C$)	% Error	Wall Heat flux W
0.50	No load	29.69	30.04	-0.59	18.99
	Full load	37.68	33.53	5.83	82.21
1.00	No load	28.17	32.23	-6.72	12.30
	Full load	36.21	34.33	2.67	55.92
1.25	No load	31.75	31.51	0.38	10.46
	Full load	36.87	35.96	1.25	44.02

จากตาราง 6 เมื่อความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นต่างกัน ครีบริบายความร้อนทำจากทองแดง ชุดระบายความร้อนใช้น้ำเป็นสารทำงาน ที่อัตราการไหลเท่ากับ 0.02 Kg/s โดยทำการเปลี่ยนแปลงลักษณะการทางานของซีพียูให้ซีพียูทำงานโดยไม่มีภาระและภาระทำงานเต็มที่ พบว่าเมื่อใช้ครีบริบายความร้อนที่มีขนาดของช่องการไหลเล็กลง ทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกเฉลี่ยที่ทางออกเทียบกับอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางเข้ามีค่าห่างมากที่สุด เนื่องจากเมื่อใช้ครีบริบายความร้อนที่มีขนาดของช่องการไหลเล็กลง ทำให้มีพื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ประสิทธิภาพในการระบายความร้อนจึงเพิ่มขึ้น

4.8 การเปรียบเทียบแผ่นครีบริหว่างวัสดุทำจากอลูมินัมกับทองแดง

จากหัวข้อที่ 4.5 และหัวข้อที่ 4.7 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบถึงคุณสมบัติของวัสดุต่างชนิดกันเพื่อดูถึงคุณสมบัติของวัสดุที่สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดี ในการที่ใช้เงื่อนไขในการทดลองเดียวกันคือ อัตราการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.02 Kg/s ขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.5, 1.0 และขนาด 1.25 มิลลิเมตรตามลำดับ ซึ่งจะทำให้การเปรียบเทียบสองส่วยคือ ความแตกต่างของอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกเฉลี่ยเป็นองศา $^{\circ}C$ และการถ่ายเททางความร้อนที่คิดออกมาเป็น W/m^2 ที่การทำงานของซีพียูไม่มีภาระและมีภาระทำงานเต็มที่ดังตาราง 7

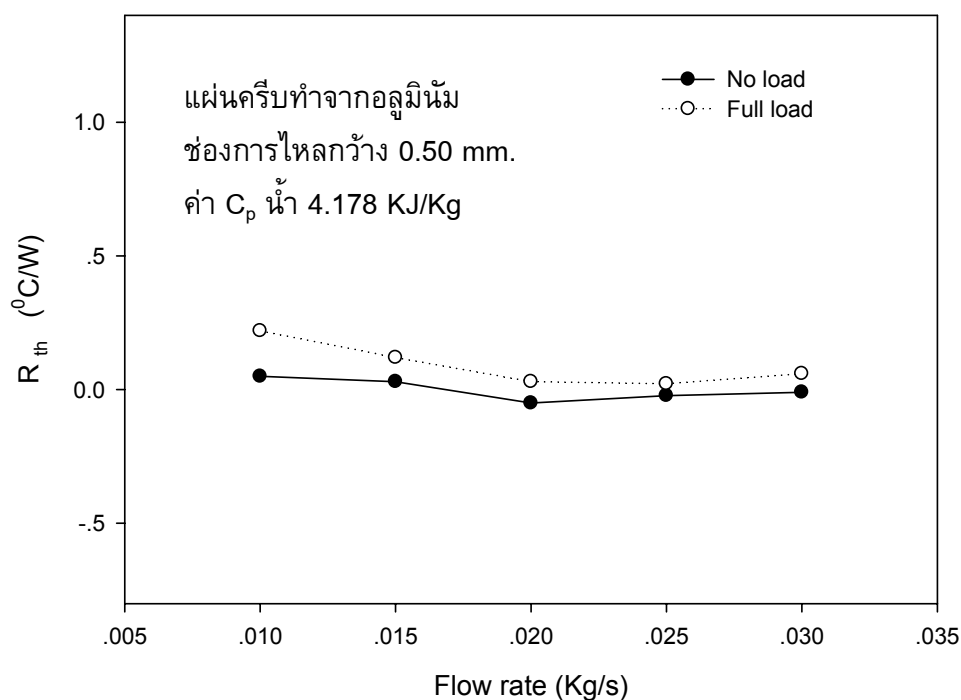
ตาราง 7 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้ากับออกของแบบจำลองโดยใช้วัสดุที่ทำแผ่นครีบต่างชนิด

Fin	CPU	Aluminum			Copper		
Wide	Work	T_{In}	T_{Outs} ($^{\circ}C$)	% Errors	T_{In}	T_{Outs}	% Errors
(mm)		($^{\circ}C$)			($^{\circ}C$)	($^{\circ}C$)	
0.50	No load	29.56	30.07	-0.25	29.56	29.69	-0.59
	Full load	34.12	34.98	0.47	33.58	37.68	5.83
1.00	No load	30.62	31.17	1.51	30.51	28.17	-6.72
	Full load	33.73	36.22	2.72	34.33	36.21	2.67
1.25	No load	31.39	31.83	0.51	31.66	31.75	0.38
	Full load	35.30	36.69	1.12	35.39	36.87	1.25

จากตาราง 7 ซึ่งเป็นการเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ทางเข้ากับออกเฉลี่ย รวมถึงการถ่ายเทความร้อนโดยเปรียบเทียบระหว่างแผ่นครีบที่ทำจากอลูมิเนียม (Aluminum) กับทองแดง (Copper) จะเห็นได้ว่าที่ขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นที่มีขนาด 0.50 มิลลิเมตรจะมีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้ากับทางออกมีค่ามากที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองที่มีช่องทางการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 1.00 และ 1.25 มิลลิเมตรซึ่งสอดคล้องกันในวัสดุทั้งสองชนิดแต่วัสดุที่ทำจากทองแดงจะมีอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้ากับทางออกสูงกว่าวัสดุที่ทำจากอลูมิเนียม

4.9 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับความต้านทานความร้อน

ในการหาค่า R_{th} ของแบบจำลองแบบแรกนั้นเราจะนำเอาแบบจำลองที่มีเงื่อนไขที่ใช้ในการจำลองคือนำแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของสารหล่อเย็นซึ่งวัสดุที่ใช้ทำพื้นทำจากอลูมิเนียม (Aluminum) มีช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.5 มิลลิเมตรซึ่งมีอัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด อุณหภูมิของสารหล่อเย็นไหลเข้าเท่ากับ $30.36^{\circ}C$ ค่าคงที่ ซีฟี่ไม่มีภาระและภาระทำงานเต็มที่ อัตราการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.01 0.02 และ 0.03 Kg/s ตามลำดับดังแสดงในภาพประกอบ 39



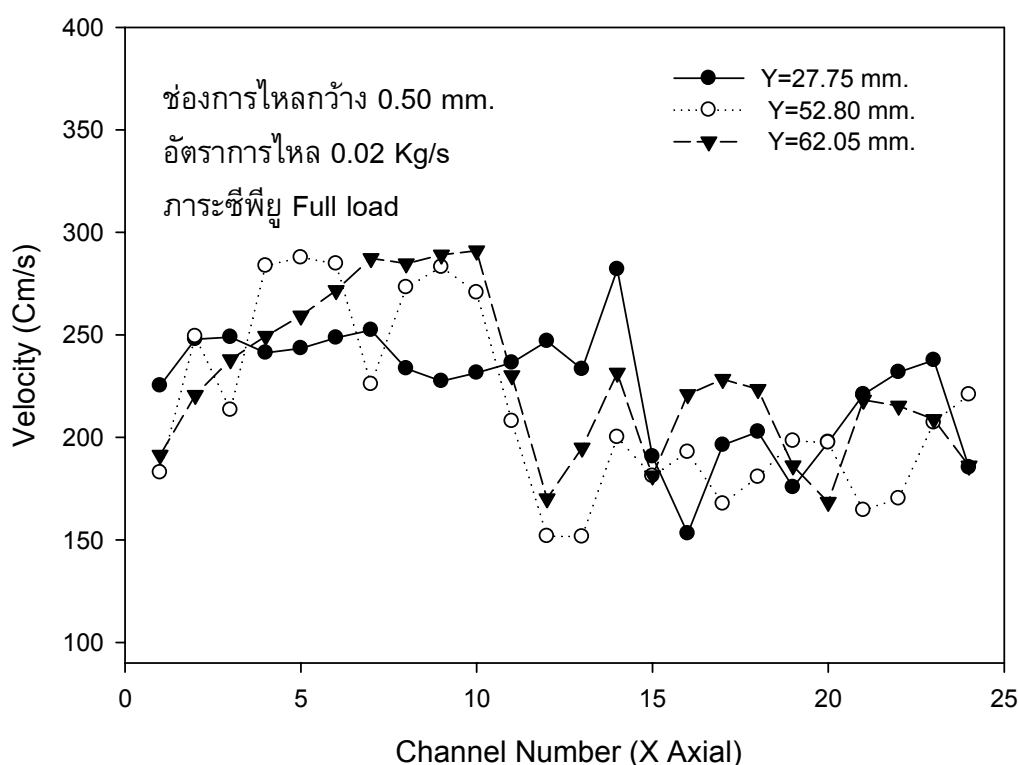
ภาพประกอบ 42 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับความต้านทานความร้อน

จากภาพประกอบ 42 เมื่อนำแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของสารหล่อเย็นซึ่งวัสดุที่ใช้ทำฟินทำจากอลูมิเนียม(Aluminum) มีช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตรซึ่งมีอัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดอุณหภูมิของทางเข้าเท่ากับ 30.36 °C ค่าคงที่ พบว่าที่อัตราการไหลของสารหล่อเย็นที่มีขนาดเป็น 0.01 Kg/s มีการต้านทานอุณหภูมิเมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองที่ให้อัตราการไหล 0.02 และ 0.03 Kg/s ตามลำดับซึ่งที่อัตราการไหลเท่ากับ 0.02 Kg/s จะมีการต้านทานอุณหภูมิต่ำที่สุดเมื่อเปรียบเทียบทั้งสามอัตราการไหลและเป็นไปในทิศทางเดียวกันทั้งซีพียูไม่มีภาระและมีภาระทำงานเต็มที่

4.10 ผลของความเร็วตามระยะเอ็กของคิระบายความร้อน

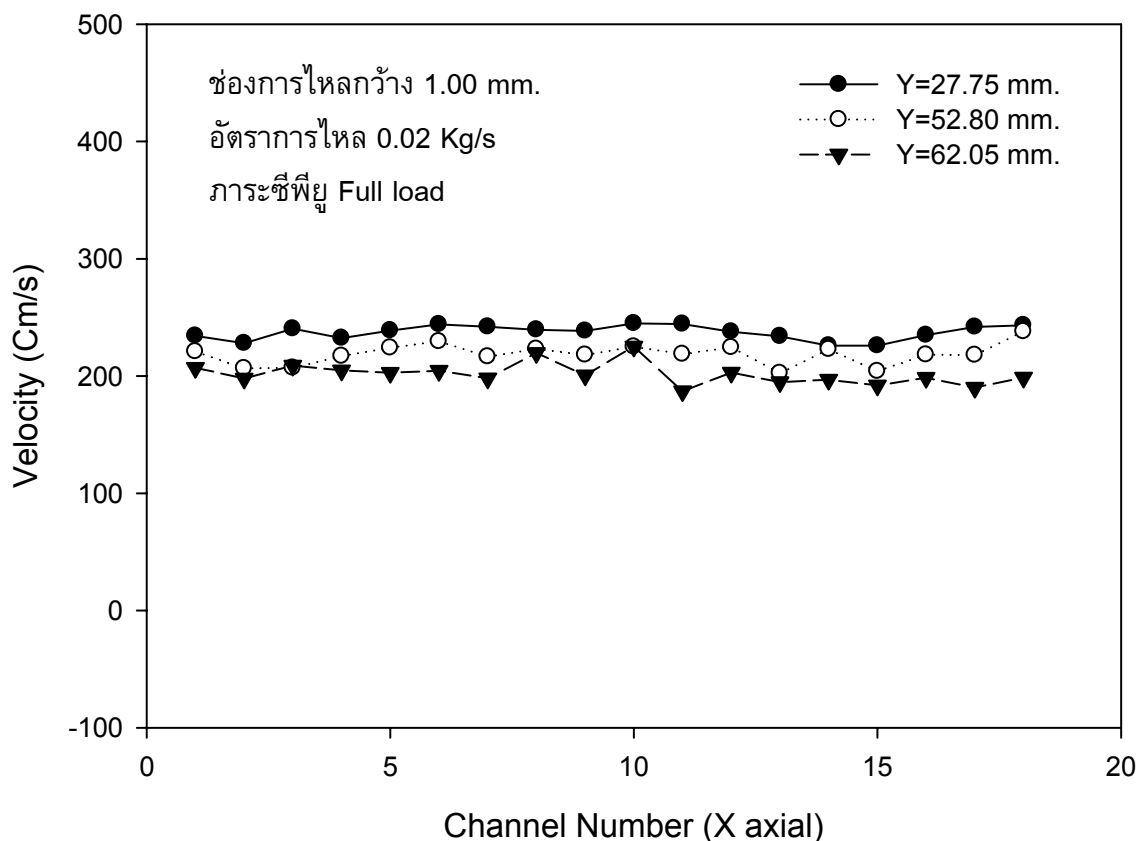
จากแบบจำลองนั้นเราสามารถที่จะนำความเร็วมาแสดงเป็นแผนภาพของความเร็วตามช่องทางการไหลของคิระบายความร้อนในแต่ละช่องซึ่งจะแสดงในลักษณะที่ซีพียูทำงานเต็มที่ ช่องทางการไหลมีความกว้างเป็น 0.50, 1.00 และ 1.25 มิลลิเมตรตามลำดับโดยจะมีความเร็วตามแกนยาว

