

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การจำลองการทำงานและการศึกษาความเป็นไปได้ในการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์
DEVELOPMENT OF EXPERIMENTAL APPARATUS & NUMERICAL METHODOLOGY FOR
AUTOMOTIVE RADIATOR



ปฏิญานีพนธ์เล่มนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2546

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
เลขที่.....55028.....
เลขทะเบียน.....
วัน,เดือน,ปี..... - 4 เม.ย. 2548

b.....
i.....

การจำลองการทำงานและการศึกษาความเป็นไปได้ในการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

DEVELOPMENT OF EXPERIMENTAL APPARATUS & NUMERICAL METHODOLOGY FOR
AUTOMOTIVE RADIATOR



ปริญญานิพนธ์เล่มนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2546

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2546

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การจำลองการทำงานและการศึกษาความเป็นไปได้ในการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

DEVELOPMENT OF EXPERIMENTAL APPARATUS & NUMERICAL
METHODLOGY FOR AUTOMOTIVE RADIATOR

ผู้จัดทำ

1. นาย อัฐพล สุธรรมพงษ์ รหัสประจำตัว 43010841

2. นาย อาวุธ สถิรรัตนากุล รหัสประจำตัว 43010842



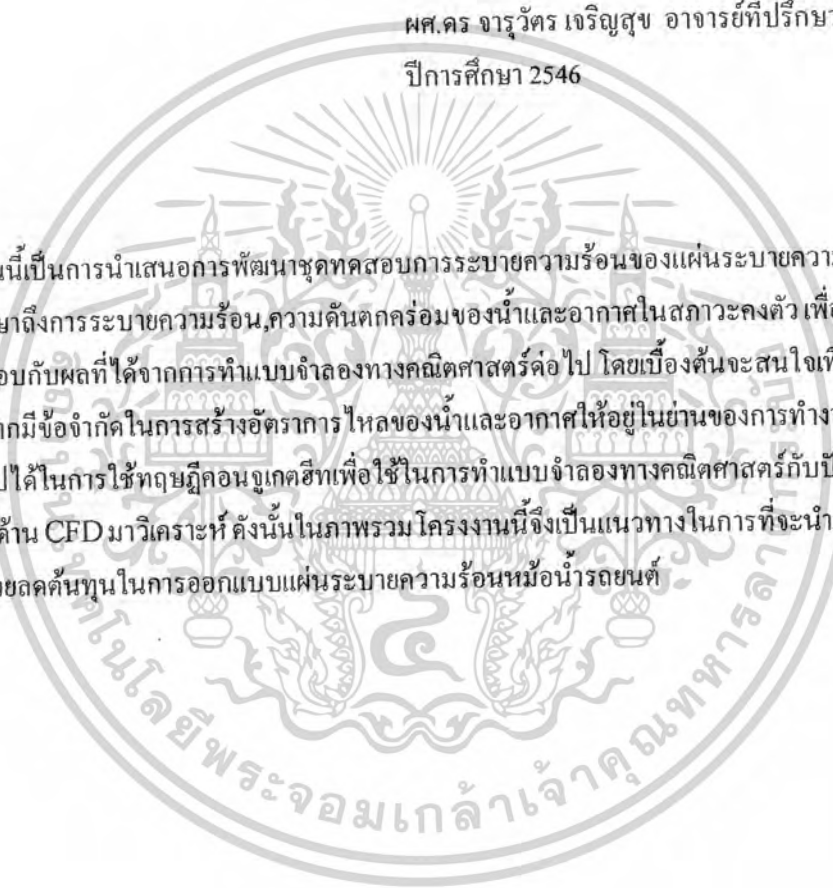
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การจำลองการทำงานและการศึกษาความเป็นไปได้ในการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

นาย อัฐพล สุธรรมพงษ์ รหัสประจำตัว 43010841
นาย อาวุธ ลภีรัตนกุล รหัสประจำตัว 43010842
ผศ.ดร. จารุวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2546

บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นกรนำเสนอการพัฒนาชุดทดสอบการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์เพื่อศึกษาถึงการระบายความร้อน,ความดันตกคร่อมของน้ำและอากาศในสภาวะคงตัว เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการตรวจสอบกับผลที่ได้จากการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ต่อไป โดยเบื้องต้นจะสนใจเพียงสมมูลย์ความร้อน เนื่องจากมีข้อจำกัดในการสร้างอัตราการไหลของน้ำและอากาศให้อยู่ในย่านของการทำงานจริงและศึกษาความเป็นไปได้ในการใช้ทฤษฎีคอนจูเกชันเพื่อใช้ในการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับปัญหานี้โดยใช้โปรแกรมทางด้าน CFD มาวิเคราะห์ ดังนั้นในภาพรวม โครงการนี้จึงเป็นแนวทางในการที่จะนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาช่วยลดต้นทุนในการออกแบบแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอญูญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

DEVELOPMENT OF EXPERIMENTAL APPARATUS & NUMERICAL METHODOLOGY FOR
AUTOMOTIVE AUTOMOTIVE RADIATOR

Attaphon Suthamphong 43010841

Arwut Lapidattanakul 43010842

Assist.Prof. Dr.Jaruwat Chareonsuk Advisor
2003

ABSTRACT

This project presents the development of experimental apparatus for automotive radiator and study heat rejection, pressure drop of coolant and air under steady state condition. The measured data is used for validation with mathematical model. This study is limited within the scope of energy balance calculations due to limitations in controlling the flow rate of coolant and air up to the condition actually occurring in the real radiator. This study also look at the possibility of applying the conjugate heat theory. This will give the idea on how to reduce the cost by applying the mathematical model in the design and development procedures.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญาบัตรฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จสมบูรณ์ได้ด้วยดีหากไม่ได้รับความช่วยเหลือและความร่วมมือจากหลาย ๆ ฝ่ายด้วยกัน ได้แก่ อาจารย์จรัสวัตร เจริญสุข อาจารย์ที่ปรึกษาปริญญาบัตรที่ให้คำแนะนำ เอาใจใส่ ให้คำปรึกษาและความช่วยเหลือเสมอมา ขอขอบคุณพี่น้อง นาคะ โยธิน พี่นิวัฒน์ กู๋เจริญ น้ามณฑา เทียมเมืองและ พี่ มานพ มาสมทบ สำหรับคำปรึกษาข้อคิดเห็นและคำแนะนำต่าง ๆ รวมถึงเพื่อน ๆ ทุกคนที่มีส่วนช่วยเหลือในการทำโครงการนี้ ให้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง เป็นผู้ที่ให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่และยังให้กำลังใจเอาใจใส่เสมอมาข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นาย อัฐพล สุธรรมพงษ์
นาย อาวุธ สภีร์ดีนาถ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	
สารบัญภาพ	
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและความเป็นมา	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ	1
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับจากโครงการ	2
บทที่ 2 สมการพื้นฐานการไหล	3
2.1 บทนำ	3
2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างการไหลระบบกับการใช้ปริมาตรควบคุม	3
2.3 กฎการไม่สูญหายของมวล	9
บทที่ 3 การคำนวณการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูกต์โดยใช้วิธีไฟในคั่วอ้อม	12
3.1 บทนำ	12
3.2 ทฤษฎีการคำนวณ	13
บทที่ 4 การถ่ายเทความร้อน	17
4.1 การนำความร้อน	17
4.2 การพาความร้อน	20
4.3 สมดุลย์ของพลังงาน	22
บทที่ 5 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	25
5.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือคั้งฉากกัน	25
5.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)	26
5.3 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบลอกาทิม	29

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
บทที่ 6 การออกแบบชุดจำลองการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์	36
6.1 แผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์	36
6.2 ตัวแปรควบคุมที่ใช้ในการทดสอบและการติดตั้งเครื่องมือวัด	38
6.2.1 อุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำและอากาศ	38
6.2.1.1 การควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้า	38
6.2.1.2 การควบคุมอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้า	39
6.2.2 profile ของอากาศที่ไหลเข้าแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำ	40
6.2.3 ควบคุมระบบให้อยู่ในช่วง steady state	40
6.2.4 การติดตั้งเครื่องมือวัดและวาล์วปรับความดัน	42
6.2.4.1 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ	42
6.2.4.2 มานอมิเตอร์	43
6.2.4.3 hot wire	43
6.2.4.4 วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำ	45
6.3 ชุดทดสอบการระบายความร้อนและหลักการทำงานของชุดทดลอง	46
บทที่ 7 การทดลองและผลการทดลอง	48
7.1 วัตถุประสงค์	48
7.2 วิธีการทดลอง	48
7.3 ผลการทดลอง	53
บทที่ 8 การทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	56
8.1 แนวทางการประยุกต์การทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ กับปัญหาแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์	56
8.2 การวิเคราะห์ปัญหาที่มีความซับซ้อน	60
บทที่ 9 สรุป	63
9.1 สรุปผลการทดลอง	63
9.2 สรุปผลการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	63
9.3 ปัญหาที่พบ	64
9.3.1 ปัญหาที่พบด้านการทดลอง	64

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้า
9.3.2 ปัญหาที่พบ ด้านการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	65
9.4 แนวทางแก้ไขและพัฒนา	66
9.4.1 แนวทางแก้ไข และพัฒนาด้านการทดลอง	66
9.4.2 แนวทางแก้ไขและพัฒนาการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	66
ภาคผนวก ก.	68
ภาคผนวก ข.	69
ภาคผนวก ค.	74
ภาคผนวก ง.	75
บรรณานุกรม	76



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
5.1 ค่าของเฟวลิง แฟคเตอร์	28
5.2 ค่าโดยประมาณของ U	28
6.1 แสดงรายละเอียดต่าง ๆ ของแผนระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ	37
7.1 อัตรการไหลเชิงมวลในแต่ละจุดของการปรับวาล์วโมเมนต์	50
7.2 อัตรการไหลเชิงมวลของน้ำแต่ละจุดของการปรับวาล์วน้ำ	52
9.1 ค่า heat lose ที่อัตรการไหลของน้ำ 0.0137 kg/s	64



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 ซึ่งแสดงลักษณะของระบบและปริมาณควบคุม	5
2.2 ภาพขยายของปริมาณครอบคลุมส่วนที่ 3	7
2.3 ปริมาณครอบคลุมส่วนที่ 1 ที่มวลในปริมาณครอบคลุมส่วนที่ 1 ไหลเข้าปริมาณควบคุม	8
3.1 ตัวอย่างโดเมนของปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต	13
3.2 การประมาณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนที่ผิวรอยต่อระหว่างปริมาณควบคุมของแข็งและของไหล	15
4.1 แสดงปริมาณควบคุมเล็กๆ dx, dy, dz	18
4.2 การพัฒนาชั้นของขอบเขตในการพาความร้อน	22
4.3 ปริมาณควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ	23
5.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ไหลตั้งฉากกัน (a) มีครีบบและของไหลทั้งสองเป็นแบบ unmixed (b) ไม่มีครีบบของไหลหนึ่งเป็นแบบ mixed และอีกของไหลหนึ่งเป็นแบบ unmixed	26
5.2 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลสวนทางกันและการไหลสวนทางกันในเครื่องแบบท่อซ้อนกัน	29
5.3 เงื่อนไขเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพิเศษ (a) $C_h \gg C_c$ หรือการควบแน่นของไอ (b) ของเหลวกลายเป็นไอหรือ $C_h \ll C_c$ (c) เครื่องแบบไหลสวนทางกันและความจุความร้อนเท่ากัน	32
5.4 ค่า Correction factor เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Cross-flow แบบของไหลทั้งสองไม่สัมผัสกัน	34
5.5 ค่า Correction factor เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Cross-flow แบบของไหลทั้งสองสัมผัสกัน	34
6.1 ลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cross flow ของหม้อน้ำรถยนต์	36
6.2 ครีบบมือที่ใช้ทดสอบจริง	37
6.3 หลักการทำงานของชุดควบคุมอุณหภูมิ	39
6.4 ชุดควบคุมอุณหภูมิและ heater	39
6.5 profile การไหลแบบ uniform flow ของการไหลในท่อ	40
6.6 ชุดทดลองที่ติดฉนวนกันความร้อน	41
6.7 ชุดทดลองที่ติดฉนวนกันความร้อน	41

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

	หน้า
6.8 ชุดทดลองที่ติดจนวนกันความร้อน	41
6.9 เครื่องวัดอุณหภูมิและเซนเซอร์	42
6.10 มานอมิเตอร์แบบสปริง	43
6.11 hot wire ที่ใช้ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ	44
6.12 ขนาดของท่อและ hot wire และตำแหน่งในการวัดค่าความเร็ว	44
6.13 ตำแหน่งที่ทำการวัดความเร็วอากาศ	45
6.14 ball valve	46
6.15 ชุดทดลองที่ประกอบเสร็จ	46
6.16 ฟังก์ชันติดตั้งและการทำงานของชุดทดลอง	47
7.1 จุด 1- 6 ของวาล์วลม	49
7.2 การหาสมการแนวโน้มของความเร็วลม	49
7.3 ตำแหน่งการปรับวาล์วควบคุมน้ำ	51
7.4 การวัดอัตราการไหลของน้ำโดยวิธีควง	51
7.5 อุณหภูมิทั้ง 4 จุดที่อ่านได้จาก thermocouple	52
7.6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำกับอัตราการไหลของอากาศ	53
7.7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมครีบน้ำของน้ำกับอัตราการไหลของน้ำ	54
7.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมครีบน้ำของอากาศกับอัตราการไหลของอากาศ	55
8.1 ไดอะแกรมขั้นตอนการการประยุกต์การทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับปัญหาแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์	56
8.2 แบบจำลองอย่างง่าย	57
8.3 Boundary condition	58
8.4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำ	59
8.5 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศ	59
8.6 แบบจำลองของปัญหาที่มีความซับซ้อน	60
8.7 domain ของของแข็ง	60
8.8 domain ของอากาศ	61