สามตำแหน่งที่ระยะแรก ระยะกลาง และระยะท้ายสุดของแผ่นครีبدังแสดงในภาพประกอบ 57, 58 และ 43



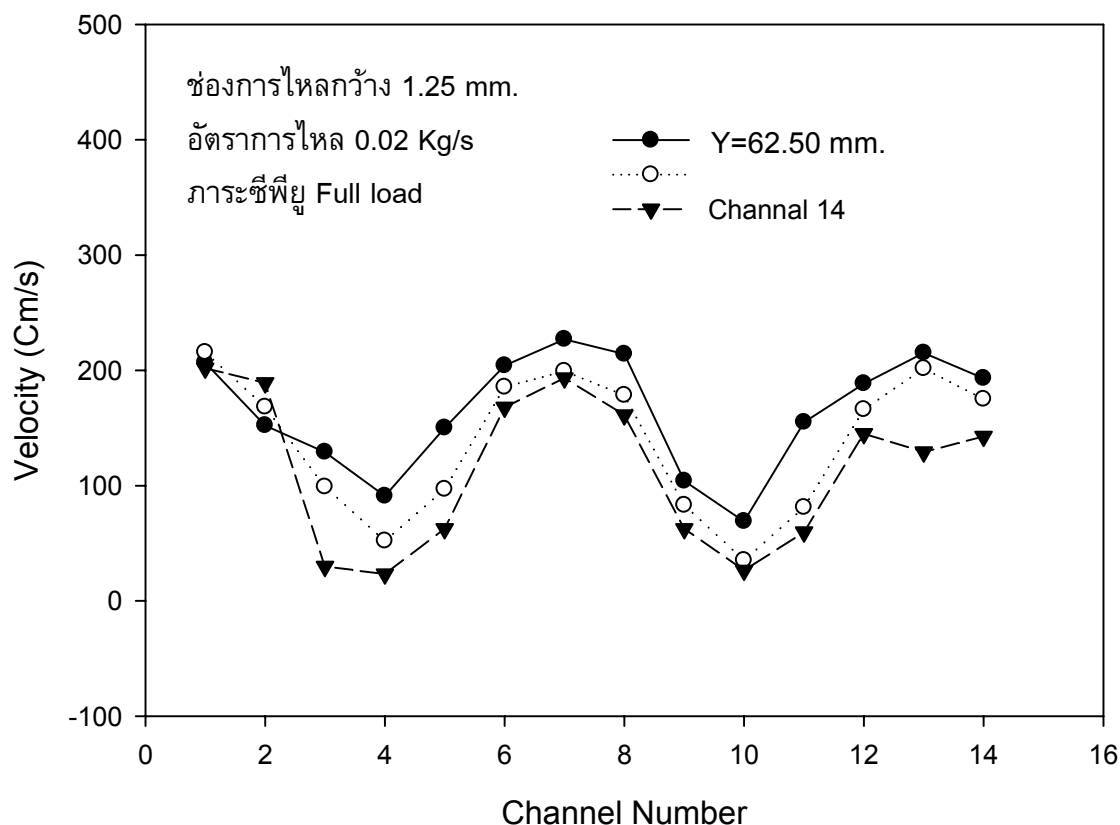
ภาพประกอบ 43 แสดงความเร็วตามช่องการไหลในแนวแกน x ช่องการไหลกว้าง 0.50 mm.

ภาพประกอบ 43 แสดงความเร็วในแต่ละช่องตามแนวแกนเอ็กที่มีช่องการไหลกว้าง 0.50 มิลลิเมตร พบว่าที่ช่องแรกความเร็วในช่องที่หนึ่งจะต่ำและสูงขึ้นนิดหน่อยแล้วก็จะเท่ากันที่ความเร็ว 250 Cm/s ไปจนถึงช่องที่ 14 ความเร็วก็จะลดลงมาอยู่ที่ 200 Cm/s ซึ่งจะค่อนข้างเท่ากันมาจนถึงตำแหน่งช่องสุดท้าย เส้นที่แสดงตำแหน่งของช่องที่อยู่ตรงกลางแผ่นครีปหรือช่องที่ 12 ตามแกนวายก็เช่นเดียวกันกับเส้นแรกแต่จุดที่ความเร็วเริ่มลดลงมานั้นจะเริ่มลดจากช่องที่ 11 ตามแกนเอ็กแต่ความเร็วก็จะต่ำกว่าเส้นแรก ส่วนเส้นสุดท้ายแสดงตำแหน่งสุดท้ายของแผ่นครีปคือช่องที่ 24 ตามแกนวายซึ่งจะสอดคล้องกับเส้นที่แสดงความเร็วในช่องที่ 12 แต่ความเร็วโดยภาพรวมจะสูงกว่าเส้นที่สองเล็กน้อย



ภาพประกอบ 44 แสดงความเร็วตามช่องการไหลในแนวแกน x ช่องการไหลกว้าง 1.0 mm.

ภาพประกอบ 44 แสดงความเร็วในแต่ละช่องตามแนวแกนอีกที่มีช่องการไหลกว้าง 1.00 มิลลิเมตร พบว่าที่เส้นของช่องแรกในแกนเวลานั้นความเร็วจะสูงที่สุดที่ความเร็ว 240 Cm/s ความเร็วจะค่อนข้างที่จะเท่ากันแต่จะมีความเร็วที่ต่ำกว่าช่องอื่น ๆ คือที่ช่อง 14, 15 และ 16 จะอยู่ที่ความเร็ว 230 Cm/s ส่วนเส้นที่สองแสดงความเร็วตามแกนภายในช่องตรงกลางหรือช่องที่ 9 ความเร็วจะมีลักษณะเดียวกับความเร็วในช่องแรกแต่จะมีความเร็วที่ต่ำกว่าตำแหน่งช่องแรกคือมีความเร็วที่ 220 Cm/s จะมีบางช่องที่ความเร็วเริ่มสูงขึ้นคือจากช่องที่ 15 จนถึงช่องที่ 18 ส่วนเส้นที่สามเป็นเส้นที่แสดงในตำแหน่งสุดท้ายหรือช่องที่ 18 ตามแกนเวลาพบว่าความเร็วของเส้นนี้จะต่ำที่สุดอยู่ที่ 200 Cm/s ซึ่งก็เป็นตำแหน่งที่อยู่ไกลทางเข้ามากที่สุด

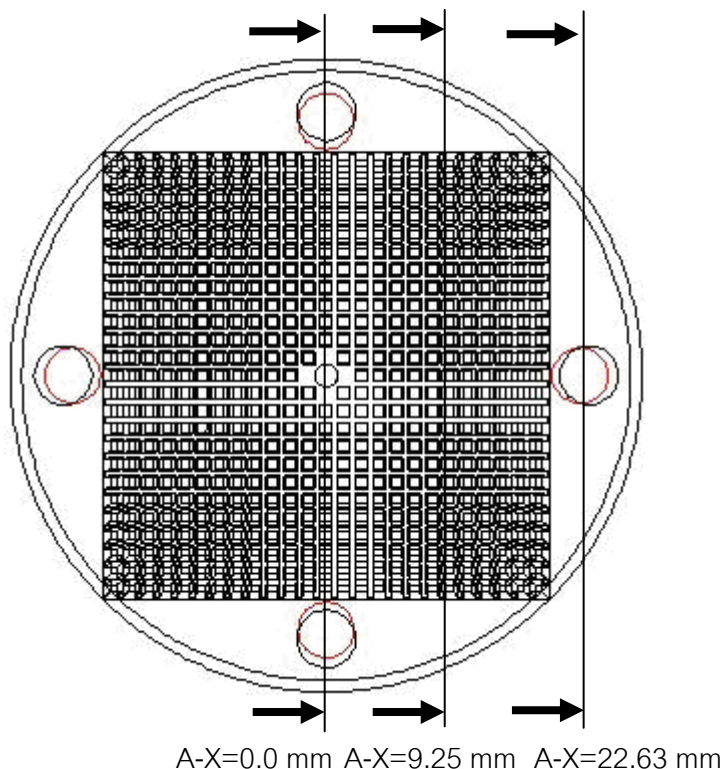


ภาพประกอบ 45 แสดงความเร็วตามช่องการไหลในแนวแกน x ช่องการไหลกว้าง 1.25 mm.

ภาพประกอบ 45 แสดงความเร็วในแต่ละช่องตามแนวแกนเอ็กซ์ที่มีช่องการไหลกว้าง 1.25 มิลลิเมตร พบว่าที่เส้นของช่องแรกในแนวแกนนั้นความเร็วจะสูงที่สุดที่และตำแหน่งที่สูงสุดความเร็วเท่ากับ 200 Cm/s ที่ช่องที่หนึ่งและก็จะค่อย ๆ ลดลงจนมาถึงช่องที่ 4 จะต่ำสุดแล้วก็ค่อย ๆ เพิ่มขึ้นจนมาถึงตำแหน่งกลางแผ่นครีปและจะลดลงอีกครั้งจนถึงตำแหน่งช่องที่ 10 จะต่ำที่สุดอีกครั้งแล้วก็ค่อย ๆ เพิ่มขึ้นอีกครั้งหนึ่งเป็นตำแหน่งขอบของฟินพอดีเช่นเดียวกันกับเส้นที่สองและเส้นที่สามซึ่งแสดงตำแหน่งตามแนวแกนที่อยู่ตรงกลางและตำแหน่งสุดท้าย ทั้งสองเส้นความเร็วนั้นจะมีลักษณะที่เป็นกราฟขึ้นแล้วก็ลงแล้วก็ขึ้นเป็นลูกคลื่นนั่นเองซึ่งสอดคล้องกันกับเส้นแสดงความเร็วในตำแหน่งแรก แต่ความเร็วจะค่อย ๆ ลดลงตามระยะที่อยู่ห่างจากตำแหน่งทางเข้าของแบบจำลองออกไป

4.11 ผลของความกว้างของช่องการไหลที่มีผลกับแบบจำลองแบบที่สอง

ในหัวข้อนี้เป็นการจำลองการไหลผ่านแบบจำลองแบบที่สองโดยมีการฉีดสารหล่อเย็นเข้าเพียงช่องทางเดียวและทางออกของสารหล่อเย็นเป็นสี่ช่องทางดังภาพประกอบ 46



ภาพประกอบ 46 แสดงลักษณะของแบบจำลองที่ใช้แบบที่สองและตำแหน่งในการตัด

ภาพประกอบ 46 แสดงแบบจำลองแบบที่สองให้แบบจำลองมีทางเข้าเพียงหนึ่งช่องทางตรงกลางและทางออกของสารหล่อเย็นเป็นสี่ช่องทาง โดยให้สารทำความเย็นฉีดเข้าตรงกลางแล้วไหลผ่านแผ่นครีประบายความร้อนไปตลอดหลังจากนั้นให้ไหลออกที่ตำแหน่งทางออกที่อยู่ทางด้านข้างทั้งสี่ด้านโดยเราได้นำจำนวนกริดที่เหมาะสมกับแบบจำลองจากหัวข้อที่ 4.1 แล้วนั้นต่อไปจะเป็นผลของการจำลองในกรณีต่างๆ คือในขั้นแรกจะทำการจำลองโดยป้อนอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางเข้าซึ่งสอดคล้องกับผลการทดลองของวิวัฒน์ ยิ่งยง วัสดุที่ใช้ทำแผ่นครีจะใช้เป็นทองแดง(Copper) โดยที่เพียงอย่างเดียวโดยนำเอาวัสดุที่มีการถ่ายเทความร้อนดีกว่ามาศึกษาต่อ ซึ่งจะให้อัตราการไหลของสารหล่อเย็นคงที่เท่ากับ 0.02 Kg/s เพื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิของน้ำเฉลี่ยที่ทางออกระหว่างแบบจำลองที่มีขนาดแตกต่างกันเทียบกับอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นเฉลี่ยที่ได้จากการทดลอง เมื่อ

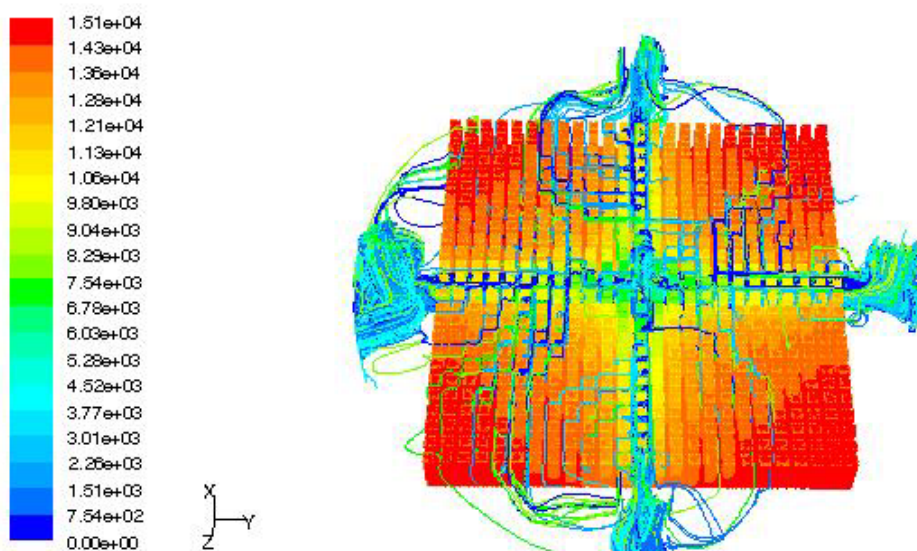
ปรับเปลี่ยนขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นที่มีขนาด 0.50, 1.00 และขนาด 1.25 มิลลิเมตรที่การทำงานของซีพียูไม่มีภาระและมีภาระทำงานเต็มที่ตั้งที่แสดงในตาราง 8

ตาราง 8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิที่ทางออกเฉลี่ยในแบบจำลองแบบที่สองระหว่างผลการจำลองกับผลการทดลอง

Fin Wide (mm)	CPU Working	$T_{Outsimu}$ (°C)	$T_{Out exp}$ (°C)	% Errors	Wall Heat flux W
0.50	No load	28.50	28.22	0.49	4.35
	Full load	31.63	31.00	1.01	83.02
1.00	No load	28.64	28.82	-0.31	3.93
	Full load	34.11	30.12	6.21	65.69
1.25	No load	30.05	30.12	-0.12	5.09
	Full load	31.76	31.76	0.00	48.37

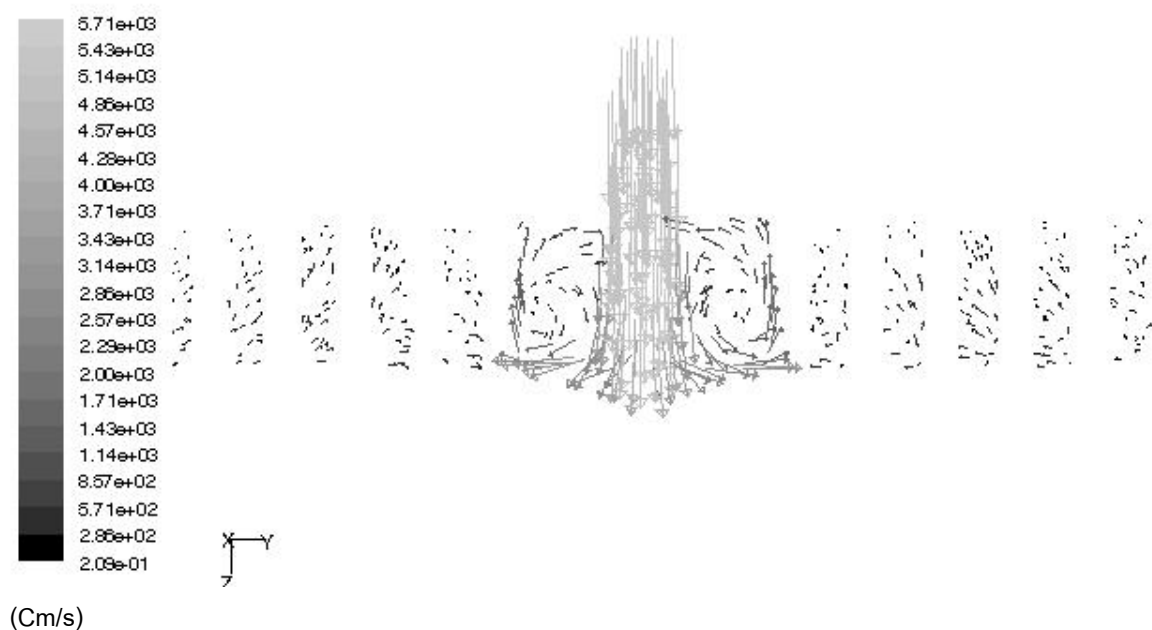
จากตาราง 8 ในการจำลองเพื่อหาขนาดความกว้างของแผ่นครีระบายความร้อน โดยให้ขนาดความกว้างช่องการไหลของสารหล่อเย็นที่มีขนาดเป็น 0.50, 1.00 และ 1.25 มิลลิเมตรพบว่าแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตรมีอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยและอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 1.00 และ 1.25 มิลลิเมตรตามลำดับ ทั้งนี้จะนำเอาแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตร

4.12 ลักษณะการไหลของสารหล่อเย็นที่เกิดขึ้นในแบบจำลองแบบที่สอง



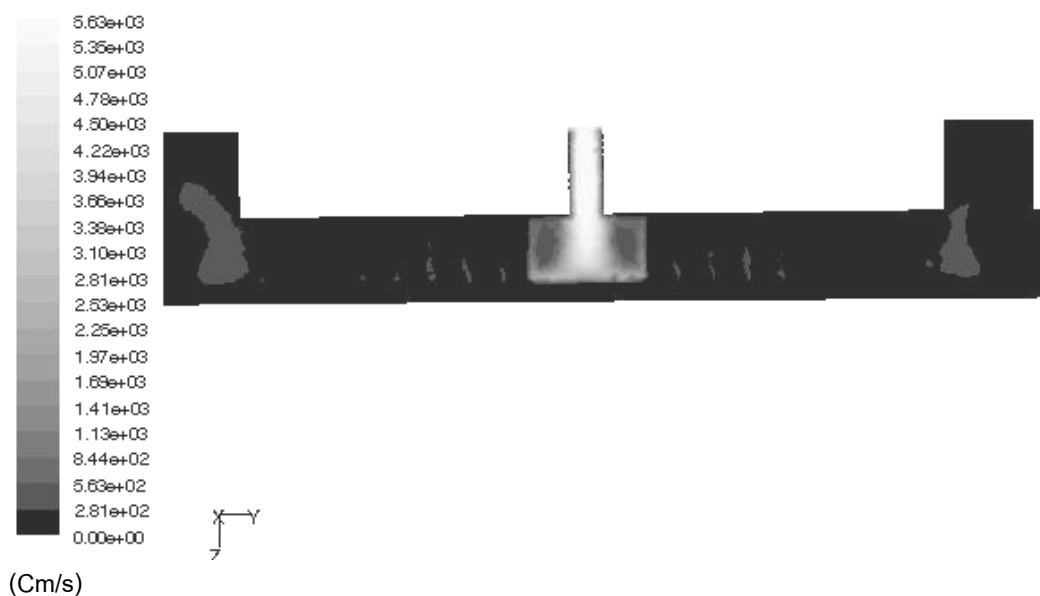
ภาพประกอบ 47 แสดงเส้นการไหลของแบบที่สอง

จากภาพประกอบ 47 จะพบว่าเส้นของการไหลของสารหล่อเย็นนั้นหลังจากที่ฉีดเข้ามาจากทางด้านบนของทางเข้านั้นแล้วจะไหลแยกออกเป็นสี่สายกินพื้นที่ประมาณสองช่องการไหลทั้งสี่ด้านพอไปถึงบริเวณกลางทางที่ไหลบางส่วนจะไหลแยกเข้าไปในพื้นที่ของแผ่นครีป เมื่อไหลจนสุดพื้นที่ของแผ่นครีประบายความร้อนบางส่วนก็จะไหลออกไปเลย และบางส่วนจะไหลวกกลับเข้ามาในแผ่นครีปอีกครั้งแต่จะไม่ไหลไปทั่วทั้งแผ่นครีป จะเห็นได้ว่าบริเวณมุมทั้งสี่มุมของแผ่นครีปนั้นจะมีสารหล่อเย็นไหลเข้าไปน้อยมากซึ่งบริเวณนี้อุณหภูมิจะสูงที่สุด



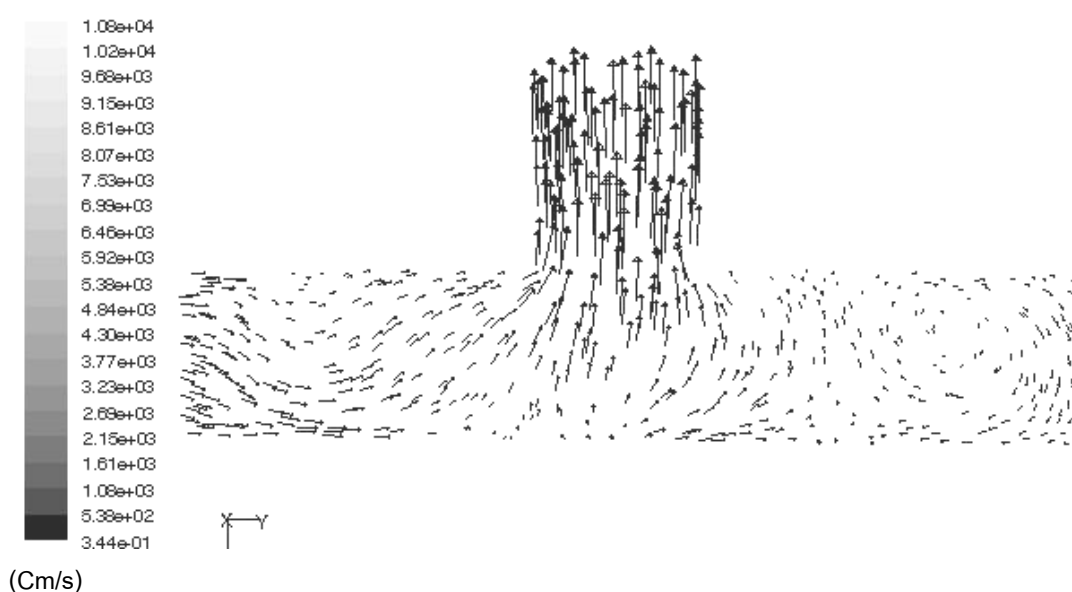
ภาพประกอบ 48 แสดงเวกเตอร์ของความเร็วที่ทางเข้า $X=0.0$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 48 แสดงเวกเตอร์ความเร็วถึงลักษณะการไหลของสารหล่อเย็นที่เกิดขึ้นภายในแบบจำลองที่บริเวณทางเข้าเมื่อให้สารหล่อเย็นไหลเข้าสู่ภายในแบบจำลองจะพบว่าที่บริเวณทางเข้าของแบบจำลองเมื่อสารหล่อเย็นฉีดเข้ามาในแบบจำลองแล้วนั้น จะไหลลงมากกระทบกับบริเวณด้านล่างของแบบจำลองบางส่วน และอีกบางส่วนที่ไปกระทบกับผนังก็จะไหลม้วนกลับขึ้นข้างบนจนย้อนกลับไปกระทบกับผนังด้านบนของแบบจำลอง พบว่าความเร็วที่บริเวณตรงกลางที่กระทบกับผนังและบริเวณที่ไหลม้วนกลับมาเป็นรูปก้นหอยนั้นจะมีความเร็วที่ค่อนข้างต่ำ เมื่อเปรียบเทียบกับความเร็วที่ฉีดเข้ามาโดยตรงกับบริเวณที่สารหล่อเย็นเริ่มกระจายออกแล้วค่อยๆไหลเข้ายังช่องของแผ่นครับ



ภาพประกอบ 49 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วที่ทางเข้า $X=0.0$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 49 แสดงคอนทัวร์ของความเร็วที่ทางเข้าโดยเป็นภาพตัดตามยาวทั้งแบบจำลอง และจะพบว่าที่ตำแหน่งของทางเข้าความเร็วจะสูงที่สุดเมื่อฉีดสารหล่อเย็นเข้ามายังแบบจำลองพอหลังจากนั้นความเร็วก็จะลดลงตามระยะทางตามความยาวของแบบจำลองและก็จะเท่ากันในบริเวณที่ใกล้ๆกับทางออกของสารหล่อเย็น