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.9 domain ของของน้ำ	61
8.10 Element เล็กๆ ที่รวมกันทั้ง3 domain	61
8.11 แบบจำลองที่ทำการส่งเข้ามาวิเคราะห์	62
9.1 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำ	63
9.2 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศ	63
9.3 แสดงบริเวณที่เกิดการ Crack	65
9.4 แสดงปัญหาเรื่องการแบ่งแยก Domain ของทั้ง 3 ชนิดออกจากกัน	66



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ในการปรับปรุงครีบบระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ให้สามารถถ่ายเทความร้อนได้มากขึ้นจะต้องทำการสร้างแม่พิมพ์ขึ้นมาใหม่และทำการทดสอบการระบายความร้อนของหม้อน้ำที่ได้จากแม่พิมพ์แบบใหม่ซึ่งเป็นต้นทุนที่สูงมากสำหรับการพัฒนาผลิตภัณฑ์ โครงการนี้ได้เกิดขึ้นเพื่อนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ (Simulation) มาประยุกต์ใช้เพื่อลดต้นทุนในการพัฒนาผลิตภัณฑ์ใหม่

1.2 วัตถุประสงค์

1. เพื่อศึกษาปัจจัยของอัตราการไหลของน้ำและอากาศที่มีผลต่อการระบายความร้อนของครีบบหม้อน้ำรถยนต์และความดันตกคร่อมครีบบหม้อน้ำรถยนต์ของน้ำและอากาศโดยการจำลองการทำงานของหม้อน้ำรถยนต์ (experiment)
2. สามารถสร้างชุดทดสอบการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

1.3 ขอบเขตของงาน

ขอบเขตของโครงการนี้จะครอบคลุมในส่วนของกรอบการออกแบบชุดทดสอบการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ เพื่อทำการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ ความดันตกคร่อมแผ่นระบายความร้อนของน้ำและอากาศ เพื่อเป็นข้อมูลสำหรับการเลือกใช้ปั๊มและใบพัด และบอกถึงแนวทางในการพัฒนาชุดทดสอบให้สามารถจำลองการระบายความร้อนได้ถูกต้องมากขึ้น เพื่อเป็นประโยชน์ในการออกแบบแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ต่อไป และในส่วนของการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ทำขึ้นเพื่อศึกษาความเป็นไปได้ในการจำลองการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์และสามารถบอกแนวทางในการพัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อให้สามารถทำนายการระบายความร้อนให้มีความถูกต้องใกล้เคียงการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับจากโครงการ

1. บอกความเป็นไปได้ในการนำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาใช้วิเคราะห์การระบายความร้อนของครีบบ่มนํ้ารถยนต์ได้
2. บอกแนวทางในการพัฒนาการทดสอบและการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของครีบบ่มนํ้ารถยนต์ได้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

สมการพื้นฐานทางกลศาสตร์ของไหล (BASIC EQUATIONS IN FLUID MECHANICS)

2.1 บทนำ (Introduction)

ในการศึกษาเกี่ยวกับการไหลของของไหลนั้น เราจำเป็นต้องเรียนรู้ถึงสมการพื้นฐานและกฎต่างๆ ที่สำคัญ ได้แก่ กฎการไม่สูญหายของมวล (Conservation of Mass) ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องคือ สมการต่อเนื่อง (Continuity Equation) หรือกฎข้อที่สองของนิวตัน (Newton's Second Law) ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องคือ สมการโมเมนตัม (Momentum Equation) หรือกฎข้อที่หนึ่งและกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์ (First Law and Second Law of Thermodynamics) ซึ่งมีสมการที่เกี่ยวข้องคือ สมการพลังงาน (Energy Equation) เป็นต้น

ในการประยุกต์ใช้สมการต่างๆ กับของไหลนั้น จะเป็นเรื่องที่ยากลำบาก เนื่องจากสมการต่างๆ นั้นจะพิจารณาใช้กับมวลค่าหนึ่งๆ เท่านั้น แต่สำหรับในกรณีของของแข็ง จะไม่ยุ่งยากเลย เนื่องจากอนุภาคของของแข็งเกาะกันอยู่เป็นกลุ่มก้อน มีรูปร่างแน่นอน เช่นเดียวกับกรณีที่ของไหลอยู่ในระบบที่แน่นอน เช่น ระบบที่มีน้ำมันอยู่ในกระบอกสูบ ก็จะไม่เป็นการยากในการใช้สมการเช่นกันเนื่องจากมีมวลที่แน่นอน แต่กรณีที่ของไหลไม่อยู่ในระบบที่แน่นอน เช่น น้ำไหลในแม่น้ำ จะเห็นว่าของไหลจะมีการเปลี่ยนแปลงรูปร่างตามเวลา ซึ่งเป็นไปไม่ได้เลยที่จะพิจารณามวลของของไหลค่าหนึ่งๆ ที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา

ในการแก้ไขปัญหาดังกล่าวของของไหลนั้น วิธีการหนึ่ง คือ การสมมุติปริมาตรขึ้นมาในจินตนาการอันหนึ่ง โดยปริมาตรที่สมมุตินั้นไม่มีตัวตน และนิยมเรียกว่า ปริมาตรควบคุม (Control volume) ซึ่งของไหลสามารถไหลผ่านปริมาตรควบคุมได้ อีกทั้งปริมาตรควบคุมนี้ยังสามารถอยู่กับที่หรือเคลื่อนที่ด้วยความเร็วคงที่ได้ ดังนั้น ในการประยุกต์ใช้สมการพื้นฐานเพื่อศึกษาเกี่ยวกับการไหล ในวิชากลศาสตร์ของไหลนี้ จะประยุกต์สมการต่างๆ เหล่านั้นในรูปแบบปริมาตรควบคุม

2.2 ความสัมพันธ์ระหว่างการไหลระบบกับการใช้ปริมาตรควบคุม

(Relation of System Derivatives to the Control Volume Formulation)

ก่อนที่จะพิจารณาดังความสัมพันธ์ระหว่างการไหลระบบกับการใช้ปริมาตรควบคุม เราควรทำความเข้าใจถึงความแตกต่างระหว่างระบบกับปริมาตรควบคุมเสียก่อน ซึ่งสามารถให้ความหมายได้ดังนี้

ก. ระบบ (System) หมายถึง จำนวนของสสารที่ถูกระบุขึ้นมาอย่างแน่ชัด โดยที่สามารถเปลี่ยนรูปร่างและคุณสมบัติภายในได้ แต่จำนวนจะต้องคงที่อยู่เสมอ ยกตัวอย่างเช่น ไขมันในกระบอกสูบในที่นี้ระบบของเรา คือ ไขมันที่อยู่ในกระบอกสูบ จะเห็นว่าเมื่อลูกสูบเคลื่อนที่ ซึ่งหมายถึง ระบบเปลี่ยนแปลงรูป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

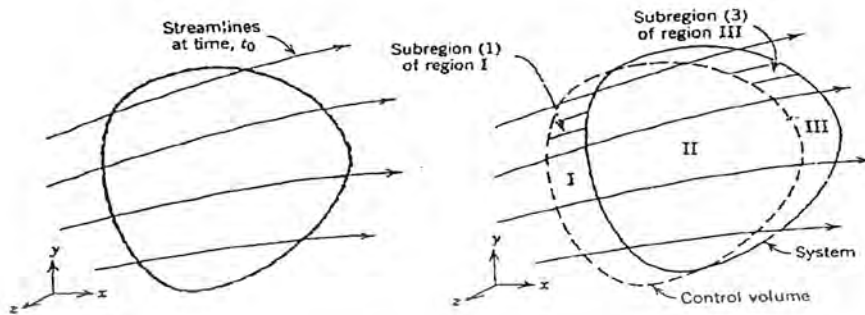
ร่างมีผลทำให้คุณสมบัติของไอน้ำเปลี่ยนแปลงตามไปด้วย เช่น ปริมาตร หรือความหนาแน่น แต่อย่างไรก็ตาม น้ำหนักของไอน้ำในกระบอกสูบยังคงที่อยู่เสมอ เป็นต้น

ข. ปริมาตรควบคุม (Control Volume) หมายถึง ปริมาตรในจินตนาภาพ ที่มีรูปร่างแน่ชัดมีแนวของขอบเขตปริมาตรที่แน่นอน ซึ่งเรียกว่า ผิวควบคุม (Control Surface) โดยที่จำนวนของสสารที่อยู่ในปริมาตรควบคุมนี้ ไม่จำเป็นต้องคงที่ กล่าวคือ สามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามเวลา แต่รูปร่างของปริมาตรควบคุมจะไม่เปลี่ยนแปลงยกตัวอย่างเช่น หัวฉีด เมื่อของไหลได้ไหลผ่านหัวฉีด เราสามารถระบุหัวฉีดเป็นปริมาตรควบคุม โดยที่จำนวนของไหลที่ผ่านหัวฉีดนั้น สามารถเปลี่ยนแปลงได้ตามเวลา แต่รูปร่างของหัวฉีดไม่เปลี่ยนแปลง เป็นต้น

จากความหมายของระบบและปริมาตรควบคุมดังกล่าว เราสามารถพัฒนาความสัมพันธ์ของสมการพื้นฐานที่ใช้กับระบบไปเป็นสมการพื้นฐานที่ใช้กับปริมาตรควบคุมได้ โดยให้พิจารณา N ซึ่งเป็นคุณสมบัติเอ็กเทนซีฟ (Extensive Property) ใดๆของของไหล เช่น มวล โมเมนตัมเชิงเส้น โมเมนตัมเชิงมุม หรือพลังงาน เป็นต้น โดยที่คุณสมบัติเอ็กเทนซีฟ หมายถึง คุณสมบัติใดๆ ที่ขึ้นกับจำนวนหรือปริมาณและให้ η เป็นคุณสมบัติอินเทนซีฟ (Intensive Property) ของของไหล ซึ่งหมายถึง คุณสมบัติใดๆ ของของไหลที่ไม่ขึ้นอยู่กับจำนวนหรือปริมาณ โดยความหมายของคุณสมบัติแล้วเราจะได้ว่า $\eta = \frac{N}{m}$ นั่นเอง

ถ้าเราพิจารณารูป 2.1 ซึ่งแสดงลักษณะของระบบและปริมาตรควบคุม โดยให้ระบบซึ่งมีจำนวนของสสารคงที่มีขอบเขตของระบบเป็นเส้นทึบและจินตนาภาพปริมาตรควบคุมอันหนึ่งซึ่งเคลื่อนที่ไม่ได้ซ้อนทับอยู่กับระบบโดยใช้เส้นไข่ปลา แสดงผิวของปริมาตรควบคุม เมื่อเวลาผ่านไป Δt ระบบดังกล่าวได้เคลื่อนที่ออกจากปริมาตรควบคุมครอบคลุมอาณาเขตของปริมาตรส่วนที่ II และ III

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูป 2.1 ที่ ซึ่งแสดงลักษณะของระบบและปริมาตรควบคุม

:ที่มาของรูป "Introduction to Fluid Mechanical", Robert W. Fox, Alan T. McDonald, School of Mechanical Engineering Purdue University.

แต่จากนิยามของระบบที่มีจำนวนของสสารคงที่ ในขณะที่ปริมาตรควบคุมไม่จำเป็นต้องมีจำนวนของสสารคงที่ ซึ่งก็หมายความว่า ในช่วงเวลา Δt นั้นมวลของของไหลในอาณาเขตของปริมาตร ส่วนที่ I ไหลเข้าไปในปริมาตรควบคุม ในขณะที่มวลของไหลในปริมาตรส่วนที่ III ไหลออกจากปริมาตรควบคุมนั่นเอง ดังนั้น อัตราเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ N ใดๆ ของของไหลในระบบสามารถเขียน ได้ดังนี้

$$\left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} \equiv \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{Ns|_{t_0+\Delta t} - Ns|_{t_0}}{\Delta t} \dots\dots\dots(2.1)$$

เพื่อความสะดวกในที่นี้ จะใช้ตัวห้อย S แทน ความหมายของระบบ (System) และเมื่อพิจารณาถึง ช่วงเวลา $t_0 + \Delta t$ แล้ว จะพบว่า ระบบจะครอบคลุมปริมาตรส่วนที่ II และ III ในขณะที่เวลา t_0 ระบบและ ปริมาตรควบคุมต่างก็ครอบคลุมปริมาตรเดียวกัน ดังนี้

$$Ns|_{t_0+\Delta t} = (N_{II} + N_{III})|_{t_0+\Delta t} = (N_{CV} - N_I + N_{III})|_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots(2.2)$$

และ $Ns|_{t_0} = (N_I + N_{II})|_{t_0} = N_{CV}|_{t_0} \dots\dots\dots(2.3)$

โดยความหมายของคุณสมบัติอินเทนซีฟ และคุณสมบัติเอ็กเทนซีฟแล้ว จะได้ว่า

$$N_{system} = \int_{mass(system)} \eta dm = \int_{V(system)} \eta \rho dV \dots\dots\dots(2.4)$$

ดังนั้น เราสามารถเขียนสมการของคุณสมบัติ N ในช่วงเวลา $t_0 + \Delta t$ และเวลา t_0 ได้ใหม่ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$(NS)_{t_0+\Delta t} = \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} - \left[\int_I \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} + \left[\int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} \dots \dots \dots (2.5)$$

$$\text{และ } (NS)_{t_0} = (N_{CV})_{t_0} = \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0} \dots \dots \dots (2.6)$$

โดยการแทนค่าลงในสมการ (1) จะได้

$$\left. \frac{dN}{dt} \right|_s = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} + \left[\int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} - \left[\int_I \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} - \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} \dots \dots (2.7)$$

$$\left. \frac{dN}{dt} \right|_s = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} + \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_I \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} \dots (2.8)$$

สำหรับเทอมแรกทางขวามือ ถ้าเราพิจารณาขีดจำกัดแล้ว จะหมายถึง อัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ N ที่อยู่ภายในปริมาตรควบคุมนั่นเอง ดังนี้

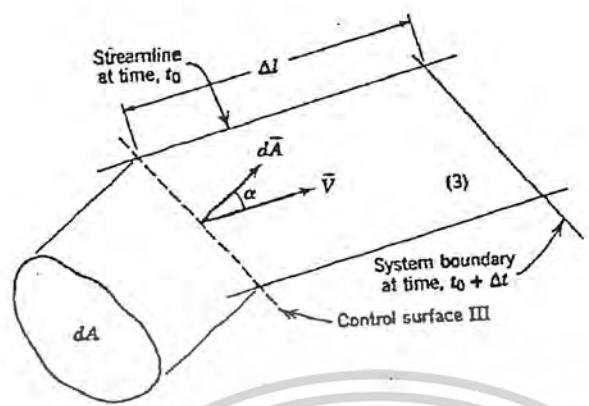
$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t} - \left[\int_{CV} \eta \rho dV \right]_{t_0}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{CV}(t_0+\Delta t) - N_{CV}(t_0)}{\Delta t} = \frac{\partial N_{CV}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV \dots \dots (2.9)$$

สำหรับเทอมที่สองทางขวามือของสมการ 2.9 นั้น ถ้าเราพิจารณาขีดจำกัดแล้วจะหมายถึง การที่มวลในปริมาตรครอบคลุมนั้น III ไหลออกจากปริมาตรควบคุม โดยนำคุณสมบัติ N ผ่านผิวควบคุมออกมาด้วย ดังนี้

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{III} \eta \rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III}(t_0+\Delta t)}{\Delta t} \dots \dots (2.10)$$

เพื่อที่จะหาค่าของ $N_{III}(t_0+\Delta t)$ ให้เราพิจารณาภาพขยายของปริมาตรครอบคลุมนั้นที่ 3 ดังรูป 2.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.2 ภาพขยายของปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 3

ที่มาของรูป "Introduction to Fluid Mechanical", Robert W. Fox, Alan T. McDonald, School of Mechanical Engineering Purdue University.