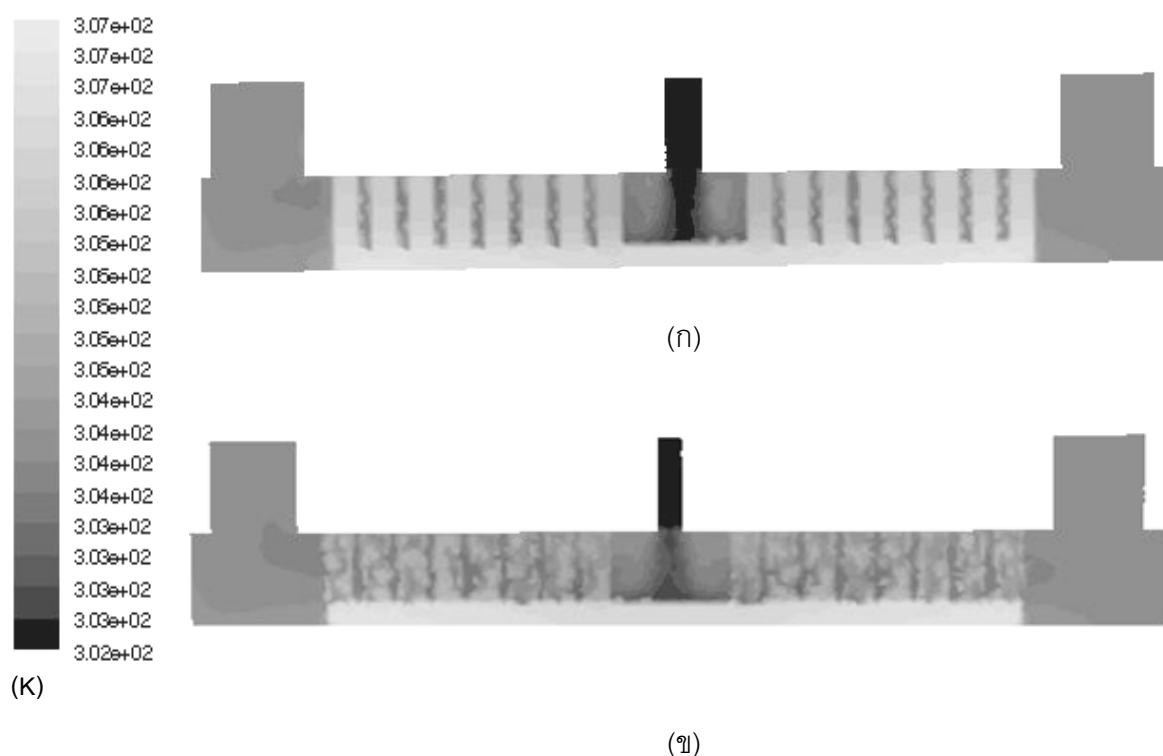
ภาพประกอบ 50 แสดงเวกเตอร์ความเร็วที่ทางออก $X=22.63$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 50 แสดงเวกเตอร์ความที่ทางออกของแบบจำลองโดยตัดขวางพบว่ามีความเร็วของสารหล่อเย็นที่ไหลผ่านแผ่นครีบอกมาแล้วเห็นได้จากทางด้านซ้ายของรูปตัดมีสารหล่อเย็นบางส่วนไหลวนลักษณะเป็นรูปก้นหอยสามวงหลังจากนั้นก็จะไหลออกทางด้านทางออกและตรงบริเวณทางออกนี้ความเร็วจะต่ำที่สุด ส่วนทางด้านขวาของภาพตัดสารหล่อเย็นที่ไหลออกมาจากร่องพินจะไหลลงมาแล้วก็จะไหลวนม้วนขึ้นแล้วก็จะไหลออกที่บริเวณทางออกเลย



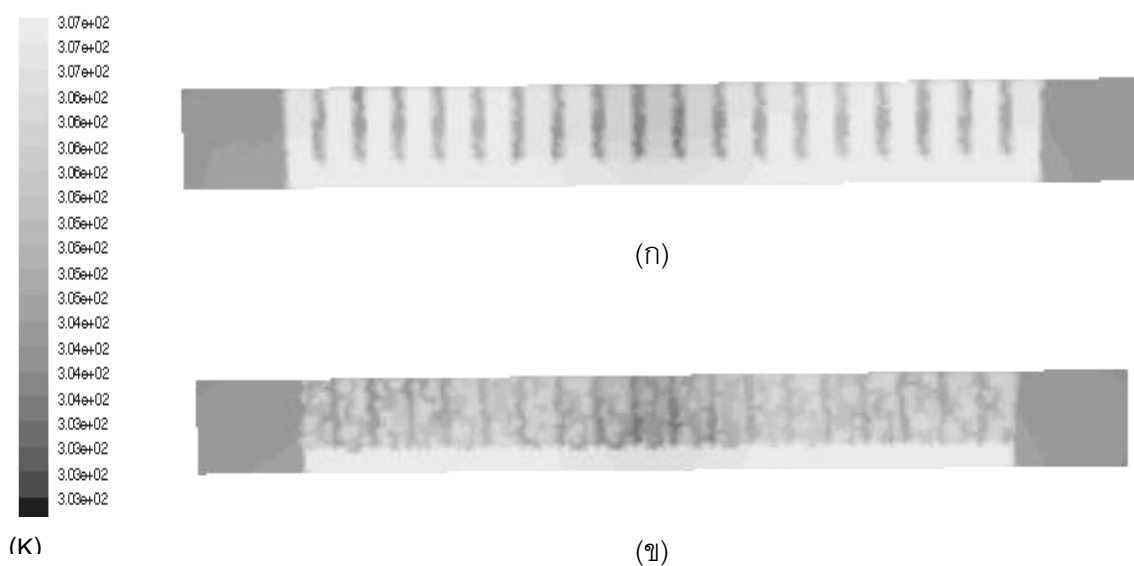
ภาพประกอบ 51 แสดงคอนทัวร์ความเร็วที่ทางออก X=22.63 มิลลิเมตร

ภาพประกอบ 51 แสดงคอนทัวร์ความเร็วที่ทางออกพบว่าความเร็วของทางออกของสารหล่อเย็นจะมีความเร็วที่ใกล้เคียงกันตลอดทั่วทั้งรูปตัดทั้งด้านซ้ายและขวามือของแบบจำลองและค่อนข้างที่จะต่ำ



ภาพประกอบ 52 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิ $X=0.00$ มิลลิเมตร

จากภาพประกอบ 52 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิที่ตำแหน่งเอ็ก 0.00 มิลลิเมตร พบว่าที่ตำแหน่งทางเข้าของการฉีดสารหล่อเย็นจะมีอุณหภูมิเย็นที่สุดจนกระทั่งเคลื่อนที่ไปถึงตำแหน่งของแผ่นครีปแผ่นแรกก็จะค่อยๆมีอุณหภูมิที่สูงขึ้นส่วนพินก็จะค่อยๆร้อนขึ้นดังภาพประกอบ 52(ก) ส่วนภาพประกอบ 52(ข) แสดงภาพตัดบริเวณตำแหน่งช่องของการไหลที่ไม่มีพินพบว่าสารหล่อเย็นจะเย็นที่สุดบริเวณทางเข้าและก็จะเริ่มร้อนขึ้นพอเคลื่อนที่มาถึงตรงบริเวณกลางแผ่นพินของแต่ละข้าง ที่ตำแหน่งทางออกเห็นได้ว่าสารหล่อเย็นจะแยกเป็นสองชั้นคือชั้นบนจะมีอุณหภูมิต่ำกว่าในชั้นล่างเนื่องจากส่วนล่างจะสัมผัสความร้อนได้โดยตรงส่วนทางด้านบนนั้นจะเป็นการสัมผัสกับส่วนที่มีการถ่ายเทความร้อนขึ้นไปจึงมีอุณหภูมิที่เย็นกว่า



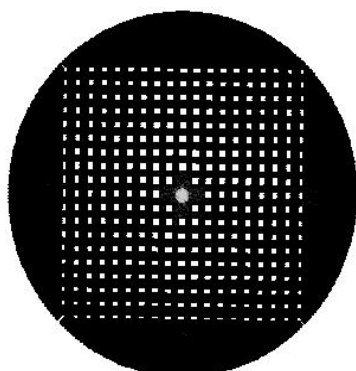
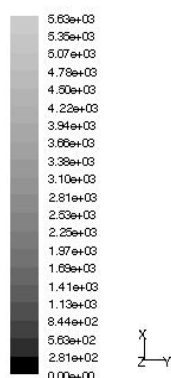
ภาพประกอบ 53 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิ X=9.25 มิลลิเมตร

ภาพประกอบ 53 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิของภาพตัดที่ระยะ X=9.25 มิลลิเมตร (ก) ภาพตัดตรงบริเวณที่ตรงกับแผ่นครีบบพบว่าที่ตรงกลางของแผ่นครีบอลูมิเนียมของแผ่นครีบบจะเย็นที่สุดจนมาถึงบริเวณกึ่งกลางครีบบทางด้านซ้ายและขวามือความร้อนของแผ่นครีบบก็จะค่อยๆ ร้อนขึ้นจนแบ่งออกเป็นสองชั้น ส่วนภาพประกอบ 53 (ข) แสดงภาพตัดบริเวณตำแหน่งช่องของการไหลที่ไม่มีฟินพบว่าสารหล่อเย็นจะเย็นที่สุดบริเวณทางเข้าและก็จะเริ่มร้อนขึ้นพอเคลื่อนที่มาถึงตรงบริเวณกลางแผ่นฟินของแต่ละข้าง ที่ตำแหน่งทางออกเห็นได้ว่าสารหล่อเย็นจะแยกเป็นสองชั้นคือชั้นบนจะมีอุณหภูมิค่อนข้างต่ำกว่าในชั้นล่างเนื่องจากส่วนล่างจะสัมผัสความร้อนได้โดยตรงส่วนทางด้านบนนั้นจะเป็นการสัมผัสกับส่วนที่มีการถ่ายเทความร้อนขึ้นไปจึงมีอุณหภูมิที่เย็นกว่า

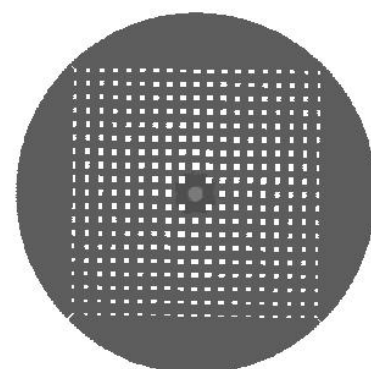
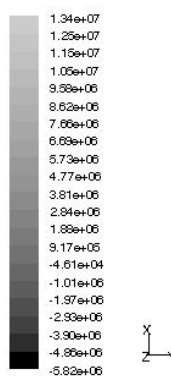


ภาพประกอบ 54 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิที่ทางออก $X=22.63$ มิลลิเมตร

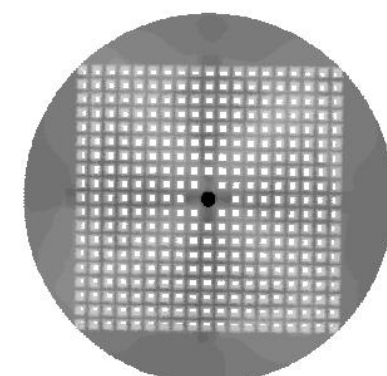
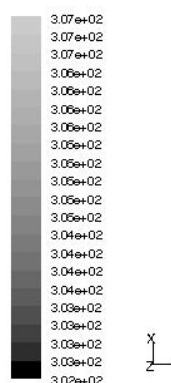
ภาพประกอบ 54 แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิของสารหล่อเย็นภาพตัดขวางที่ตำแหน่งทางออกพบว่าอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ตำแหน่งนี้จะไม่เท่ากันทั้งหน้าตัดคือทางด้านขวาและซ้ายมือจะมีอุณหภูมิที่สูงกว่าของตรงกลาง เนื่องด้วยเมื่อสารหล่อเย็นไหลเข้ามาในแบบจำลองก่อนที่จะไหลออกจะมีการไหลวนที่จะมองเห็นเป็นวงกันหอยก่อนที่จะไหลออกและจะมีอุณหภูมิเย็นที่สุดซึ่งทั้งซ้ายและขวามืออุณหภูมิของสารหล่อเย็นทั้งสองด้านของภาพตัดจะค่อนข้างใกล้เคียงกัน



(ก) เวกเตอร์ความเร็ว (Cm/s)



(ข) คอนทัวร์ของความดัน (Pa)



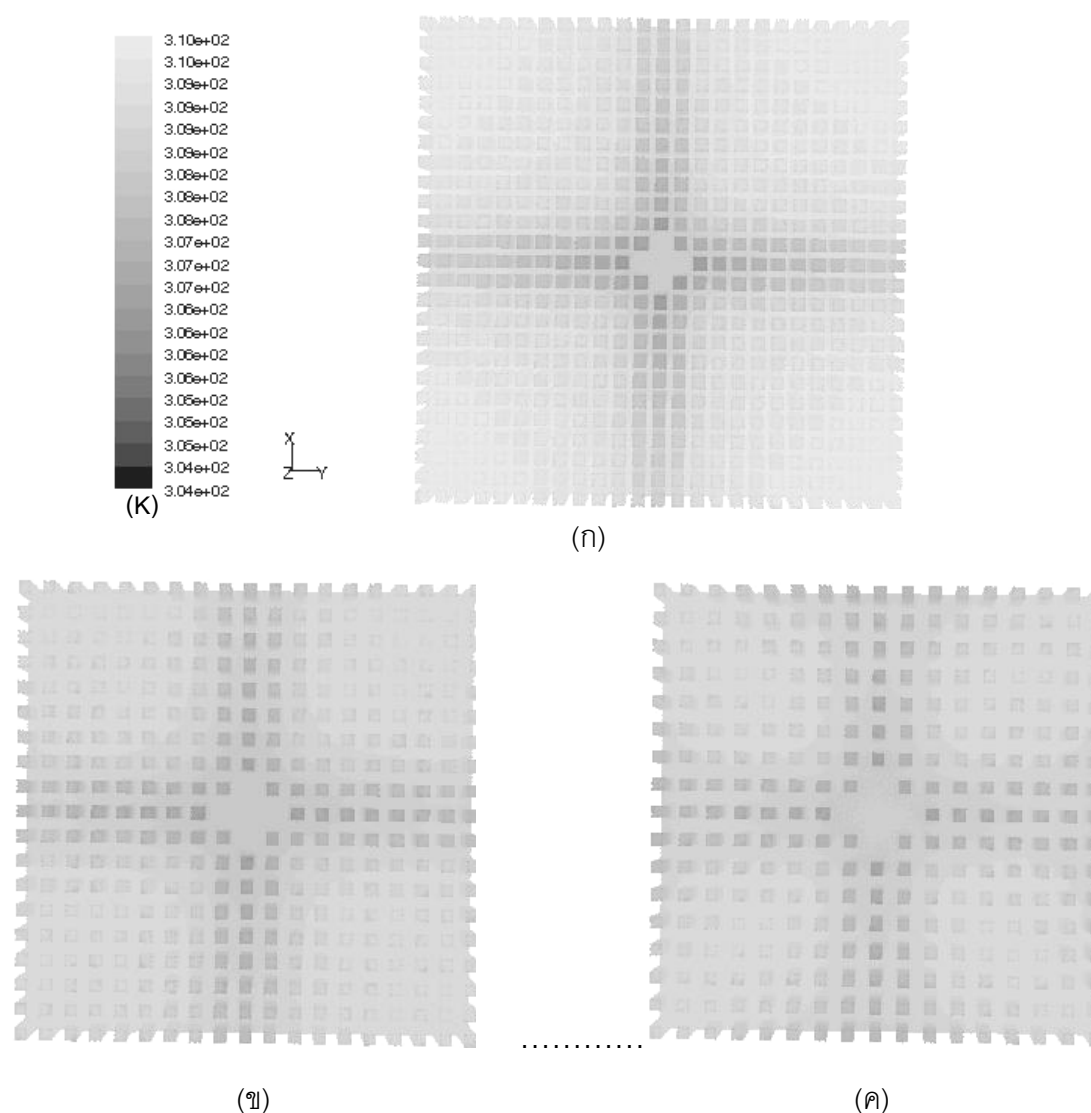
(ค) คอนทัวร์ของอุณหภูมิ

(K)

ภาพประกอบ 55 (ก) แสดงคอนทัวร์ความเร็ว, (ข) แสดงคอนทัวร์ความดัน, (ค) แสดงคอนทัวร์อุณหภูมิ

จากภาพประกอบ 55 (ก) แสดงเวกเตอร์ความเร็วของสารหล่อเย็นทั้งระบบพบว่าที่บริเวณตรงกลางของแบบจำลองความเร็วของสารหล่อเย็นจะมีความเร็วสูงที่สุดและจะค่อยๆลดลงไปเมื่อไหลออก

ห่างจากบริเวณทางเข้าและพบว่าความเร็วของสารหล่อเย็นจะไหลออกเป็นเส้นประมาณสองช่องกระจายออกตามช่องของแผ่นครีประบายความร้อน ภาพประกอบ 55(ข) แสดงคอนทัวร์ของความดันทั่วทั้งระบบพบว่าที่บริเวณทางเข้าความดันของระบบจะสูงที่สุดและก็จะสูงเป็นเส้นตามทิศทางช่องของการไหลของสารหล่อเย็นและจะค่อย ๆ ลดลงตามระยะความยาวของแผ่นครี ส่วนภาพประกอบ 55(ค) แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิทั่วทั้งระบบพบว่าที่ตำแหน่งทางเข้าของระบบอุณหภูมิของระบบจะต่ำที่สุดและก็จะต่ำสืบเนื่องไหลไปตามช่องของแผ่นครีบอกที่เท่ากันทั้งสี่ด้าน และที่ส่วนของแผ่นครีตรงบริเวณมุมของแผ่นครีนั้นความร้อนของแผ่นครีจะสูงมากทั้งสี่มุมส่วนบริเวณทางออกของระบบอุณหภูมิของสารหล่อเย็นจะสูงกว่าที่เป็นช่องทางออกของระบบ

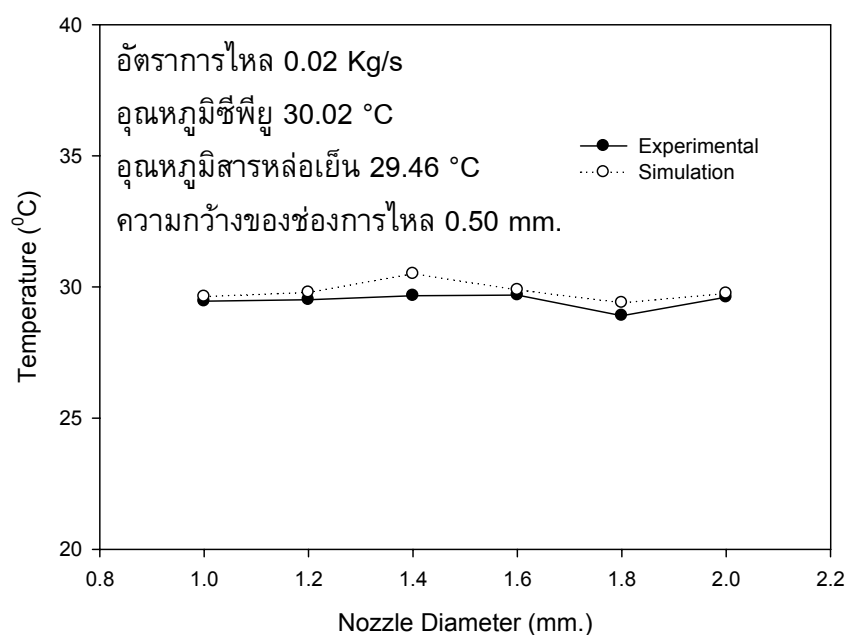


ภาพประกอบ 56 แสดงคอนทัวร์ของแผ่นครีระบายความร้อนแบบที่สองทั้งสามขนาด

ภาพประกอบ 56(ก) แสดงคอนทัวร์ของแผ่นครีปที่มีช่องความกว้างสารหล่อเย็นเท่ากับ 0.50 มิลลิเมตรพบว่าที่บริเวณตรงกลางของแผ่นครีปบริเวณรอบ ๆ ของทางเข้าโดยรอบจะมีอุณหภูมิต่ำสุด ประมาณสองวงหลังจากนั้นก็ค่อยๆร้อนขึ้นเป็นชั้นๆโดยห่างจากตำแหน่งทางเข้าออกไปเป็นวงๆและจะไหลเป็นทิศทางที่เย็นทั้งหมดสามแถวของฟินออกจากตำแหน่งของตำแหน่งทางเข้าทั้งสี่ทิศทาง ภาพประกอบ 56(ข) และภาพประกอบ 56(ค) แสดงคอนทัวร์ของแผ่นครีปที่มีช่องความกว้างของสารหล่อเย็นเท่ากับ 1.00 และ 1.25 มิลลิเมตรจะมีลักษณะที่สอดคล้องกันทั้งขนาดความกว้างทั้งสองขนาดพบว่าที่บริเวณทางเข้าสารหล่อเย็นจะเย็นที่สุดประมาณหนึ่งวงโดยรอบหลังจากนั้นก็ไหลตามความยาวของร่องฟินตามความยาวสี่แถว ส่วนบริเวณมุมทั้งสี่มุมอุณหภูมิของแผ่นครีปจะสูงที่สุด

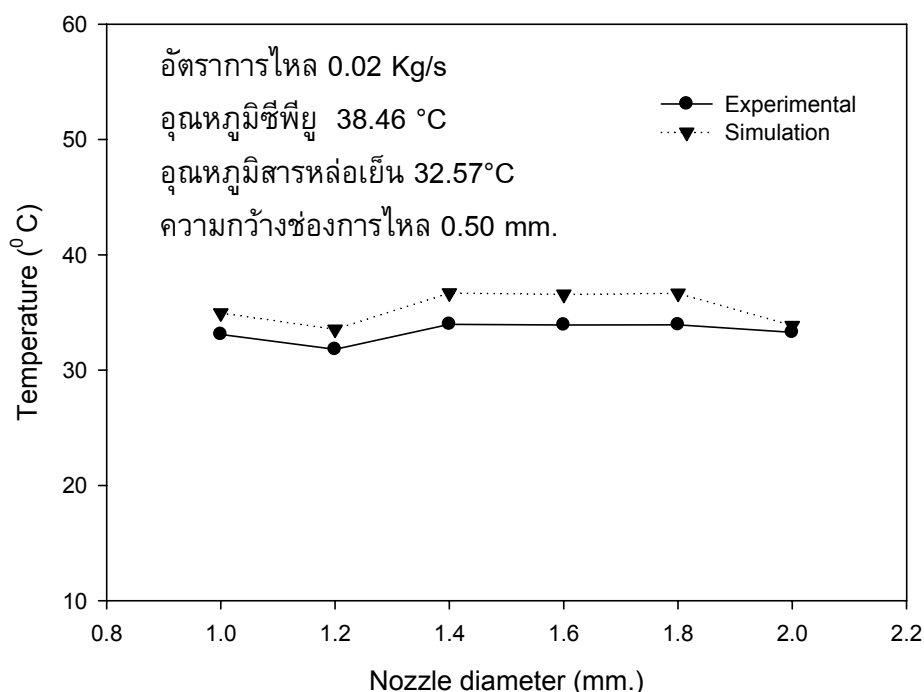
4.13 ผลของขนาดของหัวฉีดที่มีผลกระทบกับแบบจำลองแบบที่สอง

ในการจำลองการไหลโดยทำการปรับเปลี่ยนขนาดของหัวฉีดที่มีขนาดแตกต่างกันคือ 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, และ 2.00 มิลลิเมตร ซึ่งจะนำเอาแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตร มีอัตราการไหลเป็น 0.02 Kg/s เมื่อซีฟียูไม่มีมีการทำงาน อุณหภูมิของซีฟียู 30.02 °C และอุณหภูมิทางเข้าของสารหล่อเย็นเป็น 29.46 °C เพื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยระหว่างผลการทดลองกับการจำลองการไหลดัง ภาพประกอบ 57



ภาพประกอบ 57 แสดงการเปรียบเทียบขนาดของหัวฉีดที่ต่างกัน

ภาพประกอบ 57 กราฟแสดงการเปรียบเทียบขนาดของหัวฉีดที่แตกต่างกันโดยให้ซีฟียูไม่มีภาวะ ที่มีขนาดของหัวฉีดเท่ากับ 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, และ 2.00 มิลลิเมตร ซึ่งจะนำเอาแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตร มีอัตราการไหลเป็น 0.02 Kg/s เมื่อซีฟียูมีไม่มีภาระทำงาน อุณหภูมิของซีฟียู 30.02°C และอุณหภูมิทางเข้าของสารหล่อเย็นเป็น 29.46°C เพื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยระหว่างผลการทดลองกับการจำลองการไหล พบว่าที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดเท่ากับ 1.4 มิลลิเมตรมีอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกมีอุณหภูมิสูงที่สุดเมื่อเทียบกับขนาด 1.00, 1.20, 1.60, 1.80, และ 2.00 มิลลิเมตรตามลำดับและต่อไปจะเป็นการจำลองการไหลโดยทำการปรับเปลี่ยนขนาดของของหัวฉีดที่มีขนาดแตกต่างกันคือ 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, และ 2.00 มิลลิเมตร ซึ่งจะนำเอาแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.5 มิลลิเมตร มีอัตราการไหลเป็น 0.02 Kg/s เมื่อซีฟียูมีไม่มีภาระทำงาน อุณหภูมิของซีฟียู 36.46°C และอุณหภูมิทางเข้าของสารหล่อเย็นเป็น 32.57°C เพื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยระหว่างผลการทดลองกับการจำลองการไหลดังภาพประกอบ 58