จากรูป 2.2 เวกเตอร์ $d\bar{A}$ เป็นเวกเตอร์ของพื้นที่เล็กๆ บนผิวควบคุม โดยมีทิศชี้ออกจากพื้นที่และตั้งฉากกับพื้นที่เสมอ ถ้าให้ของไหลมีเวกเตอร์ความเร็วเป็น \bar{V} ซึ่งมีทิศทางทำมุม α กับทิศทางของเวกเตอร์ $d\bar{A}$ และเนื่องจากในปริมาตรครอบคลุมที่ III นี้ ไหลจะไหลออกจากปริมาตรควบคุมผ่านผิวควบคุม ดังนั้นมุม α จะมีค่าไม่เกิน 90° ดังนี้

$$dN_{III})_{t_0+\Delta t} = (\eta\rho dV)_{t_0+\Delta t} = [\eta\rho(\Delta l \cos\alpha dA)]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.11)$$

โดยที่ $dV = \Delta l \cos\alpha dA$ ดังนั้น

$$N_{III})_{t_0+\Delta t} = \left[\int_{CS_{III}} \eta\rho\Delta l \cos\alpha dA \right]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.12)$$

โดยที่ CS_{III} หมายถึง ผิวควบคุมในปริมาตรครอบคลุมที่ III และ Δl หมายถึง ระยะทางที่ของไหลไหลออกจากผิวควบคุมในช่วงเวลา Δt ดังนั้น หากพิจารณาจากสมการ (4) แล้ว จะพบว่าเทอมที่สองทางขวามือของสมการ จะได้ว่า

$$\begin{aligned} \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{III} \eta\rho dV \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III})_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} \\ &= \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\int_{CS_{III}} \eta\rho\Delta l \cos\alpha dA}{\Delta t} \end{aligned}$$

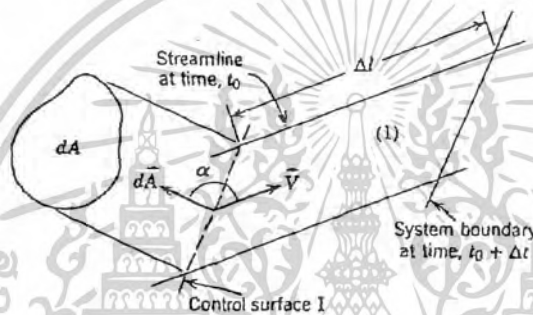
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= \int_{CS_m} \eta \rho |\vec{V}| \cos \alpha d\vec{A} = \int_{CS_m} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots\dots (2.13)$$

โดยที่ $\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{\Delta t} = |\vec{V}|$ และ $dA = |d\vec{A}|$ และ

$$|\vec{V}| \cos \alpha d\vec{A} = \vec{V} \cdot d\vec{A} \dots\dots\dots (2.14)$$

สำหรับเทอมที่สามทางขวามือของสมการ (2.14) นั้น จะพิจารณาในลักษณะเดียวกันกับเทอมที่สองทางขวามือ โดยพิจารณาภาพขยายของปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ที่มวลในปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ไหลเข้าปริมาตรควบคุม โดยนำคุณสมบัติ N ผ่านผิวควบคุมเข้ามาด้วย ดังรูป 2.3



รูปที่ 2.3 ปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ที่มวลในปริมาตรครอบคลุมส่วนที่ 1 ไหลเข้าปริมาตรควบคุม :ที่มาของรูป "Introduction to Fluid Mechanical", Robert W. Fox, Alan T. McDonald, School of Mechanical Engineering Purdue University.

จากรูป 2.3 จะเห็นว่ามุม α ซึ่งเป็นมุมระหว่างเวกเตอร์ $d\vec{A}$ กับเวกเตอร์ความเร็ว \vec{V} จะมีค่ามากกว่า 90° เสมอ เนื่องจากเวกเตอร์ $d\vec{A}$ จะมีทิศที่ชี้ออกจากพื้นที่และตั้งฉากกับพื้นที่เสมอ ในขณะที่ปริมาตรครอบคลุมที่ 1 นี้ มวลจะไหลเข้าปริมาตรควบคุมผ่านผิวควบคุม ดังนั้น

$$dN_{II} \Big|_{t_0+\Delta t} = (\eta \rho d\vec{V})_{t_0+\Delta t} = [\eta \rho \Delta l (-\cos \alpha dA)]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.15)$$

และ $N_I \Big|_{t_0+\Delta t} = \left[\int_{CS_I} -\eta \rho \Delta l \cos \alpha dA \right]_{t_0+\Delta t} \dots\dots\dots (2.16)$

ดังนั้น จากสมการ (2.14) หากพิจารณาเทอมที่สามทางขวามือจะได้ว่า

$$-\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\left[\int_{CS_I} \eta \rho dN \right]_{t_0+\Delta t}}{\Delta t} = -\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_I \Big|_{t_0+\Delta t}}{\Delta t}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\begin{aligned}
 &= - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\int_{CS_f} -\eta \rho \Delta l \cos \alpha dA}{\Delta t} \\
 &= \int_{CS_f} \eta \rho |\vec{V}| \cos \alpha |d\vec{A}| \\
 &= \int_{CS_f} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}
 \end{aligned}$$

ดังนั้น สมการ (2.14) สามารถเขียนใหม่ได้ว่า

$$\begin{aligned}
 \left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} &= \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV + \int_{CS_{out}} \eta \rho |\vec{V}| \cos \alpha |d\vec{A}| + \int_{CS_f} \eta \rho |\vec{V}| \cos \alpha |d\vec{A}| \\
 \left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} &= \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV + \int_{CS} \eta \rho |\vec{V}| \cos \alpha |d\vec{A}| \\
 \left(\frac{dN}{dt} \right)_{system} &= \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV + \int_{CS} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}
 \end{aligned}$$

สมการ 2.16 นี้ เป็นสมการที่แสดงอัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติอีกแทนชีพ โดยแปลงจากตัวแปรของระบบมาเป็นตัวแปรของปริมาตรควบคุม โดยเทอมแรกทางขวามือ เราเรียกว่า การเปลี่ยนแปลงที่จุด (Local Change) ซึ่งเป็นอัตราการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ N ในปริมาตรควบคุม ส่วนเทอมที่สองทางขวามือ เราเรียกว่า การเปลี่ยนแปลงโดยการนำพา (Convective Change) ซึ่งเป็นอัตราการไหลสุทธิของมวล โดยนำคุณสมบัติ N ผ่านผิวควบคุม

2.3 กฎการไม่สูญหายของมวล (Conservation of Mass)

กฎการไม่สูญหายของมวลเป็นกฎที่กล่าวถึงมวลจะไม่สูญหายหรือเกิดขึ้นเองได้ ถ้าเราพิจารณาการไหลของของไหลที่ผ่านเข้าไปในปริมาตรควบคุมใดๆ จะเป็นได้ว่า ถ้ามวลของของไหลที่ไหลเข้าไปในปริมาตรควบคุมมากกว่ามวลของของไหลที่ออกจากปริมาตรควบคุม ผลต่างของมวลที่ไหลเข้าก็บอกรวมปริมาตรควบคุม ก็คือ มวลที่เพิ่มขึ้นในปริมาตรควบคุมนั่นเอง ในทางกลับกัน ถ้ามวลของของไหลที่ไหลเข้าไปในปริมาตรควบคุมน้อยกว่าที่ไหลออกจากปริมาตรควบคุมจะพบว่ามวลของของไหลในปริมาตรควบคุมจะลดลงเช่นกัน

ในการพัฒนาสมการพื้นฐานของกฎการไม่สูญหายของมวลนั้น เราสามารถทำได้โดยหลักการของความสัมพันธ์ของระบบกับปริมาตรควบคุม ดังที่กล่าวมาแล้วในหัวข้อ 3.2 หรือหลักการของการพัฒนาการไหลของของไหลในรูปแบบของดิฟเฟอเรนเชียล ซึ่งในที่นี้เราจะกล่าวถึงทั้งสองกรณี

1. กฎการไม่สูญหายของมวลในรูปแบบอินทิเกรต (Conservation of Mass in Integral Form)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากหัวข้อที่ 3.2 เราได้ความสัมพันธ์ระหว่างการใช้ระบบกับปริมาตรควบคุมกับคุณสมบัติ N ใดๆ ดังนี้

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \eta \rho dV + \int_{CS} \eta \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \dots \dots \dots (2.17)$$

โดยความหมายของระบบแล้วพบว่า ระบบจะต้องมีมวลที่คงที่เสมอ ดังนั้นถ้าเราพิจารณาคุณสมบัติ N ใดๆ คือ มวล (M) แล้วจะได้ว่า

$$\left. \frac{dN}{dt} \right)_{system} = \left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = 0 \dots \dots \dots (2.18)$$

แต่จากความสัมพันธ์ของคุณสมบัติอีกแทนซีกับคุณสมบัติอื่นแทนซี จะได้ว่า $\frac{N}{M} = \eta$

ดังนั้น ถ้าเราพิจารณาให้ $N = M$ แล้วจะได้ว่า $\eta = 1$ ดังนั้น สมการที่ (2.16) จะเขียนใหม่ได้ว่า

$$\left. \frac{dM}{dt} \right)_{system} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \dots \dots \dots (2.19)$$

หรือ

$$0 = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CV} \rho dV + \int_{CS} \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \dots \dots \dots (2.20)$$

สมการ 2.20 เป็นสมการตามกฎการไม่สูญหายของมวลในรูปแบบอินทิเกรต ซึ่งพัฒนาจากความสัมพันธ์ของระบบกับปริมาตรควบคุม โดยมีชื่อเรียกว่า สมการต่อเนื่อง (Continuity Equation) โดยเทอมแรก

ทางขวามือของสมการหมายถึง อัตราการเปลี่ยนแปลงมวลภายในปริมาตรควบคุม ส่วนเทอมที่สองหมายถึง อัตราการไหลสุทธิของมวลที่ผ่านผิวควบคุม ซึ่งการไหลนี้อาจจะเข้าหรือออกก็ได้ และจากสมการจะพบว่า ในกรณีของไหลไหลผ่านผิวควบคุมเข้าไปในปริมาตรควบคุมนั้น เทอม $\bar{V} \cdot d\bar{A}$ จะมีค่าเป็นลบ เนื่องจากเวกเตอร์ของ $d\bar{A}$ จะมีทิศที่ชี้ออกจากพื้นที่เสมอ ในขณะที่ความเร็วมีทิศไหลเข้า จึงมีผลทำให้มุม α มากกว่า 90° สำหรับกรณีของไหลไหลออกนั้น เทอม $\bar{V} \cdot d\bar{A}$ จะมีค่าเป็นบวก เนื่องจากมุม α จะน้อยกว่า 90° กล่าวคือ ทิศทางของเวกเตอร์ $d\bar{A}$ กับเวกเตอร์ความเร็วต่างก็มีทิศที่พุ่งออกทั้งคู่

กรณีที่การไหลเป็นแบบไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา (Steady Flow) ซึ่งหมายถึง ของไหลได้ไหลไปช่วงระยะเวลาหนึ่งแล้วจนมีสถานะและไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา กล่าวคือ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงมวลของของไหลในปริมาตรควบคุมแล้ว จะได้ว่า เทอมแรกทางขวามือของสมการ (2.20) จะมีค่าเป็นศูนย์ หรือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$0 = \int_{CS} \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots(2.21)$$

สมการ (2.21) มีหน่วยเป็นมวลต่อหน่วยเวลา (Kg/s) การอินทิเกรตตลอดพื้นที่หน้าตัดของผิวควบคุม เราจะเรียกเทอมนี้ว่าอัตราการไหลของมวล (Mass Flow Rate) ใช้สัญลักษณ์ \dot{m} โดยอัตราการไหลของมวลผ่านผิวควบคุมที่มีพื้นที่ A จะเท่ากับ

$$\dot{m} = \int_A \rho \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots(2.22)$$

กรณีของไหลเป็นการไหลที่ไม่ยุบตัวตามความดัน (Incompressible Flow) หรืออาจกล่าวได้ว่าความหนาแน่น ρ มีค่าคงที่นั้น จากสมการ (2.21) เราจะเขียนได้ใหม่ว่า

$$0 = \int_{CS} \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots(2.23)$$

โดยที่สมการ (2.23) มีหน่วยเป็น ปริมาตรต่อหน่วยเวลา (m^3/s) ซึ่งการอินทิเกรตตลอดพื้นที่หน้าตัดของผิวควบคุม เราจะเรียกเทอมนี้ว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตร (Volume Flow Rate) ใช้สัญลักษณ์ Q โดยอัตราการไหลเชิงปริมาตรผ่านผิวควบคุมที่มีพื้นที่ A จะเท่ากับ

$$Q = \int_A \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad \dots\dots(2.24)$$

จากสมการ (2.24) เราจะหาความเร็วเฉลี่ย \bar{V} ที่ไหลเข้าหรือออกจากปริมาตรควบคุมได้ดังนี้

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} = \frac{1}{A} \int \bar{V} \cdot d\bar{A} \quad (2.25)$$

: เนื้อที่มาของเนื้อหาและรูปภาพในบทนี้มาจาก "Introduction to Fluid Mechanical" ,Robert W .Fox, Alan T. McDonald, , School of Mechanical Engineering Purdue University. ผู้ที่สนใจศึกษาเพิ่มเติมสามารถหาอ่านได้จากในเล่ม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การคำนวณการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตโดยใช้ระเบียบวิธีไฟฟัฟต์วอลุ่ม Calculation of Conjugate Heat Transfer Using Finite Volume Method

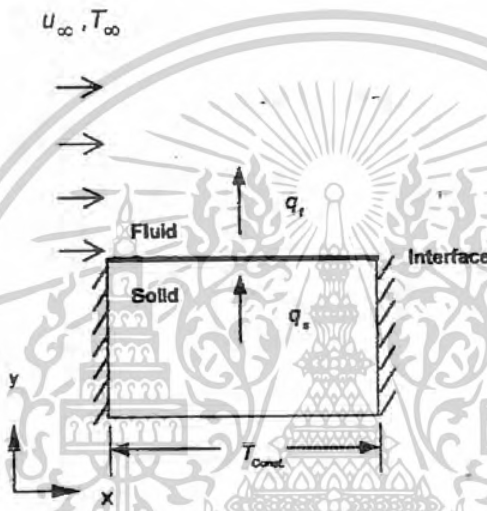
3.1. บทนำ

ปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตเป็นการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนระหว่างของแข็งกับของไหล โดยพิจารณาการนำความร้อนในของแข็งและการพาความร้อนในของไหลควบคู่กัน ซึ่งมีวิธีการเชื่อมโยงระหว่างการนำความร้อนและการพาความร้อน โดยใช้หลักการที่ว่าปริมาณความร้อนที่เข้าและออกจากทั้งของแข็งและของไหลที่ผิวรอยต่อของทั้งคู่ต้องมีค่าเท่ากัน ในอดีต เพื่อให้ปัญหามีความง่ายขึ้นจึงทำการตั้งสมมติฐานให้อุณหภูมิที่ผิวของแข็งมีค่าคงที่ ในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนจากของแข็งสู่ของไหล ซึ่งในความเป็นจริงแล้วอุณหภูมิที่บริเวณดังกล่าวอาจมีค่าไม่คงที่ ทำให้การคำนวณการถ่ายเทความร้อนมีความคลาดเคลื่อนจากความเป็นจริง ดังนั้นวิธีการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตจึงมีความสำคัญในการนำมาแก้ปัญหาการถ่ายเทความร้อนระหว่างของแข็งและของไหลเพื่อให้ได้ผลการวิเคราะห์ที่สอดคล้องกับปรากฏการณ์แลกเปลี่ยนความร้อน การถ่ายเทความร้อนออกจากอุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ และการถ่ายเทความร้อนของรอยเชื่อมออกสู่อากาศ เป็นต้น

ที่ผ่านมา นักวิจัยพยายามวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อนระหว่างของแข็งและของไหลด้วยวิธีต่างๆ ทั้งการทดลอง การใช้ระเบียบวิธีเชิงวิเคราะห์ และ การใช้ระเบียบวิธีเชิงตัวเลข Luikov [1] ได้นำระเบียบวิธีเชิงวิเคราะห์มาแก้ปัญหาการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในการไหลแบบราบเรียบผ่านแผ่นราบ ทำให้ทราบความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nusselt number (Nu_x) และ Brun number (Br_x) ที่ตำแหน่งต่างๆ Sparrow and Chyu [2] นำเอาปัญหาการถ่ายเทความร้อนของครีบบางวิเคราะห์ด้วยระเบียบวิธีเชิงวิเคราะห์ ทำให้ทราบถึงผลของ Prandtl number (Pr) ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อน นอกเหนือไปจากการที่ทราบค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ที่ตำแหน่งต่างๆ ของครีบบ Rizk et al. [3] ได้พัฒนาระเบียบวิธีเชิงวิเคราะห์สำหรับการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต สำหรับการไหลผ่านก้อนสี่เหลี่ยมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนภายใน ซึ่งทำให้ทราบการกระจายตัวของอุณหภูมิทั้งในส่วนของแข็งที่มีการนำความร้อนและในส่วนของไหลที่มีการพาความร้อน Nakayama and Park [4] นำผลการจำลองด้วยระเบียบวิธีเชิงตัวเลขเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลองโดยศึกษาการถ่ายเทความร้อนจากแท่งสี่เหลี่ยมที่มีแหล่งกำเนิดความร้อนอยู่ภายในไปสู่ของไหลซึ่งเป็นอากาศ และผลจากการเปรียบเทียบมีความสอดคล้องกันเป็นที่น่าพอใจ Chen and Han [5] นำเสนอแนวทศกวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตด้วยการจัดการสมการอนุพันธ์พลังงานให้ทอมการแพร่กระจายมีสัมประสิทธิ์เป็นอัตราส่วนระหว่าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัมประสิทธิ์การนำความร้อนและค่าความจุความร้อน แต่การจัดสมการในรูปดังกล่าวจะทำให้เกิดปัญหาในการวิเคราะห์ในส่วนของแข็งกล่าวคือ ค่าความจุความร้อนของของแข็งมีค่าสูง ทำให้สัมประสิทธิ์ของเทอมการแพร่กระจายมีค่าน้อยและผลการจำลองที่ได้ไม่เป็นไปตามปรากฏการณ์จริง ดังนั้นจึงเลือกใช้ค่าความจุความร้อนของของไหลแทนการใช้ค่าความจุความร้อนของของแข็ง ทำให้ผลการจำลองที่ได้มีความสอดคล้องกับปรากฏการณ์จริงที่เกิดขึ้น



รูปที่ 3.1 ตัวอย่าง โดเมนของปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต

:ที่มาของรูป " การคำนวณการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตโดยใช้ระเบียบวิธีการไฟไนต์วอลุ่ม", ยศกร ประทุมวัลย์ และ สมพงษ์ พุทธิวิศุทธิ์ศักดิ์, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

3.2 ทฤษฎีการคำนวณ

การวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตประกอบด้วยส่วนที่สำคัญคือ การถ่ายเทความร้อนบริเวณผิวรอยต่อระหว่างของแข็งและของไหลในงานวิจัยนี้ จะนำเสนอการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตด้วยระเบียบวิธีไฟไนต์วอลุ่ม โดยแบ่งการคำนวณออกเป็นสองส่วนคือ การไหล และการถ่ายเทความร้อน ซึ่งลำดับการคำนวณเริ่มจากการคำนวณการไหลเพื่อหาค่าความเร็วแล้วนำความเร็วที่ได้มาใช้ในการคำนวณหาการกระจายตัวของอุณหภูมิทั้งในของแข็งและของไหล

การคำนวณจะกระทำในพิกัดคาร์ทีเซียนสองมิติโดยใช้กริดแบบเยื้องกัน (Staggered grid) และใช้ SIMPLE algorithm [6] ในการคำนวณหาค่าความเร็ว u , และความดัน p โดยจะมีสมมติฐานคือลักษณะการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลเป็นแบบราบเรียบในสองมิติที่สถานะคงตัวและของไหลเป็นแบบอัดตัวไม่ได้ สมการที่ใช้ในการคำนวณในส่วนของการไหล ได้แก่ สมการความต่อเนื่อง (Continuity equation) และสมการโมเมนตัม (Momentum equation) ดังสมการที่ 3.1 และ 3.2 ตามลำดับ

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad \text{.....(3.1)}$$

$$\rho u_i \frac{\partial u_i}{\partial x_i} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_i} \right) \right] \quad \text{.....(3.2)}$$

สำหรับการถ่ายเทความร้อนจะวิเคราะห์เป็นปัญหาในสถานะคงตัว ซึ่งมีอุณหภูมิ T เป็นตัวแปรที่ไม่ทราบค่า โดยสมการอนุรักษ์พลังงานในส่วนของการไหลสามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial(\rho u_i C_p T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad \text{.....(3.3)}$$

สำหรับของแข็งที่เชื่อมทางด้านซ้ายของสมการที่ 3 ซึ่งเป็นเทอมของการพาจะมีค่าเป็นศูนย์ สมการจึงลดรูปได้เป็น

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \left(k \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) = 0 \quad \text{.....(3.4)}$$

รูปที่ 3.1 เป็นตัวอย่างของการวิเคราะห์ปัญหาการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต โดยมีทิศทางของความร้อนจากของแข็งไปสู่ของไหล ซึ่งที่ผิวด้านล่างของของแข็งกำหนดให้อุณหภูมิคงที่ ส่วนผิวด้านบนและขวา กำหนดให้เป็นฉนวน ปริมาณความร้อนที่ของแข็งถ่ายเทสู่ของไหลมีค่าเท่ากับ q_s ในขณะที่ปริมาณความร้อนที่ของไหลได้รับจากของแข็งมีค่าเท่ากับ q_f จากกฎการอนุรักษ์พลังงานจะได้

$$q_s = q_f \quad \text{.....(3.5)}$$

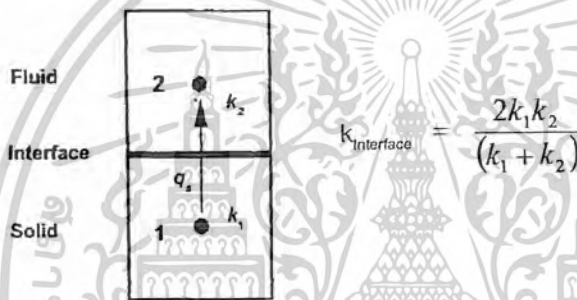
บริเวณรอยต่อระหว่างของแข็งและของไหลสามารถคำนวณการถ่ายเทความร้อนได้โดยแบ่งปริมาตรควบคุมดังรูปที่ 2 และกำหนดให้ปริมาณฟลักซ์ความร้อนที่ถ่ายเทจากปริมาตรควบคุมที่ 1 สู่ปริมาตรควบคุมที่ 2 ซึ่งเกิดจากการแพร่กระจายคือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q_s = \left(-k \frac{\partial T}{\partial y} \right)_s \quad \dots\dots(3.6)$$

เนื่องจากค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนในของแข็ง (ปริมาตรควบคุมที่ 1) และของไหล (ปริมาตรควบคุมที่ 2) มีค่าไม่เท่ากัน ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องมีการประมาณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนที่รอยต่อ โดยในที่นี้ เลือกใช้ค่าเฉลี่ยฮาร์โมนิก 6 ดังแสดงในสมการที่ 3.7

$$k_{\text{Interface}} = \frac{2k_1k_2}{(k_1 + k_2)} \quad \dots\dots(3.7)$$



รูปที่3.2 การประมาณค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อนที่ผิวยรอยต่อ
ระหว่างปริมาตรควบคุมของแข็งและของไหล

:ที่มาของรูป " การคำนวณการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกต โดยใช้ระเบียบวิธีการไฟไนต์วอลุ่ม", ชศกร ประทุมวัลย์ และ สมพงษ์ พุทธิ
วิสุทธิศักดิ์, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

โดยสามารถหาค่าฟลักซ์ความร้อนที่ไหลผ่านระหว่างปริมาตรควบคุมได้ดังนี้

$$q_s = - \frac{2k_1k_2}{(k_1 + k_2)} \frac{T_2 - T_1}{y_2 - y_1} \quad \dots\dots(3.8)$$

หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งต่างๆ ได้จากสมการ

$$h = \frac{k \frac{\partial T}{\partial y}}{T_w - T_\alpha} \quad \dots\dots(3.9)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

: เนื้อที่มาของเนื้อหาและรูปภาพในบทนี้มาจาก, " การคำนวณการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตโดยใช้ระเบียบวิธีการไฟไนต์วอลุ่ม", ยศกร ประทุมวัลย์ และ สมพงษ์ พุทธวิสุทธิศักดิ์, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ผู้ที่สนใจศึกษาเพิ่มเติมสามารถหาอ่านได้จากในเล่ม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

การถ่ายเทความร้อน

4.1 การนำความร้อน (Conduction)

การนำความร้อน เป็นรูปแบบหนึ่งของการถ่ายเทความร้อน ในลักษณะของการแลกเปลี่ยนพลังงาน จากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ โดยเคลื่อนแบบจลน์ (kinetic motion) หรือการชนกัน โดยตรงของ โมเลกุลซึ่งเป็นลักษณะที่เกิดขึ้นในของไหลที่หยุดนิ่ง ส่วนในกรณีของ โลหะนั้นจะเป็นการไหล ของกระแสอิเล็กตรอน สำหรับของแข็งที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่ดี จะมีจำนวนอิเล็กตรอนอิสระมากมายที่เคลื่อน ไหวอยู่ภายใน โครงสร้างของ โมเลกุล (Lattice) ซึ่งอาจกล่าวได้ว่าวัตถุที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่ดี จะเป็นตัวนำความ ร้อนที่ดีตามไปด้วย ยกตัวอย่างเช่น ทองแดง เงิน เหล็ก ฯลฯ อันเป็นผลจากการนำหรือถ่ายเทพลังงานความ ร้อน โดยอิเล็กตรอนอิสระเหล่านี้