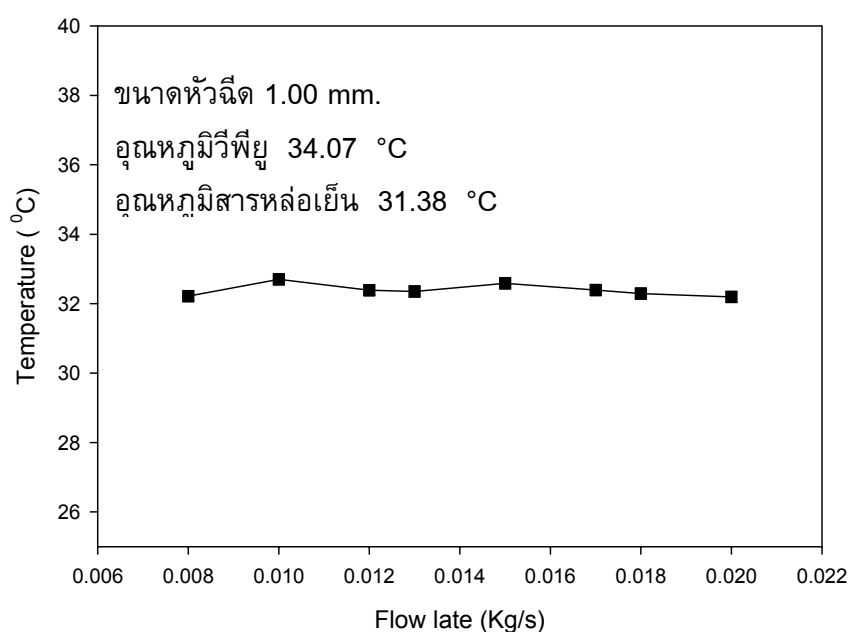


ภาพประกอบ 58 กราฟแสดงการเปรียบเทียบขนาดของหัวฉีดที่แตกต่างกันโดยให้ซีฟียูมีภาระเต็มที

ภาพประกอบ 58 กราฟแสดงการเปรียบเทียบขนาดของหัวฉีดที่แตกต่างกันโดยให้ซีฟียูไม่มีภาวะ ที่มีขนาดของหัวฉีดเท่ากับ 1.00, 1.20, 1.40, 1.60, 1.80, และ 2.00 มิลลิเมตร ซึ่งจะนำเอาแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตร มีอัตราการไหลเป็น 0.02 Kg/s เมื่อซีฟียูไม่มีภาวะทำงาน อุณหภูมิของซีฟียู 30.02°C และอุณหภูมิทางเข้าของสารหล่อเย็นเป็น 29.46°C เพื่อทำการเปรียบเทียบอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกเฉลี่ยระหว่างผลการทดลองกับการจำลองการไหล พบว่าที่ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของหัวฉีดเท่ากับ 1.40 มิลลิเมตรมีอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกมีอุณหภูมิสูงที่สุดเมื่อเทียบกับขนาด 1.00, 1.20, 1.60, 1.80, และ 2.00 มิลลิเมตรตามลำดับซึ่งจะสอดคล้องกับแบบจำลองที่ไม่มีภาวะ

4.14 ผลของอัตราการไหลของสารหล่อเย็นที่มีผลกับแบบจำลองแบบที่สอง

ในการจำลองการไหลเมื่อปรับเปลี่ยนอัตราการไหลให้แตกต่างกันออกไปนั้นจะให้สารหล่อเย็นที่มีอัตราการไหลเป็น 0.008, 0.01, 0.012, 0.013, 0.015, 0.017, 0.018 และ 0.02 Kg/s โดยให้สารหล่อเย็นมีอุณหภูมิที่ทางเข้าเป็น 31.38°C และอุณหภูมิของซีฟียูเป็น 34.07 °C ซึ่งใช้แบบจำลองที่มีขนาดของหัวฉีดเท่ากับ 1.00 มิลลิเมตรขนาดของครีปที่ใช้ในการจำลองมีขนาดช่องความกว้างเป็น 0.50 มิลลิเมตร

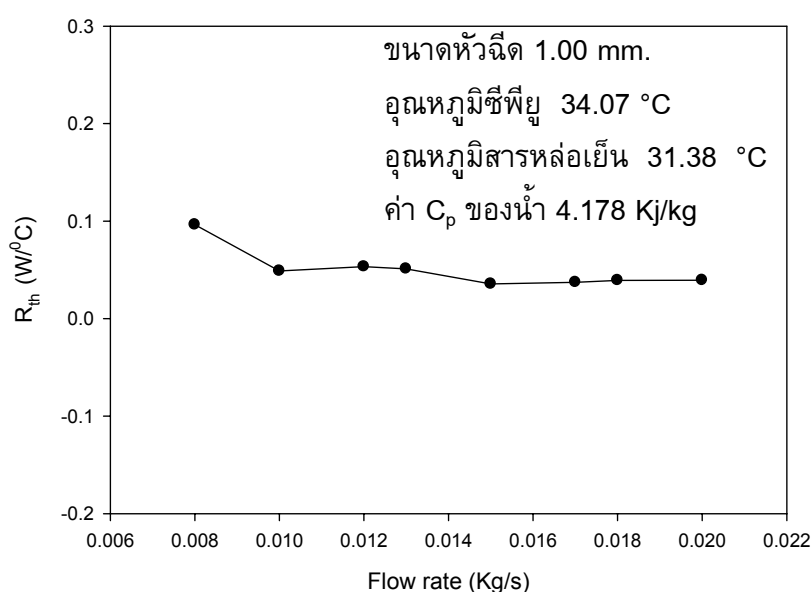


ภาพประกอบ 59 กราฟแสดงขนาดของอัตราการไหลที่แตกต่างกัน

จากภาพประกอบ 59 กราฟแสดงความสัมพันธ์ของอัตราการไหลที่ต่างกันเมื่อใช้เงื่อนไขในการจำลองการไหลโดยปรับเปลี่ยนอัตราการไหลให้แตกต่างกันออกไปนั้นจะให้สารหล่อเย็นที่มีอัตราการไหลเป็น 0.008, 0.01, 0.012, 0.013, 0.015, 0.017, 0.018 และ 0.02 Kg/s โดยให้สารหล่อเย็นมีอุณหภูมิสารหล่อเย็นที่ทางเข้าเป็น 31.38°C และอุณหภูมิของซีฟิยูเป็น 34.07°C ซึ่งใช้แบบจำลองที่มีขนาดของหัวฉีดเท่ากับ 1.00 มิลลิเมตรขนาดของครีปที่ใช้ในการจำลองมีขนาดช่องความกว้างเป็น 0.50 มิลลิเมตร พบว่าที่อัตราการไหลขนาด 0.01 Kg/s มีอุณหภูมิที่ทางออกของสารหล่อเย็นสูงที่สุดเมื่อเปรียบเทียบกับแบบจำลองที่มีอัตราการไหลเป็น 0.008, 0.012, 0.014, 0.017, 0.018 และ 2.00 Kg/s ตามลำดับ

4.15 ความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับความต้านทานความร้อนของแบบที่สอง

ในการหาค่า R_{th} ของแบบจำลองแบบแรกนั้นเราจะนำเอาแบบจำลองที่มีเงื่อนไขที่ใช้ในการจำลองคือนำแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของสารหล่อเย็นซึ่งวัสดุที่ใช้ทำฟินทำจากทองแดง (Copper) มีช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตรซึ่งมีอัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด อุณหภูมิของสารหล่อเย็นไหลเข้าเท่ากับ 31.38°C อุณหภูมิของซีฟิยูเป็น 34.07°C ค่าคงที่ หัวฉีดมีขนาด 1.00 มิลลิเมตรอัตราการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.008, 0.01, 0.13, 0.15, 0.18 และ 0.02 Kg/s ตามลำดับดังแสดงในภาพประกอบ 60

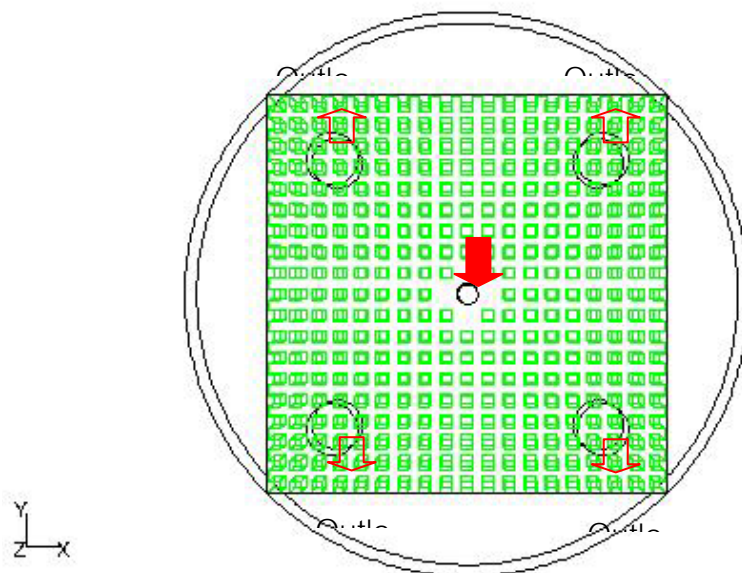


ภาพประกอบ 60 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการไหลกับความต้านทานอุณหภูมิ

จากภาพประกอบ 60 ในการหาค่า R_{th} ของแบบจำลองแบบแรกนั้นเราจะนำเอาแบบจำลองที่มีเงื่อนไขที่ใช้ในการจำลองคือนำแบบจำลองที่มีขนาดความกว้างของสารหล่อเย็นซึ่งวัสดุที่ใช้ทำพื้นทำจากทองแดง (Copper) มีช่องการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.50 มิลลิเมตรซึ่งมีอัตราการถ่ายเทความร้อนดีที่สุดอุณหภูมิของสารหล่อเย็นไหลเข้าเท่ากับ 31.38°C อุณหภูมิของซีพียูเป็น 34.07°C ค่าคงที่ หัวฉีดมีขนาด 1.0 มิลลิเมตรอัตราการไหลของสารหล่อเย็นเป็น 0.008, 0.01, 0.13, 0.15, 0.18 และ 0.02 Kg/s พบว่าที่อัตราการไหลเป็น 0.008 Kg/s มีการต้านทานอุณหภูมิสูงที่สุดเมื่อเทียบกับแบบจำลองที่มีอัตราการไหลเป็น 0.01, 0.13, 0.15, 0.18 และ 0.02 Kg/s ตามลำดับ

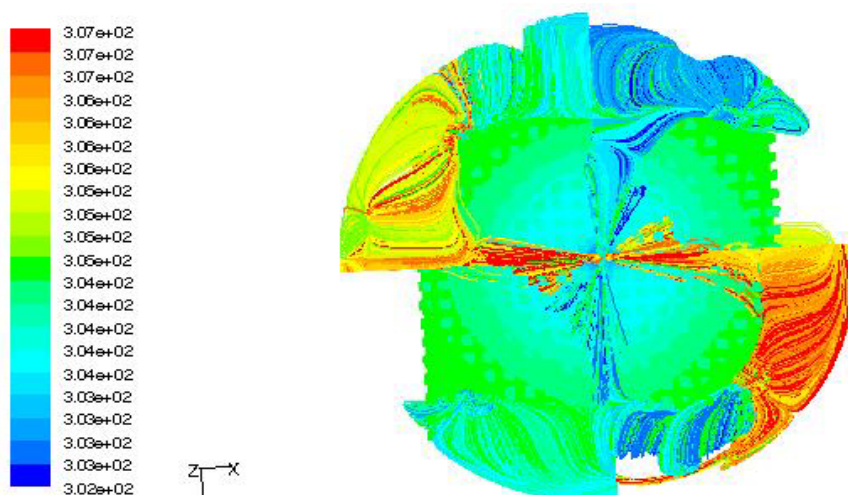
4.16 ผลของการปรับเปลี่ยนตำแหน่งทางออกของแบบจำลองแบบที่สอง