กฎสหสัมพันธ์ของการนำความร้อน โดยถือเกณฑ์การสังเกตจากการทดลอง กำหนดจากบิโธท์ (Biot) แต่ต่อมานักฟิสิกส์-คณิตศาสตร์ชาวฝรั่งเศส ชื่อ โจเซฟ ฟูริเยร์ (Joseph Fourier) นำหลักการนี้มาใช้วิเคราะห์ เป็นทฤษฎีความร้อน กฎนี้กล่าวว่า อัตราการไหลของการนำความร้อนในทิศทางที่กำหนดเป็นสัดส่วนกับพื้นที่ ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อนและเกรเดียนต์ของอุณหภูมิในทิศทางนั้น สำหรับการไหลของความร้อนในทิศทาง X กฎของฟูริเยร์กำหนดเป็น

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad \text{W} \quad \dots\dots (4.1a)$$

หรือ $q_x'' = \frac{q_x}{A} = -k \frac{dT}{dx} \quad \text{W/m}^2 \quad \dots\dots (4.1b)$

โดยที่ q_x คือ อัตราการนำความร้อนผ่านพื้นที่ A ในทิศทางบวก x

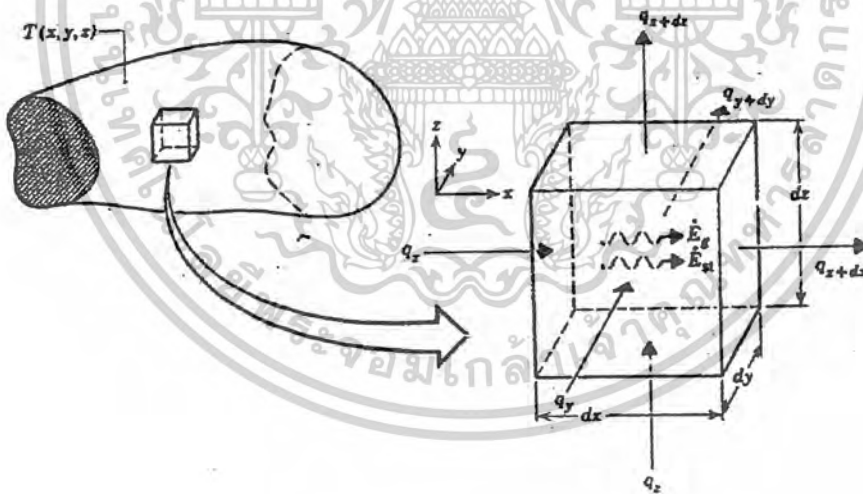
q_x'' คือ ฟลักซ์ความร้อนในทิศทางบวก x

k คือ ค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุ (thermal conductivity of material) และเป็นค่าบวก

จากสมการ (4.1) ถ้าอุณหภูมิลดลงในทิศทางบวกของ x แล้ว dT/dx เป็นลบ ดังนั้น q_x'' (หรือ q_x) มี ค่าเป็นบวก เนื่องจากสมการมีเครื่องหมายลบติดอยู่ เพราะฉะนั้นเครื่องหมายลบจึงต้องใส่ในสมการและเพื่อ ให้แน่ใจว่า q_x'' (หรือ q_x) เป็นปริมาณบวก เมื่อการไหลของความร้อนอยู่ในทิศทางบวกของ x ในทางกลับกัน เมื่อทางด้านขวามือของสมการเป็นลบ แสดงว่าการไหลของความร้อนอยู่ในทิศทางลบของ x

จุดประสงค์หลัก ในการวิเคราะห์การนำความร้อนก็เพื่อที่จะหา สนามอุณหภูมิ (temperature field) ในตัวกลางหนึ่งซึ่งเป็นผลจากเงื่อนไขซึ่งสอดคล้องกับขอบเขตของมัน นั่นคือ ต้องทราบการกระจายของอุณหภูมิ (temperature distribution) เมื่อทราบค่านี้ก็จะสามารถหาฟังก์ชันความร้อนที่จุดใดๆ ในตัวกลางนั้น จากกฎของฟูรีเยร์ (Fourier's Law) การหาค่านี้ทำโดยการใช้กฎของพลังงาน (energy conservation) กับปริมาณควบคุมคิฟเฟอร์เนียนซึ่งระบุกระบวนการถ่ายเทพลังงาน และใช้สมการอัตราที่เหมาะสม ผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นสมการคิฟเฟอร์เนียนซึ่งคำตอบของมันจะทำให้การกระจายอุณหภูมิในตัวกลางหรือวัตถุนั้น

พิจารณาตัวกลางเนื้อเดียวกันซึ่งมีเกรเดียนอุณหภูมิจริง และการกระจายของอุณหภูมิ $T(x, y, z)$ กำหนดในพิกัดคาร์ทีเซียน (Cartesian coordinates) เรากำหนดปริมาณควบคุมเล็กมากๆ dx, dy, dz ตามที่แสดงในรูป 4.1 ถ้ามีเกรเดียนอุณหภูมิแล้วการนำความร้อนจะเกิดขึ้นข้ามแต่ละอันของผิวควบคุม อัตราการนำความร้อนที่จะตั้งฉากกับผิวควบคุมแต่ละอันที่ตำแหน่ง โคออร์ดิเนต x, y, z ซึ่งแสดงโดยเทอม q_x, q_y, q_z ตามลำดับ อัตราการนำความร้อนที่ผิวตรงข้ามสามารถกระจายโดยอนุกรมเทลเลอร์ (Taylor series expansions) โดยไม่คิดเทอมลำดับสูงๆ (higher order terms) จะได้



รูปที่ 4.1 แสดงปริมาณควบคุมเล็กๆ dx, dy, dz

:ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q_{x+dx} = q_x + \frac{\partial q_x}{\partial x} dx \quad \dots (4.2a)$$

$$q_{y+dy} = q_y + \frac{\partial q_y}{\partial y} dy \quad \dots (4.2b)$$

$$q_{z+dz} = q_z + \frac{\partial q_z}{\partial z} dz \quad \dots (4.2c)$$

ภายในตัวกลางมีแหล่งพลังงานซึ่งสามารถผลิตอัตราพลังงานความร้อนได้ เเทมนี้แทนด้วย

$$\dot{E}_g = \dot{q} dx dy dz \quad \dots (4.3)$$

โดยที่ \dot{q} คืออัตราพลังงานที่ผลิตขึ้นในตัวกลางต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร (W/m^3) นอกจากนี้ก็ยังมีพลังงานซึ่งเก็บไว้โดยวัตถุหรือตัวกลางในปริมาตรควบคุม ซึ่งคือ

$$\dot{E}_{st} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad \dots (4.4)$$

โดยที่ $\rho c_p \frac{\partial T}{\partial t}$ คืออัตราการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของตัวกลางต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรต่อเวลาที่เปลี่ยนไป

เมื่อใช้กฎทรงพลังงานกับปริมาตรควบคุมจะได้

$$\dot{E}_{in} + \dot{E}_g - \dot{E}_{out} = \dot{E}_{st} \quad \dots (4.5)$$

ดังนั้นจะเห็นว่า อัตราการนำความร้อนประกอบด้วยการไหลเข้า (\dot{E}_{in}) และไหลออก (\dot{E}_{out}) ของพลังงานและแทนสมการ (4.3) และ (4.4) ได้

$$(q_x + q_y + q_z) + \dot{q} dx dy dz - (q_{x+dx} - q_{y+dy} - q_{z+dz}) = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad \dots (4.6)$$

แทนด้วยสมการ (4.2) ได้

$$-\frac{\partial q_x}{\partial x} dx - \frac{\partial q_y}{\partial y} dy - \frac{\partial q_z}{\partial z} dz + \dot{q} dx dy dz = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} dx dy dz \quad \dots (4.7)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกฎของฟูริเยร์ อัตราการนำความร้อนเป็น

$$q_x = -kdydz \frac{\partial T}{\partial x}, \quad q_y = -kdx dz \frac{\partial T}{\partial y}, \quad q_z = -kdx dy \frac{\partial T}{\partial z} \quad \dots\dots(4.8)$$

โดยการแทน (4.8) และ (4.7) และหารตลอดด้วยมิติของปริมาตรควบคุม (dxdydz) จะได้

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) + \dot{q} = \rho c_p \frac{\partial T}{\partial t} \quad \dots\dots(4.9)$$

สมการ (4.9) เป็นรูปทั่วไป (general form) ของสมการที่กระจายของความร้อน (heat diffusion equation) ในพิกัดคาร์ทีเซียน โดยทั่วไปสมการนี้เรียกว่า สมการความร้อน เป็นเครื่องมือพื้นฐานสำหรับวิเคราะห์การนำความร้อน จากคำตอบของมัน เราจะได้การกระจายของอุณหภูมิเป็นฟังก์ชันของเวลา จากสมการความร้อนสามารถกล่าวได้ว่า “ที่จุดใดๆ ในตัวกลางอัตราการนำความร้อนสุทธิในปริมาตรหนึ่งหน่วยรวมกับอัตราการผลิตความร้อนเชิงปริมาตรต้องมีค่าเท่ากับอัตราการเปลี่ยนแปลงของพลังงานความร้อนที่สะสมไว้ในปริมาตรนั้น”

สำหรับกรณี ค่า $k =$ คงที่ จะได้ว่า

$$\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}}{k} = \frac{1}{\alpha} \frac{\partial T}{\partial t} \quad \dots\dots(4.10)$$

โดยที่ $\alpha = k/\rho c_p$ เรียกว่า ค่าการที่กระจายของความร้อน (thermal diffusivity) ของวัสดุ คุณสมบัติทางเทอร์โมฟิสิกส์ที่ต่ำ ที่เมื่อนี้ก็คือเป็นอัตราส่วนของค่าการนำความร้อน (k) ของวัสดุต่อค่าความจุความร้อน (ρc_p) ค่า α มาก (ค่า k มาก และ/หรือ ρc_p น้อย) หมายความว่า วัสดุมีการถ่ายเทความร้อนโดยการนำมากกว่าที่พลังงานที่เก็บเอาไว้มากหรือความร้อนแพร่กระจายตลอดวัตถุอย่างรวดเร็ว มีหน่วยเป็น m^2/s

4.2 การพาความร้อน (Convection heat transfer)

เมื่อของไหลไหลผ่านวัตถุที่เป็นของแข็งหรือไหลผ่านภายในช่องทางการไหล โดยที่อุณหภูมิของของไหลและผิวของแข็งมีค่าแตกต่างกัน การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลและผิวของแข็งจะเกิดขึ้นเมื่อของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลเคลื่อนที่สัมพันธ์กับผิวของของแข็ง กลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อน” ถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดขึ้น โดยการนำขึ้นเอง โดยใช้ป้อนหรือพัดลมเป็นตัวทำให้เกิดแรงกระทำให้ของไหลไหลผ่านบนพื้นผิว การถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อนแบบบังคับ” (forced convection) ถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิด

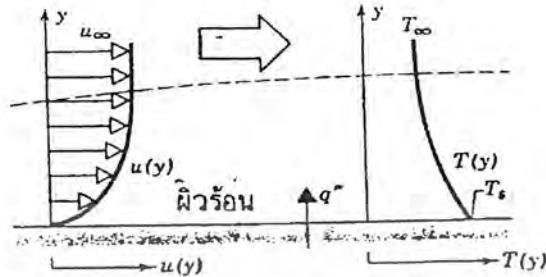
จากแรงลอยตัว ซึ่งมีผลมาจากความแตกต่างของความหนาแน่นที่เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในของไหล การถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า การพาความร้อนแบบอิสระ หรือการพาความร้อนแบบธรรมชาติ (free or natural convection) เช่น ปล่องควันที่ลอยขึ้นในแนวตั้งไว้ในอากาศเย็นที่หุ้มนิ่ง ชั้นของอากาศที่ติดกับพื้นผิวของแผ่นวัตถุจะมีการเคลื่อนที่เพราะเกรเดียนต์อุณหภูมิในอากาศเป็นผลทำให้เกรเดียนต์ของความหนาแน่นเพิ่มขึ้น ซึ่งจะทำให้เกิดการเคลื่อนที่ โดยการเคลื่อนที่ของของไหลมีผลกระทบต่อสนามอุณหภูมิภายในของไหล การคำนวณหาการกระจายของอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนแบบการพาในทางปฏิบัติเป็นเรื่องที่สลับซับซ้อนมากในทางวิศวกรรม เพื่อให้การคำนวณหาการถ่ายเทความร้อนง่ายขึ้น ระหว่างผิวที่ร้อน T_w และอุณหภูมิของของไหลเย็นที่ไหลผ่านบนผิวที่อุณหภูมิ T_f ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) ถูกกำหนดเป็น

$$q'' = h(T_w - T_f) \quad (4.11a)$$

โดยที่ q'' เป็นฟลักซ์ความร้อนที่ถ่ายเทจากของไหลที่ร้อนไปยังผนังเย็น สมการ (4.11a) เป็นสมการที่ได้มาจากกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of Cooling) โดยที่อุณหภูมิมีหน่วยเป็นเซลเซียส หรือเคลวิน และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h มีหน่วยเป็น $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h (Convective heat transfer coefficient or film convective coefficient) จะมีค่าแปรเปลี่ยนไปตามชนิดของการไหล (เช่น ลามินาร์ หรือ เทอร์บูลเลนต์) รูปทรงของวัตถุ พื้นที่ที่ของไหลไหลผ่าน คุณสมบัติทางฟิสิกส์ของของไหล อุณหภูมิเฉลี่ย และตำแหน่งต่างๆ ตามพื้นผิวของวัตถุ นอกจากนี้ยังขึ้นกับกลไกของการถ่ายเทความร้อนว่าเป็นการพาความร้อนแบบบังคับ (การเคลื่อนที่ของของไหลเกิดจากปั๊มหรือพัดลม) หรือเป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติ (การเคลื่อนที่ของของไหลเนื่องจากแรงลอยตัว) ค่าของ h จะแปรเปลี่ยนไปตามตำแหน่งต่างๆ ตามพื้นผิววัตถุ ดังนั้นในทางวิศวกรรมแล้ว เพื่อความสะดวกจะใช้ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ยตลอดพื้นผิว (h_m) แทนค่า h ที่ตำแหน่งนั้นๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 การพัฒนาชั้นของขอบเขตในการพาความร้อน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถวิเคราะห์ได้จากการพิจารณาการไหลผ่านวัตถุซึ่งมีรูปทรงเรขาคณิตต่างๆ เช่น แผ่นเรียบ หรือการไหลภายในท่อทรงกระบอก สำหรับการไหลผ่านวัตถุที่มีรูปทรงสลับซับซ้อน ค่า h

สามารถหาได้จากวิธีทางการทดลอง ซึ่งค่าที่ได้จะมีช่วงของความแตกต่างกันกว้างมากตามแต่ละรูปแบบสำหรับการประยุกต์ต่างๆ

4.3 การสมดุลย์ของพลังงาน (Energy Balance)

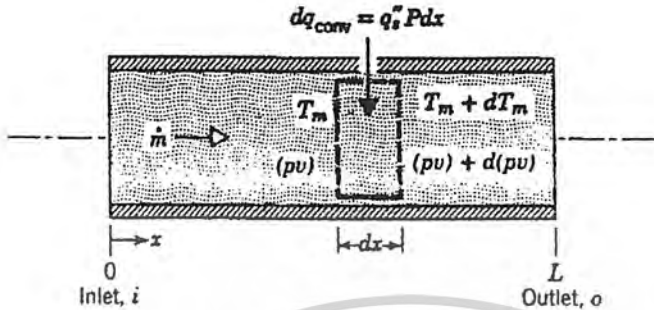
พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 4.3 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่ \dot{m} และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหลรวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางแนวแกนจะไม่นำมาคิดละทิ้งได้ ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพล่าซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อน และกับงานจากการไหลเท่านั้น

งานของการไหลเป็นงานที่ใช้เคลื่อนของไหลผ่านปริมาตรควบคุม ติดต่อหน่วยมวลของไหลและจะอยู่ในรูปของผลคูณของความดัน p และปริมาตรจำเพาะ v (ซึ่ง $v = 1/\rho$)

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 7.6 และจากนิยามของ T_m จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[\dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \dots\dots(4.12)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.3 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

หรือ
$$dq_{conv} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \dots\dots(4.13)$$

ถ้าของไหลเป็นแก๊สสมบูรณ์ ($pv = RT_m$ และ $c_p = c_v + R$) จะได้

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p dT_m \dots\dots(4.14)$$

สมการนี้ใช้ได้สำหรับของเหลวที่อัดตัวไม่ได้เช่นกัน ในกรณีนี้ $c_v = c_p$ และเพราะว่า pv น้อยมาก $d(pv)$ โดยทั่วไปจะน้อยกว่า $d(c_v T_m)$ มากจนตัดทิ้งได้

รูปพิเศษของสมการ (4.14) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางของท่อ จะได้

$$q_{conv} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \dots\dots(4.15)$$

โดยที่ q_{conv} เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

อาจเปลี่ยนไปอยู่ในรูปที่สะดวกได้โดยใช้สมการอัตราการพาความร้อนต่อปริมาตรควบคุมคือ

$dq_{conv} = q_s'' P dx$ ซึ่ง P เป็นเส้นรอบรูป ($P = \pi D$ สำหรับท่อกลม) จะได้ว่า

$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p} = \frac{P}{\dot{m} c_p} h(T_s - T_m) \dots\dots(4.16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับค่า $T_m(x)$ จะขึ้นอยู่กับเงื่อนไขความร้อนที่ผิว คือ อาจเป็นกรณี ฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ หรืออุณหภูมิที่ผิวคงที่ก็ได้

: เนื้อที่มาของเนื้อหาและรูปภาพในบทนี้มาจาก ,ศศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน” , ภาควิชาเครื่องกล , คณะวิศวกรรมศาสตร์ , สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ผู้ที่สนใจศึกษาเพิ่มเติมสามารถหาอ่านได้จากในเล่ม



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหลแตกต่างกัน 2 ชนิด เป็นสิ่งที่สำคัญมาก และกระบวนการดังกล่าวพบได้บ่อยๆ ในทางวิศวกรรม หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำ รัยยนต์ คอยล์ร้อน หรือคอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น (เทอม “ร้อน” และ “เย็น” ใช้ในความรู้สึกเปรียบเทียบ) อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายจนไม่สามารถนับได้ที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิด โดยไม่มีการผสมกันทางกายภาพเลย โดยทั่วไปอุปกรณ์นั้นเรียกว่า “เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน” ในบทนี้จะเป็นการกล่าวถึงรูปแบบต่างๆ ที่พบกันทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและกล่าวถึงคุณลักษณะทั่วไปของเครื่องด้วย

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนธรรมดาอาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด โดยขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางการสัมผัสของทิศทางการไหลของกระแสของไหลทั้ง 2 ชนิด ถ้ากระแสทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนนี้ถูกเรียกว่าเป็น “เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน” (Cross-flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้ ก็เช่น หม้อน้ำรัยยนต์ หรือหน่วยหล่อเย็นในต่อระบบปรับอากาศ

ชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งกระแสการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ shell-and-tube เป็นรูปแบบที่พบบ่อยๆ มากที่สุด และเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนกัน (หรือเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น) ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องชนิดนี้

5.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross-flow heat exchanger)

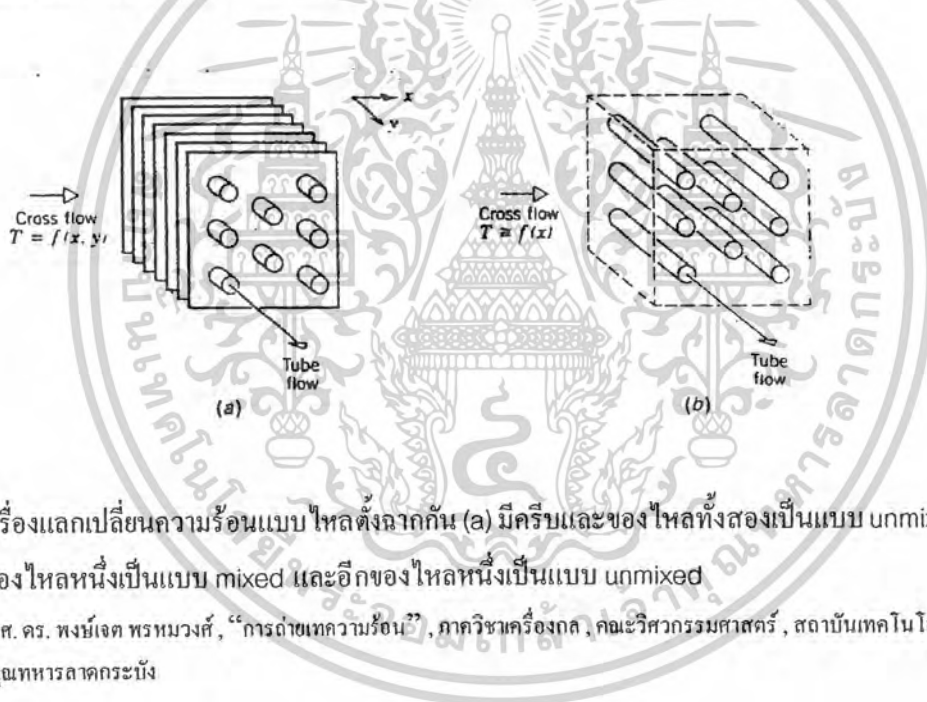
ตามที่กล่าวมาก่อนแล้ว เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross-flow เป็นเครื่องซึ่งกระแสของไหล 2 ชนิด มีทิศทางทำมุมซึ่งกันและกัน เครื่องแบบนี้ใช้บ่อยมากในเครื่องบินหรือยานอวกาศ รูปที่ 5.4 แสดงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ cross-flow ซึ่งอาจคิดครีบกี้ได้การวิเคราะห์เครื่องนี้ยุ่งยากมาก เพราะว่าอุณหภูมิของไหลแปรเปลี่ยนทั้งสองทิศทางทั้งในทิศทางการไหลและทิศทางตั้งฉากกับการไหลถ้าของไหลไม่มีการผสมกันในทิศทางตั้งฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนนี้ยังแยกได้เป็น 2 กรณี คือ กรณีที่ของไหลแต่ละชนิดมีช่องทาง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลที่แน่นอนไม่มีการผสมกันระหว่างช่องเรียกของไหลนั้นว่า unmixed และกรณีที่ของไหลชนิดใด ชนิดหนึ่งไม่มีช่องว่างการไหลที่แน่นอนสามารถผสมกันได้เรียกของไหลแบบนี้ว่า mixed

5.2 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall heat transfer coefficient)

ในบทความที่เราได้ศึกษามาแล้วว่าสัมประสิทธิ์นี้ นิยามอยู่ในเทอมของความต้านทานความร้อนต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหล 2 ชนิด สัมประสิทธิ์นี้ทำได้โดยการรวมความต้านทานการนำความร้อนและการพาความร้อนระหว่างของไหลที่ถูกแยก โดยระนาบหลายชั้น และผนังทรงกระบอกต่างๆ เข้าด้วยกันและผลลัพธ์เหล่านี้ใช้ได้เฉพาะกรณีผิวสะอาดไม่มีคราบเท่านั้น



รูปที่ 5.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตั้งฉากกัน (a) มีครีบและของไหลทั้งสองเป็นแบบ unmixed (b) ไม่มีครีบของไหลหนึ่งเป็นแบบ mixed และอีกของไหลหนึ่งเป็นแบบ unmixed
ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต ทรมวงษ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ระหว่างการใช้งานเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนความสกปรกที่พื้นผิวของมันย่อมต้องสกปรก เนื่องจากสิ่งที่มีเจือปนอยู่ในของไหล สนิม หรือปฏิกิริยาต่างๆ ระหว่างของไหลและวัสดุผนัง เป็นผลให้มีตะกรันหรือคราบสกปรกบางๆ บนผิว ซึ่งสามารถเพิ่มความต้านทานต่อการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลทั้งสองผลนี้สามารถแก้ไขโดยใส่ค่าความต้านทานเพิ่มเติมเรียกว่า เฟอร์ลิงแฟคเตอร์ (Fouling factor, R_f) ค่านี้จะขึ้นอยู่กับอุณหภูมิทำงาน ความเร็วของไหล และระยะการบำรุงรักษาเครื่อง นอกจากนี้ยังทราบว่ครีบถูกติดตั้งกับผิวบ่อยๆ เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวซึ่งเป็นการลดความต้านทานการพาความร้อน ดังนั้น โดยรวมผลของครีบและความสกปรก (fouling) ของผิว ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมแสดงได้เป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_c A_c} = \frac{1}{U_h A_h}$$

$$= \frac{1}{(\eta_o h A)_c} + \frac{R''_{f,c}}{(\eta_o A)_c} + R_w + \frac{R''_{f,h}}{(\eta_o A)_h} + \frac{1}{(\eta_o h A)_h} \quad \dots\dots (5.1)$$

โดยที่ตัวห้อย c และ h หมายถึงของไหลเย็นและของไหลร้อนตามลำดับ สังเกตว่าการหาค่าของ UA ไม่สนใจว่าเป็นด้านของไหลร้อนหรือเย็น ($U_c A_c = U_h A_h$) อย่างไรก็ตามการหาค่า U จะขึ้นอยู่กับว่าเป็นผิวด้านของไหลร้อนหรือเย็นเนื่องจาก $U_c \neq U_h$ ถ้า $A_c \neq A_h$ ความต้านทานการนำ R_w หากจากสมการที่กล่าวมาแล้ว ในบทความนี้ ค่าพหุคูณ แพคเตอร์ ได้แสดงในตารางที่ 5.1 ซึ่งค่านี้เป็นตัวแปรระหว่างการทำงานของเครื่อง (เพิ่มขึ้นจากศูนย์สำหรับผิวสะอาดเพราะสิ่งสกปรกสะสมบนผิว) ปริมาณ η_o ในสมการ (5.1) เรียกว่า “ประสิทธิภาพของผิวรวม หรือ temperature effectiveness ของผิวที่มีครีบบ” ได้มาจากสมการ

$$q = \eta_o h A (T_b - T_\infty) \quad \dots\dots (5.2)$$

ซึ่ง T_b คืออุณหภูมิที่ฐานของครีบบ และ A คือพื้นที่ผิวทั้งหมด ดังนั้น ปริมาณนี้สามารถแสดงได้ว่า

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A} (1 - \eta_f) \quad \dots\dots (5.3)$$

โดยที่ A_f เป็นพื้นที่ผิวครีบบทั้งหมด และ η_f เป็นประสิทธิภาพของครีบบเดี่ยว ถ้าเป็นครีบบตรง หรือกลมตรงยาว L และปลายหุ้มฉนวน จะได้ว่า

$$\eta_f = \frac{\tanh(mL)}{mL} \quad \dots\dots (5.4)$$

โดย $m = (2h/kt)^{1/2}$ และ t เป็นความหนาของครีบบ

เทอมการนำความร้อนของผนังในสมการ (5.1) อาจตัดทิ้งได้เนื่องจากผนังเบาและตามปกติค่า k สูง ทำนองเดียวกันค่า h อันหนึ่งจะมีค่าน้อยกว่าอีกอันหนึ่งมาก ดังนั้นจึงเป็นหลักสำหรับหาค่า U ได้ง่ายขึ้น ค่าของ U บางค่าได้แสดงไว้ในตารางที่ 5.2

สำหรับกรณีเป็นผิวที่ไม่มีครีบบ สมการ (5.1) ลดรูปลงเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R''_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln(D_o/D_i)}{2\pi kL} + \frac{R''_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad \dots\dots (5.5)$$