ในการจำลองที่ผ่านมาในในแต่ละแบบจำลองมีความด้อยในด้านต่างๆ ในหัวข้อนี้จะเป็นการจำลองการไหลในแบบจำลองที่มีลักษณะที่แตกต่างจากแบบจำลองเดิมออกไปบางส่วน ซึ่งในความแตกต่างนั้นจะทำการปรับเปลี่ยนตรงบริเวณทางออกของสารหล่อเย็นของแบบจำลองเท่านั้น จากเดิมนั้นทางออกจะอยู่บริเวณด้านข้างของแบบจำลองที่อยู่นอกจากแผ่นครีป แบบจำลองแบบใหม่ช่องทางออกจะอยู่บริเวณตรงมุมของแผ่นครีประบายความร้อน ดังจะเห็นได้จากภาพประกอบ 58



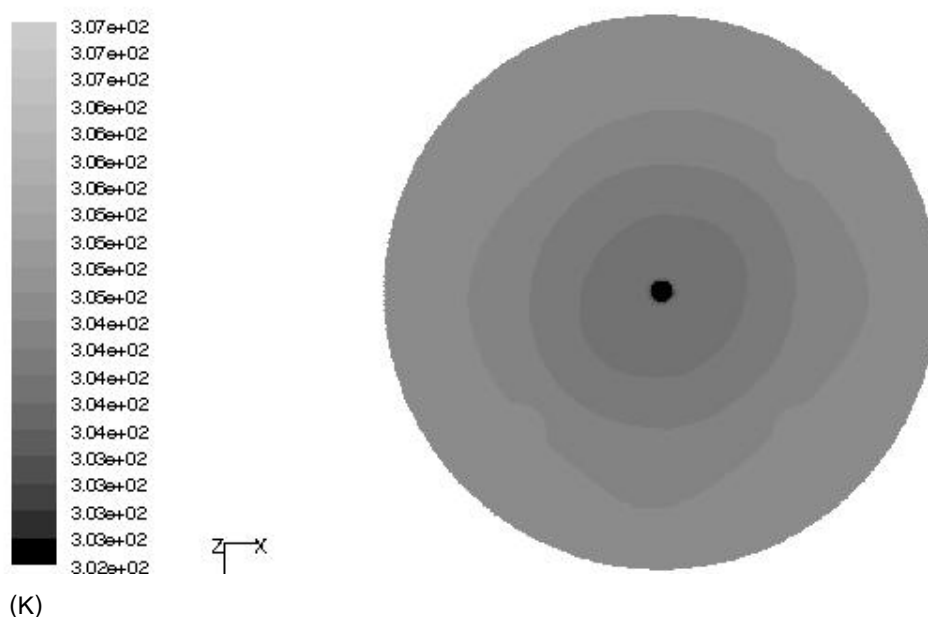
ภาพประกอบ 61 แสดงแบบจำลองแบบที่สาม

จากภาพประกอบ 61 แสดงทางออกของแบบจำลองแบบที่สามที่เปลี่ยนไปโดยจะเป็นการปรับเปลี่ยนจากแบบจำลองที่สองซึ่งยังมีข้อด้อยบางประการในการปรับเปลี่ยนนี้จะปรับเปลี่ยนเพื่อปรับปรุงข้อด้อยของแบบจำลองดังเห็นจากภาพประกอบ 56



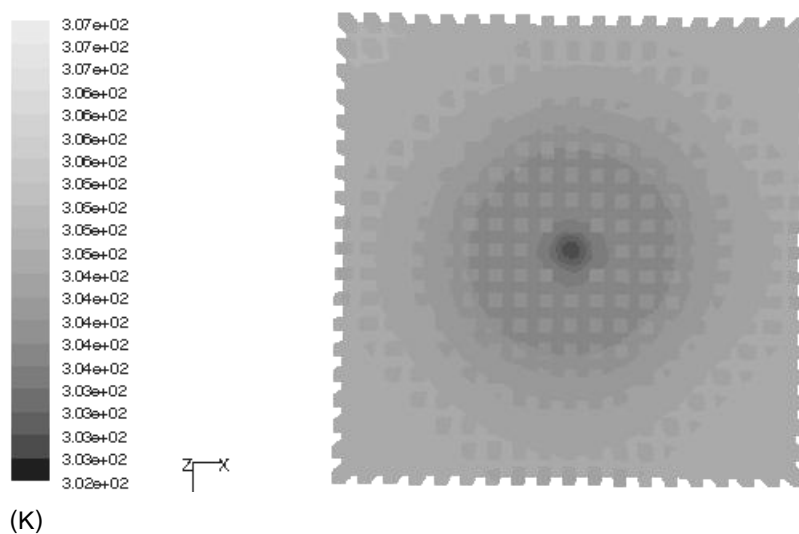
ภาพประกอบ 62 แสดงเส้นการไหลของสารหล่อเย็นในระบบของการปรับปรุงแบบจำลองที่สอง

ภาพประกอบ 62 แสดงเส้นการไหลของสารหล่อเย็นพบว่าจากตำแหน่งตรงกลางทางเข้าของระบบเส้นการไหลนั้นจะมีลักษณะการไหลแยกออกทั่วทั้งทิศทางแล้วจะไหลไปตามช่องของร่องฟันไปจนกระทบกับผนังของระบบแล้วก็จะไหลวนกลับมาออกที่ตำแหน่งทางออก ซึ่งในแบบเดิมนั้นจะไหลผ่านแผ่นครีปไปแล้วก็ไหลออกที่ทางออกเลย ส่วนแบบจำลองนี้ที่ได้มีการแก้ไขทางออกสารหล่อเย็นจะไหลมาออกยังบริเวณทางออกที่อยู่ตรงกันกับมุมของแผ่นรีบ



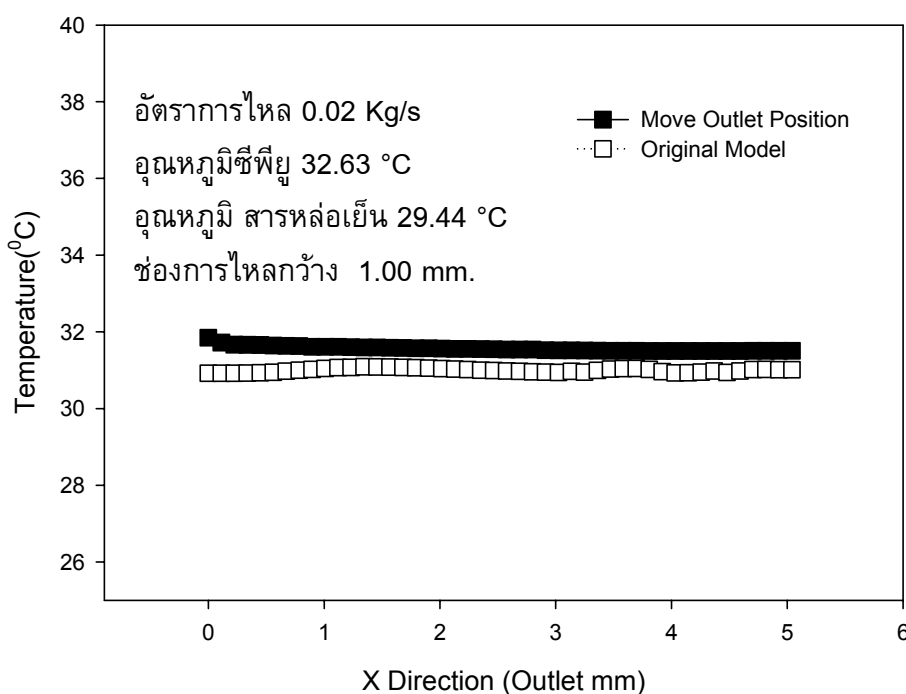
ภาพประกอบ 63 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิของการปรับปรุงแบบจำลองที่สอง

ภาพประกอบ 63 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิที่ระบบพบว่าที่บริเวณตรงกลางของแบบจำลองระบบจะเย็นที่สุดและจะค่อย ๆ ร้อนขึ้นออกมาเป็นชั้น ๆ เป็นวงกลมและในชั้นสุดท้ายจะร้อนที่สุดและค่อนข้างมีอุณหภูมิที่ใกล้เคียงกันโดยเทียบกับวงกลมที่มีระยะห่างออกจากบริเวณกึ่งกลางของระบบเมื่อเทียบกับภาพประกอบ 54 (ค) ซึ่งภายในระบบจะมีความแตกต่างกันโดยสังเกตจากสารหล่อเย็นที่ไหลออกมาจากระบบ



ภาพประกอบ 64 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิทั้งแผ่นครีป

ภาพประกอบ 64 แสดงคอนทัวร์ของอุณหภูมิทั้งแผ่นครีป พบว่าตรงบริเวณกึ่งกลางของแผ่นครีปมีอุณหภูมิเย็นที่สุดและจะค่อย ๆ ร้อนขึ้นออกไปเป็นชั้น ๆ เช่นเดียวกับภาพประกอบ 56 และบริเวณที่ทางออกของระบบหรือเทียบได้กับบริเวณมุมทั้งสี่มุมของแผ่นครีป มีอุณหภูมิสูงที่สุดทั่วทั้งสี่มุม ต่อไปเป็นการเปรียบเทียบแบบจำลองในแบบที่สองกับแบบจำลองที่มีการปรับเปลี่ยนทางออกของสารหล่อเย็นโดยให้อัตราการไหลของสารหล่อเย็นเท่ากับ 0.02 Kg/s อุณหภูมิซีฟิยูเป็น 32.63°C อุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางเข้า 29.44°C ขนาดความกว้างของช่องการไหล 1.0 มิลลิเมตรและแผ่นครีประบายความร้อนทำจากทองแดง (Copper) และสามารถแสดงความสัมพันธ์ในภาพประกอบ 56 (ข)



ภาพประกอบ 65 แสดงการเปรียบเทียบอุณหภูมิที่ทางออกของสารหล่อเย็นระหว่างแบบจำลองแบบที่สองและแบบจำลองแบบที่สาม

ภาพประกอบ 65 การเปรียบเทียบแบบจำลองในแบบที่สองกับแบบจำลองที่มีการปรับเปลี่ยนทางออกของสารหล่อเย็นโดยให้อัตราการไหลของสารหล่อเย็นเท่ากับ 0.02 Kg/s อุณหภูมิซีฟิยูเป็น 32.63°C อุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางเข้า 29.44°C ขนาดความกว้างของช่องการไหล 1.00 มิลลิเมตร ซึ่งสามารถแสดงความสัมพันธ์ของอุณหภูมิที่ทางออกพบว่าการปรับเปลี่ยนทางออกของ

ระบบมีอุณหภูมิที่ทางออกสูงกว่าอุณหภูมิที่ทางออกของแบบจำลองแบบที่สองที่ยังไม่ได้ปรับเปลี่ยน
ที่ทางออกอยู่ที่ $0.50\text{ }^{\circ}\text{C}$ ดังที่เห็นได้จากภาพประกอบ 65

บทที่ 5

สรุปและข้อเสนอแนะ

สรุป

จากการจำลองการไหลผ่านครีบของชุดครีบบระบายความร้อนแบบต่างๆให้กับซีพียูคอมพิวเตอร์ โดยที่ซีพียูจะทำงานโดยไม่มีภาระและทำงานเต็มประสิทธิภาพสามารถสรุปได้ดังนี้

1. ครีบบระบายความร้อนที่ทำจากทองแดงมีความสามารถในการระบายความร้อนให้กับซีพียูมากกว่าครีบบระบายความร้อนที่ทำจากอลูมิเนียม
2. เมื่ออัตราการไหลของน้ำซึ่งเป็นสารทำงานเพิ่มขึ้นทำให้ความสามารถในการระบายความร้อนให้กับซีพียูเพิ่มขึ้นตามไปด้วย
3. ครีบบระบายความร้อนที่มีช่องการไหล 0.5 มิลลิเมตรสามารถระบายความร้อนได้ดีที่สุดทั้งในกรณีที่ซีพียูทำงานโดยไม่มีภาระและทำงานเต็มประสิทธิภาพ และในครีบบระบายความร้อนที่มีช่องการไหล 1.0 และ 1.25 มิลลิเมตร มีความสามารถในการระบายความร้อนรองลงมาตามลำดับ
4. การใช้แบบจำลองแบบที่สองคือให้สารหล่อเย็นฉีดกระทบนั้นสามารถระบายความร้อนได้ดีกว่าแบบที่หนึ่งคือสารหล่อเย็นไหลเข้าทางหนึ่งและออกอีกทาง
5. แบบจำลองที่มีขนาดของหัวฉีดเป็น 1.4 มิลลิเมตรสามารถระบายความร้อนได้ดีที่สุดทั้งในกรณีที่ซีพียูทำงานโดยไม่มีภาระและทำงานเต็มประสิทธิภาพ และหัวฉีดที่มีขนาด 1.00, 1.20, 1.60, 1.80 และ 2.00 มิลลิเมตรรองลงมาตามลำดับ
6. แบบจำลองที่มีอัตราการของสารหล่อเย็นไหล 0.008 Kg/s สามารถระบายความร้อนและมีอัตราการถ่ายเทความร้อนของครีบบระบายความร้อนได้ดีที่สุด และสารหล่อเย็นที่มีอัตราการไหล 0.01, 0.012, 0.014, 0.016, 0.018 และ 0.02 Kg/s รองลงมาตามลำดับ
7. เมื่อปรับเปลี่ยนตำแหน่งของช่องทางการไหลออกของสารหล่อเย็นจากแบบที่สองพบว่า การปรับเปลี่ยนในหารไหลของช่องทางการออกให้อยู่บริเวณที่ตรงบริเวณมุมของครีบบระบายความร้อนมีอุณหภูมิของสารหล่อเย็นที่ทางออกสูงขึ้น 1.00°C