โดยที่ตัวห้อย i และ o หมายถึงผิวท่อภายในและภายนอก ตามลำดับ

Fluid	R''_f ($m^2 \cdot K/W$)
Seawater and treated boiler feedwater (below 50°C)	0.0001
Seawater and treated boiler feedwater (above 50°C)	0.0002
River water (below 50°C)	0.0002–0.001
Fuel oil	0.0009
Refrigerating liquids	0.0002
Steam (nonoil bearing)	0.0001

ตารางที่ 5.1 ค่าของเฟวลิง แฟคเตอร์

ที่มาของรูป Holman, J.P., "Heat transfer", McGraw-Hill, New York 1989

Fluid Combination	U ($W/m^2 \cdot K$)
Water to water	850–1700
Water to oil	110–350
Steam condenser (water in tubes)	1000–6000
Ammonia condenser (water in tubes)	800–1400
Alcohol condenser (water in tubes)	250–700
Finned-tube heat exchanger (water in tubes, air in cross flow)	25–50

ตารางที่ 5.2 ค่าโดยประมาณของ U

ที่มาของรูป Holman, J.P., "Heat transfer", McGraw-Hill, New York 1989

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 วิธีความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบลอการิทึม
(Log Mean Temperature Difference, LMTD)

พิจารณาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อซ้อนกัน โดยของไหลอาจจะไหลแบบ parallel flow หรือ counterflow ก็ได้ และรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลทั้ง 2 กรณีนี้ แสดงได้ตามรูปที่ 5.2 เราสามารถหาการถ่ายเทความร้อนของท่อซ้อนกันหรือสองชั้นได้

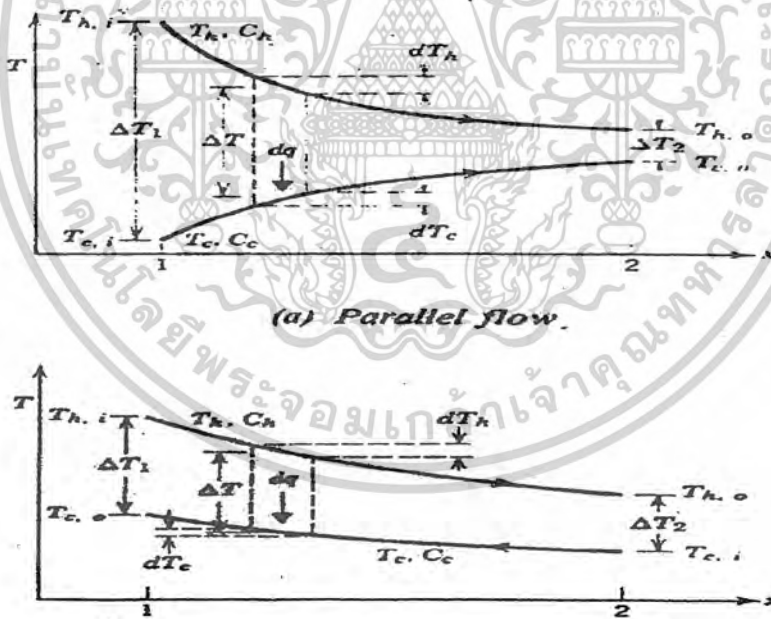
$$q = UA\Delta T_{lm} \dots\dots (5.6)$$

โดยที่ U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม

A = พื้นผิวสำหรับการถ่ายเทความร้อนตามนิยามของ U

ΔT_{lm} = ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสมผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ตามรูปที่ 5.2 แสดงว่าค่าความแตกต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นแปรเปลี่ยนระหว่างทางเข้าและทางออก ดังนั้น เราต้องคำนวณหาค่าเฉลี่ยเพื่อให้สามารถใช้กับสมการ (5.6)



รูปที่ 5.2 แสดงรูปร่างของอุณหภูมิสำหรับการไหลตามกันและการไหลสวนทางกัน
ในเครื่องแบบท่อซ้อนกัน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงษ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน (parallel flow) ความร้อนที่ถ่ายเทผ่านชิ้นส่วนของพื้นที่ dA อาจเขียนได้เป็น

$$dq = -\dot{m}_h c_{ph} dT_h = \dot{m}_c c_{pc} dT_c \quad \dots\dots (5.7)$$

ทำนองเดียวกันการถ่ายเทความร้อนอาจเขียนได้ในรูป

$$dq = U(T_h - T_c) dA \quad \dots\dots (5.8)$$

จากสมการ (5.7) เขียนใหม่ได้

$$dT_h = -dq / (\dot{m}_h c_{ph}) = -dq / C_h$$

$$dT_c = dq / (\dot{m}_c c_{pc}) = dq / C_c$$

โดยที่ $\dot{m}c$ แทนอัตราไหลของมวลและ Cp เป็นความร้อนจำเพาะของของไหล ส่วน $C = \dot{m}c_p =$ อัตราความจุความร้อนของของไหล

$$\text{ดังนั้น } dT_h - dT_c = d(T_h - T_c) = -dq \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad \dots\dots (5.9)$$

หาค่า dq จากสมการ (5.8) และแทนสมการ (5.9) ได้

$$\frac{d(T_h - T_c)}{T_h - T_c} = -U \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) dA \quad \dots\dots (5.10)$$

อินทิเกรตจากเงื่อนไข 1 ไป 2 (คือจากทางเข้าถึงทางออก) ได้

$$\frac{\ln(T_{h2} - T_{c2})}{(T_{h1} - T_{c1})} = -UA \left(\frac{1}{C_h} + \frac{1}{C_c} \right) \quad \dots\dots (5.11)$$

อินทิเกรตจากสมการ (5.7) จากเงื่อนไข 1 ไปสู่ 2 แล้วนำมาเขียนใหม่ให้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{m}_h c_{ph} = q / (T_{h1} - T_{h2}) = Ch$$

$$\dot{m}_c c_{pc} = q / (T_{c2} - T_{c1}) = Cc$$

แทนกลับใน (5.11) ให้

$$q = UA \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})]} \quad \dots\dots(5.12)$$

เปรียบเทียบ (5.6) และ (5.12) ได้

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h2} - T_{c2}) - (T_{h1} - T_{c1})}{\ln[(T_{h2} - T_{c2}) / (T_{h1} - T_{c1})]}$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad \dots\dots(5.13)$$

ความแตกต่างของอุณหภูมินี้เรียกว่า log mean temperature (LMTD) ซึ่งเป็นความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายข้างหนึ่งของเครื่อง ลบด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิที่ปลายอีกข้างของเครื่องหารด้วยค่าลอการิทึมธรรมชาติของอัตราส่วนของความแตกต่างของอุณหภูมิทั้งสองนี้

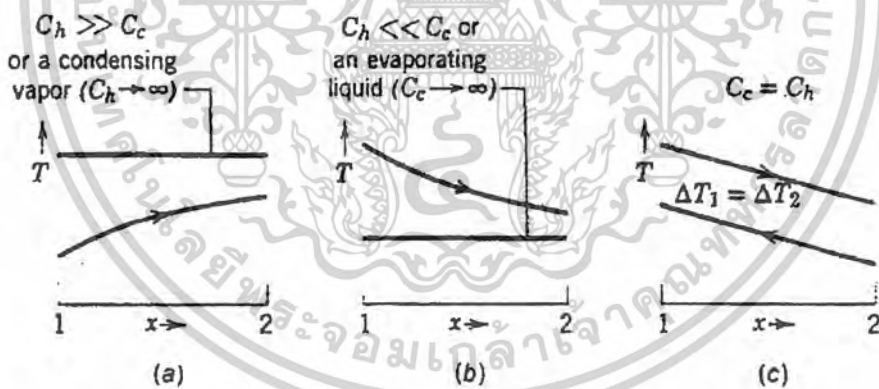
สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสวนทางกัน (Counterflow) เราสามารถหาค่าเฉลี่ยความแตกต่างของอุณหภูมิได้ ทำนองเดียวกันกับแบบไหลตามกันทุกประการนั่นคือสมการ (5.13) สามารถใช้ได้กับเครื่องแบบไหลสวนทางกันเพียงแต่ในกรณีนี้ ค่า $\Delta T_1 = T_{ho} - T_{co}$ และ $\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$ เท่านั้น โดยตัวห้อย i และ o หมายถึงทางเข้าและทางออก ตามลำดับ สังเกตได้ว่ากรณีอุณหภูมิทางเข้าและทางออกเท่ากันแล้ว ค่า LMTD ของการไหลแบบสวนทางกันจะมีค่ามากกว่าค่า LMTD ของการไหลแบบตามกัน ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อน q ของแบบ counterflow จึงมีค่ามากกว่า q ของแบบ parallel flow ด้วยเมื่อพื้นที่ผิวเท่ากัน

จากการหาค่า LMTD ที่ผ่านมากระทำโดยอาศัยสมมุติฐานที่สำคัญ 2 ข้อ คือ (1) ค่าความร้อนจำเพาะของของไหล (c_p) คงที่ไม่แปรตามอุณหภูมิ และ (2) ค่า h หรือ U คงที่ ซึ่งสมมุติฐานทั้งสองข้อนี้ค่อนข้างเป็นไปได้ยากหรือไม่ค่อยเป็นจริงนักเนื่องจากอิทธิพลของปากทางเข้า ความหนืดของไหลและการแปรเปลี่ยนของค่าการนำความร้อน เป็นต้น ดังนั้น ถ้าเราสมมุติว่าการแปรเปลี่ยนของค่า U เป็นฟังก์ชันเชิงเส้นของความแตกต่างอุณหภูมิ จะได้ว่า

$$U = a + b\Delta T \quad \dots\dots(5.14)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เงื่อนไขการทำงานพิเศษที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทำงาน โดยพิจารณารูปที่ 9.6a แสดงการกระจายอุณหภูมิสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ซึ่งของไหลร้อนมีอัตราความจุความร้อน, $C_h = \dot{m}_h c_p$ มีค่ามากกว่าอัตราความจุความร้อนของของไหลเย็น $C_c = \dot{m}_c c_{pc}$ สำหรับกรณีนี้อุณหภูมิของของไหลร้อนยังคงประมาณว่าคงที่ตลอดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในขณะที่อุณหภูมิของของไหลเย็นเพิ่มขึ้นเงื่อนไขทำงานเดียวกันนี้จะเกิดขึ้นได้ถ้าของไหลร้อนเกิดการควบแน่นของไอ การควบแน่นหรือกลั่นตัวเกิดขึ้นที่อุณหภูมิคงที่และสำหรับจุดประสงค์ทางปฏิบัติ $C_h \rightarrow \infty$ ในทางกลับกันในเครื่องทำไอ (evaporator) หรือหม้อน้ำ (boiler) พบว่าของไหลเย็นเกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะและยังมีอุณหภูมิที่แทบจะคงที่ ($C_c \rightarrow \infty$) ผลทำงานเดียวกันอาจเกิดขึ้นได้โดยไม่มี การเปลี่ยนแปลงสถานะถ้า $C_h \ll C_c$ กรณีของการควบแน่นและการกลายเป็นไอแล้วอัตราความร้อนต้องหาจากการเปลี่ยนแปลงของเอนทาลปีแทน ส่วนกรณีที่สอง เกี่ยวข้องกับเครื่องแบบไหลสวนทางกันซึ่งมีความจุความร้อนเท่ากัน ($C_h = C_c$) แล้วค่าความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ต้องคงที่ตลอดเครื่องซึ่งจะให้ $\Delta T_1 = \Delta T_2 = \Delta T_m$



รูปที่ 5.3 เงื่อนไขเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนพิเศษ (a) $C_h \gg C_c$ หรือการควบแน่นของไอ (b) ของเหลวกลายเป็นไอหรือ $C_h \ll C_c$ (c) เครื่องแบบไหลสวนทางกันและความจุความร้อนเท่ากัน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณี เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหลายกลับและไหลตัดกัน (Multipass and Cross-Flow Heat Exchangers) เงื่อนไขต่างๆ ของการไหลแบบคังนี้มีความสลับซับซ้อนมาก สมการที่กล่าวมาแล้วไม่อาจสามารถใช้ได้โดยตรง จำเป็นต้องมีการปรับปรุงใหม่เสียก่อน โดยปรับปรุงค่า LMTD ให้

$$\Delta T_{lm} = F \Delta T_{lm,CF} \quad \text{.....(5.16)}$$

นั่นคือรูปที่เหมาะสมของ ΔT_{lm} โดยคูณด้วยตัวประกอบแก้ไข (correction factor) ใช้สัญลักษณ์ F ภายใต้สมมุติฐานของเงื่อนไขการไหลแบบสวนทางกัน คังนั้นจากสมการ (5.13) ค่า $\Delta T_1 = T_{hi} - T_{co}$ และ $\Delta T_2 = T_{ho} - T_{ci}$ เทอมทางพีชคณิตของ F ได้พัฒนาขึ้นเพื่อใช้กับรูปร่างของเครื่องแลกเปลี่ยนแบบ shell-and-tube และ cross-flow ต่างๆ โดย F นี้จะเป็นฟังก์ชันของ P และ R นั่นคือ $\Delta T_{lm} = F(P,R) \Delta T_{lm,CF}$ โดยที่ค่า R เรียกว่า อัตราส่วนความจุ (capacity ratio) และ P เรียกว่า effectiveness ซึ่งทั้งสองเป็นอัตราส่วนไร้มิติ คังนี้