ข้อเสนอแนะสำหรับงานวิจัยในอนาคต

การศึกษาเกี่ยวกับระบบระบายความร้อนโดยการใช้โปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาช่วยในการวิเคราะห์นั้น เป็นการวิจัยที่มีขอบเขตที่ยังกว้างอยู่และเป็นความรู้ใหม่ มีผู้ที่ศึกษาไม่มาก ในงานวิจัยนี้ได้ทำการศึกษาในบางส่วนเท่านั้น เพราะว่ามีขีดจำกัดในด้านอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองในการเก็บข้อมูลเพื่อใช้เป็นค่าที่เปรียบเทียบเมื่อใช้โปรแกรมทางคอมพิวเตอร์ช่วยวิเคราะห์ ทำให้ไม่

สามารถศึกษาการถ่ายเทความร้อนครอบคลุมได้ทั้งหมด ในอนาคตอาจมีการเพิ่มเติมเงื่อนไขหรืออุปกรณ์อย่างเช่น

อาจปรับเปลี่ยนขนาดของทางเข้าและออกของแบบจำลองให้มีขนาดแตกต่างออกไป

อาจเปลี่ยนสารทำงานที่เป็นชนิดอื่นที่แตกต่างออกไป

อาจใช้สารทำงานเป็นแบบผสมอนุภาคนาโน

อาจเปลี่ยนลักษณะการไหลเข้าออกของสารทำงานเป็นแบบฉีดกระทบและไหลออกทางด้าน
มุมของครีประบายความร้อน

อาจเปลี่ยนลักษณะของครีประบายความร้อนที่แตกต่างออกไป

บรรณานุกรม

บรรณานุกรม

- นักสิทธิ์ คุ้มพัฒนาชัย. (2535). *การถ่ายเทความร้อน*. ฟิสิกส์เซ็นเตอร์, กรุงเทพฯ.
- มนตรี พิรุณเกษตร. (2542). *การถ่ายเทความร้อน ฉบับเตรียมสอบและเสริมประสบการณ์*. วฟ. วิทยพัฒน์, กรุงเทพฯ.
- สงกรานต์ วิริยะศาสตร์. (2009). การถ่ายเทความร้อนโดยใช้ของเหลวของชุดระบายความร้อนที่มีครีบนขนาดเล็ที่มีและไม่มีเทอร์โมอิเล็กทริกสำหรับซีพียูของคอมพิวเตอร์. ปรินญานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย.มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
- วีระวัฒน์ ยิ่งยง. (2009). การศึกษาเกี่ยวกับคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนด้วยการฉีดกระทบในซีพียูของพีซี. ปรินญานิพนธ์ วศ.ม. (วิศวกรรมเครื่องกล). กรุงเทพฯ: บัณฑิตวิทยาลัย.มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ.
- Ali Kosar; & Yoav Peles. (2006). Convective flow of refrigerant (R123) across a bank of micro pin fins. In *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V.49. pp. 3142-3155.
- Ali Kosar; & Yoav Peles. (2007). Boiling heat transfer in a hydrofoil-based micro pin fin heat sink. In *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V.50. pp. 1018-1034.
- C.Y. Zhao, T.J. Lu. (2002). " Analysis of microchannel heat sink for electronics cooling." *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V. 45.pp4857-4869.
- C.J. Kobus and T. Oshio. (2005). "Development of a theoretical model for predicting the Thermal performance characteristics of a vertical pin-fin array heat sink under combined forced and natural convection with impinging flow." *International Journal of Heat and Mass Transfer* .V 48.pp.1053-1063.
- Giovanni Guglielmini; Mario Misale; & Corrado Schenone. (2002). Boiling of saturated FC-72 on square pin fin arrays. In *International Journal of Thermal Sciences*. V. 41. pp. 599-608.
- H. Honda , J.J. Wei. (2004). " Enhanced boiling heat transfer from electronic components by use of surface microstructures." *Experimental Thermal and Fluid Science*.V. 28.pp.159-169.
- H.Y. Zhang, D. Pinjala, T.N. Wong, K.C. Toh, Y.K. Joshi. (2005) . " Single- phase liquid

- cooled microchannel heat sink for electronic packages." *Applied Thermal Engineering*. V.25.pp.1472-1487.
- H. Bhowmik, C.P. Tso, K.W. Tou, F.L. Tan. (2005) . "Convection heat transfer from discrete heat sourced in a liquid cooled rectangular channel." *Applied Thermal Engineering*. V.25.pp.2532-2542.
- Hung-Yi Li, Shung-Ming Chao, Go- Long Tsai. (2005) . " Thermal performance Measurement of heat sinks with confined impinging jet by infrared thermography, *International Journal of Heat and Mass Transfer*.V. 48.pp.5386-5394.
- Intel technology journal. (2005). " Nano and Micro Technology-Based Next-Generation Package-Level Cooling Solution." *Intel Technology Journal*, Volume 9, Issue 4,
- Islam Md. Didarul, Oyakawa Kenyu, Yaka minoru, Senaha Izuru. (2007). "Study on heat transfer and fluid flow characteristics with short rectangular plate fin of different pattern." *Experimenal Thermal and Fluid Science*. V. 31. pp.367-379.
- John D. Andersan, JR "Computation Fluid Dynamics" *The Basics With Apprications*, McGraw-Hill, Inc (53-74)
- J.J. Wei ,H. Honda. (2003). " Effects of fin geometry on boiling heat transfer from silicon chips with micro-pin-fins immersed in FC-72." *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V. 46. pp.4059-4070.
- Jamnean Suwakai. (2007). "Numerical and experimental investigation on the heat transfer and flow characteristics in the spirally coiled tubes." Presented in Partial Fulfillment of the Requirements of the Master of Degree in Mechanical Engineering at Srinakharinwirot University. pp. 22-37 .
- Kenan Yukut, Nihal Alemdaroglu, Isak Kotcioglu, Cafer Celik. (2006). "Experimental investigation of thermal resistance of a heat sink with hexagonal fins." *Applied Thermal Engineering. Engineering* . V. 26. pp. 2262-2271.
- Ko-Ta Chiang and Fu-Ping Chang. (2006). " Application of response surface methodology in the parametric optimization of a pin fin type heat sink." *International Communication in Heat and Mass Transfer*. V. 33.pp.836-845.

- Kai-shing Yang, Wei-Hsin Chu, Ing-Yong Chen, Chi-chuan Wang. (2007). "A comparative study of the airside performance of heat sinks having pin fin configurations." *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V. xx. pp. xx-xx.
- M. Baris Dogruoz, Mario Urdaneta. (2005). "Alfonso Ortega, Experiments and modeling of hydraulic resistance and heat transfer of in-line square pin-fin heat sinks with top by-pass flow." *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V. 48. pp. 5058-5071.
- Mousa M.Mohamed. (2006). "Air cooling characteristics of a uniform square modules array for electronic device heat sink" *Applied Thermal Engineering*. V. 26. pp. 486-493.
- N. Paisarn and W. Songkran. (2009). "Liquid cooling in the mini-rectangular fin heat sink with and without Thermoelectric for CPU." *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V. 36. pp.166-171.
- Reiyu Chein, Jason Chuang. (2007). "Experimental microchannel heat sink performance studies using nanofluids." *International Journal of Thermal Sciences*. V. 46. pp. 57-66.
- S. Launay, A.G. Fedorov, Y. Joshi, A. Cao, P.M. Ajayan. (2006) "Hybrid micro-nano structured thermal interfaces for pool boiling heat transfer enhancement." *Microelectronics Journal*. V. 37. pp. 1158-1164.
- T.Q. Feng, J.L. Xu,. (2004). "An analytical solution of thermal resistance of cubic heat spreaders of electronic cooling." *Applied Thermal Engineering*. V. 24. pp. 323-337.
- Tzer-Ming Jeng and Sheng-Chung Tzeng. (2007). "Pressure drop and heat transfer of square pin-fin arrays in in-line and staggered arrangements." *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V. 50. pp. 2364-2375.
- Wasan Srimuang.(2004). "Numerical simulation of the flow within cyclone separators" Presented in Partial Fulfillment of the Requirements of the Master of Degree in Mechanical Engineering at Srinakharinwirot University. pp. 9-11.
- Xiaoling Yu, Jianmei Feng, Quanke Feng, Qiuwang Wang. (2005). "Development of a

plate-pin fin heat sink and its performance comparisons with a plate fin heat sink." *Applied Thermal Engineering*. V. 25. pp. 173-182.

Yoav Peles, Ali Kosar, Chandan Mishra, Chih-Jung Kuo, Brandon Schneider. (2005).

"Forced convective heat transfer across a pin fin micro heat sink." *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V.48. pp. 3615-3627.

Y.M. Lie, J.H. Ke, W.R. Chang, T.C. Cheng, T.F. Lin. (2007). "Saturated flow boiling heat transfer and associated bubble characteristics of FC-72 on a heated micro-pin-fined silicon chip." *International Journal of Heat and Mass Transfer*. V. 50. pp. 3862-3876.

ภาคผนวก

อภิธานศัพท์

รายการสัญลักษณ์

สัญลักษณ์

A	=	พื้นที่ผิวของปริมาตร	m^2
C_P	=	ค่าความร้อนเฉพาะ	$kJ/kg.K \quad C_R$
f	=	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน	
g	=	ความเร่งอันเนื่องมาจากแรงดึงดูดของโลก	m/s
h	=	สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อน	$W/m^2.C$
h_L	=	ค่าการสูญเสียหลัก	m
h_m	=	ค่าการสูญเสียรอง	m
m	=	มวลของของไหล	kg
$m^{\bullet}$	=	อัตราการไหลของการไหล	kg/s
P	=	ความดันของของไหล	Pa
$\bar{P}$	=	ความดันเฉลี่ยของของไหล	Pa
t	=	เวลา	s
u	=	ความเร็วของของไหล	m/s
$\bar{u}$	=	ความเร็วของของไหลเฉลี่ย	m/s
T	=	อุณหภูมิ	$^{\circ}C$
x, y, z	=	ระยะตามแกนตั้งฉาก x, y, z	m
u, v, w	=	ความเร็วของแกนตั้งฉาก x, y, z	m/s
$C_{1\varepsilon}$	=	ค่าคงที่ของสมการ $k-\varepsilon$ Model	
$C_{2\varepsilon}$	=	ค่าคงที่ของสมการ $k-\varepsilon$ Model	
C_{μ}	=	ค่าคงที่ของสมการ $k-\varepsilon$ Model	
ε	=	อัตราการสลายของความปั่นป่วน	m^2/s^3
μ	=	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล	m^2/s
μ_t	=	ค่าความหนืดของความปั่นป่วน	m^2/s
ϕ	=	ตัวแปรใดๆ ของการไหล	
ρ	=	ความหนาแน่น	Kg/m^3

ประวัติย่อผู้วิจัย

ประวัติย่อผู้วิจัย

ชื่อ ชื่อสกุล	นายเศรษฐา กลางชาติ
วันเดือนปีเกิด	6 มกราคม 2525
สถานที่เกิด	นครราชสีมา
สถานที่อยู่ปัจจุบัน	80 หมู่ 5 ต.เมืองโดน อ.ประทาย จ.นครราชสีมา 30180
ประวัติการศึกษา	
พ.ศ.2539	มัธยมศึกษาตอนต้น จากโรงเรียนประทาย
พ.ศ.2543	มัธยมศึกษาตอนปลาย จากโรงเรียนประทาย
พ.ศ.2545	ประกาศนียบัตรวิชาชีพชั้นสูง สาขาวิชาช่างยนต์ จากโรงเรียนเทคโนโลยีภาคตะวันออกเฉียงเหนือ
พ.ศ.2548	ปริญญาตรี วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน วิทยาเขตภาคตะวันออกเฉียงเหนือ
พ.ศ.2552	ปริญญาโท วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต (วิศวกรรมเครื่องกล) จากมหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ