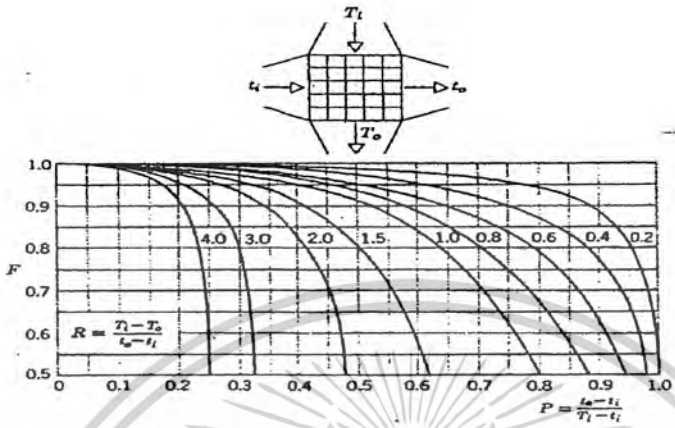
$$R = \frac{\dot{m}_c c_{pc}}{\dot{m}_h c_{ph}} = \frac{T_{hi} - T_{ho}}{T_{co} - T_{ci}} = \frac{T_i - T_o}{t_o - t_i}$$

และ $P = \frac{\dot{m}_c c_{pc} (T_{co} - T_{ci})}{\dot{m}_c c_{pc} (T_{hi} - T_{ci})} = \frac{T_{co} - T_{ci}}{T_{hi} - T_{ci}} = \frac{t_o - t_i}{T_i - t_i}$

ซึ่งในที่นี้เราใช้ (T, t) ระบุอุณหภูมิของไหลแทนอันเดิม โดยตัวแปร t แทนอุณหภูมิของไหลในท่อเล็ก (tube side) ส่วน T แทนอุณหภูมิของไหลในท่อใหญ่ (shell) เป็นผลให้สะดวกกว่า เพราะไม่ต้องคำนึงว่าของไหลร้อนหรือของไหลเย็นผ่านท่อใหญ่ (shell) หรือท่อเล็ก (tube) ค่าของตัวประกอบแก้ไข F(P,R) ได้แสดงในรูปกราฟตามรูปที่ 5.4 ถึงรูปที่ 5.5

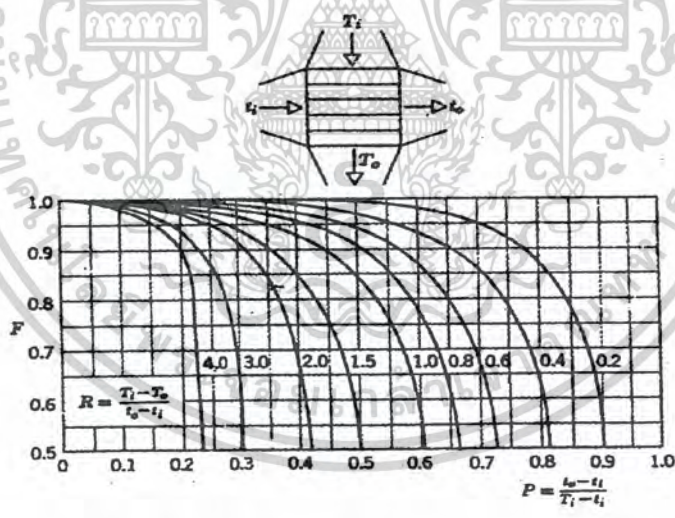
นอกจากนี้ค่าความสำคัญอีกอันหนึ่งก็คือ ถ้าไม่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของของไหลหนึ่งหรือไม่คำนึงถึงแล้วค่า P หรือค่า R จะเป็นศูนย์และค่า F = 1 คังนั้นพฤติกรรมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับรูปร่างเฉพาะของเครื่อง ถ้าเป็นเช่นนั้นแสดงว่าของไหลหนึ่งกำลังอยู่ในสถานะเปลี่ยนสถานะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 ค่า Correction factor สำหรับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Cross-flow แบบของไหลทั้งสองไม่สัมผัสกัน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง



รูปที่ 5.5 ค่า Correction factor สำหรับ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน Cross-flow แบบของไหลทั้งสองสัมผัสกัน

ที่มาของรูป ผศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน”, ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

: เนื้อที่มาของเนื้อหาและรูปภาพในบทนี้มาจาก ,ศศ. ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, “การถ่ายเทความร้อน” , ภาควิชาเครื่องกล , คณะวิศวกรรมศาสตร์ , สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ผู้ที่สนใจศึกษาเพิ่มเติมสามารถหาอ่านได้จากในเล่ม

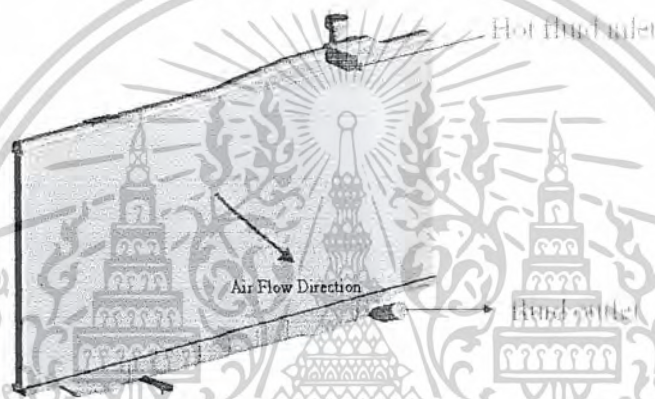


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

การออกแบบชุดจำลองการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

เนื่องจากหม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cross flow โดยใช้น้ำเป็นสารหล่อเย็น และอากาศเป็นตัวพาความร้อนจากสารหล่อเย็นเพื่อลดอุณหภูมิจากน้ำ จากนั้นน้ำที่ผ่านการแลกเปลี่ยนความร้อนก็ลอากาศจะไหลไปหล่อเย็นเครื่องยนต์อีกเป็นวัฏจักร



รูปที่ 6.1 ลักษณะการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Cross flow ของหม้อน้ำรถยนต์

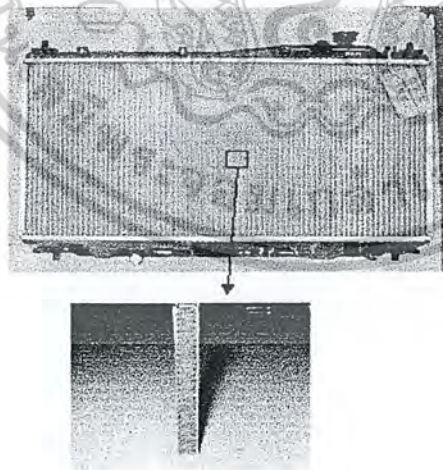
6.1 แผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

เป้าหมายปลายทางของโครงการคือการนำเอาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์มาช่วยในการออกแบบแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ ให้มีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนให้ดีขึ้น ดังนั้นในการทดสอบจึงควรที่จะใช้แผ่นระบายความร้อนเพียง 1 ครีบในการทดสอบ แต่เนื่องจากมีข้อจำกัดทางด้านเครื่องมือวัดอุณหภูมิที่มีความละเอียดในระดับทศนิยม 2 ตำแหน่งมีราคาสูงดังนั้นเพื่อให้เครื่องมือวัดอุณหภูมิที่อ่านค่าได้เป็นเลขโดดสามมารถอ่านค่าความแตกต่างของอุณหภูมิที่ทางเข้า - ออก ของน้ำได้จึงใช้แผ่นระบายความร้อนจำนวน 50 ขนาด 10.5×59 mm ครีบในการทดสอบและในส่วนของรายละเอียดที่สำคัญของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์และรูปครีบหม้อน้ำจริงที่ใช้ในการทดสอบ ได้แสดงดังตารางที่ 6.1 และ รูปที่ 6.1 – 6.2 ตามลำดับ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชื่อรุ่นหม้อน้ำ	รุ่น CF01 ซึ่งใช้กับ Honda Civic
วัสดุที่ใช้ทำ	Aluminium
ระยะพิทของ tube	9.6 mm
Diameterในของ tube	14.21, 1.38 mm
Diameterนอกของ tube	24, 1.6 mm
ระยะพิทของครีป	9.6 mm
ความหนาของครีป	0.04 mm
มุมเอียงของโลเวอร์	23°
จำนวน โลเวอร์	10 เกร็ด
ความหนาของโลเวอร์	0.04 mm
ความยาวของ โลเวอร์	1 mm

ตารางที่ 6.1 แสดงรายละเอียดต่าง ๆ ของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในการทดสอบ



รูปที่ 6.2 ครีบหม้อที่ใช้ทดสอบจริง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 ตัวแปรควบคุมที่ใช้ในการทดสอบและการติดตั้งเครื่องมือวัด

ตัวแปรควบคุมที่ใช้ในการทดสอบและการติดตั้งเครื่องมือวัดเป็นสิ่งที่ต้องคำนึง เพราะเป็นสิ่งที่มีผลต่อการออกแบบชุดทดสอบ ซึ่งได้แก่

1. อุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำและอากาศ
2. Profile ของอากาศที่ไหลเข้าผ่านระบายความร้อนหม้อน้ำ
3. ควบคุมระบบให้อยู่ใน Steady state
4. การติดตั้งเครื่องมือวัดและวาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำ

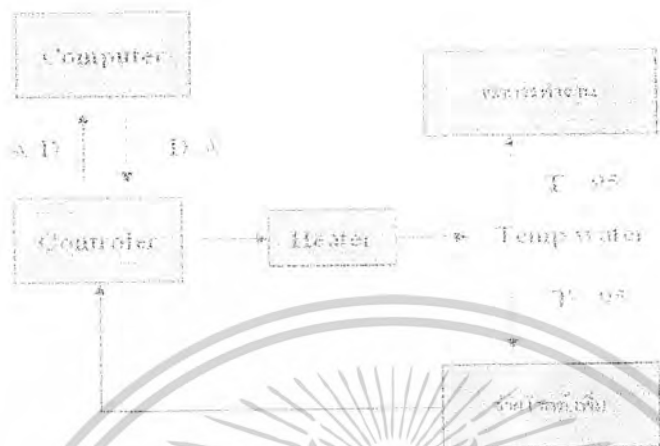
6.2.1 อุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำและอากาศ

สาเหตุที่ต้องควบคุมอุณหภูมิทางเข้าของน้ำและอากาศให้มีค่าคงที่เพื่อใช้ในการเปรียบเทียบ การแลกเปลี่ยนความร้อนเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหล

6.2.1.1 การควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้า

วิธีในการควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่ทางเข้าคือ ใช้ชุดควบคุมแบบ PID โดยมีหลักการทำงานคือ เซ็นเซอร์ type K ที่อ่านค่าอุณหภูมิในช่วง -200°C ถึง 1370°C จะทำการอ่านค่าอุณหภูมิของน้ำในขณะนั้นถ้าอุณหภูมิที่อ่านค่าได้ยังไม่ถึงจุด Set point ชุดควบคุมจะให้โวลต์แก่ heater เพื่อให้ความร้อนแก่น้ำเมื่ออุณหภูมิถึงจุด set point เซ็นเซอร์จะส่งค่าอุณหภูมิที่อ่านได้เข้าสู่ชุดควบคุมเพื่อหยุดการทำงานของ heater โดยมีหลักการทำงาน, รูปร่างของชุดควบคุมอุณหภูมิและ heater จริงดังรูปที่ 6.3 และ 6.4 ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.3 หลักการทำงานของชุดควบคุมอุณหภูมิ



รูปที่ 6.4 ชุดควบคุมอุณหภูมิและ heater

6.2.1.2 การควบคุมอุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้า

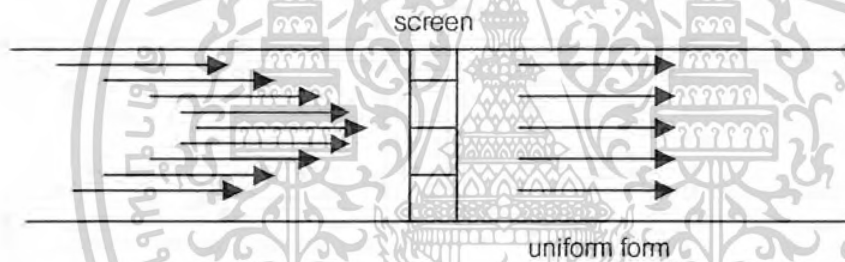
เนื่องจากอากาศในแต่ละวันมีอุณหภูมิไม่เท่ากันวิธีที่ง่ายที่สุดที่จะสามารถควบคุมอุณหภูมิของอากาศได้ก็คือ การใช้เครื่องปรับอากาศในการควบคุมอุณหภูมิของอากาศ โดยปกติอากาศของประเทศไทยจะมีอุณหภูมิปกติอยู่ที่ $29^{\circ}\text{C} - 34^{\circ}\text{C}$ แต่วิธีนี้ถึงแม้จะง่ายต่อการทำแต่ก็ยังมีผลคลาดเคลื่อนได้ เช่น ถ้าต้องการให้อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้ามีอุณหภูมิอยู่ที่ 30°C ในวันที่มีอุณหภูมิห้องอยู่ที่ประมาณ 33°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุณหภูมิที่ทำการควบคุม โดยใช้เครื่องปรับอากาศจะอยู่ในช่วง $29^{\circ}\text{C} - 31^{\circ}\text{C}$ สำหรับในการคำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนหรืออัตราการไหลของอากาศค่า C_p เฉลี่ยอากาศ, ρ อากาศเปิดตารางที่ 30°C

6.2.2 profile ของอากาศที่ไหลเข้าผ่านระบายความร้อนหม้อน้ำ

สาเหตุที่ทำการควบคุม Profile การไหลของอากาศให้เป็นแบบ uniform flow คือมีความเร็วเท่ากันตลอดหน้าตัดซึ่งโดยปกติการไหลในท่อจะมีรูปแบบของ profile ความเร็วเป็นแบบ โค้งพาราโบลา ดังรูปที่ เพื่อทำให้ง่ายในการกำหนด boundary condition ในขั้นตอนการคำนวณด้วยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 6.5 profile การไหลแบบ uniform flow ของการไหลในท่อ

หลักการในการปรับ profile การไหลของลมให้เป็น uniform form ทำได้โดยการติดตั้ง screen ที่ทางเข้าของอากาศเพื่อปรับ profile การไหลให้สม่ำเสมอ โดยใช้มุ้งลวดในการทำ screen

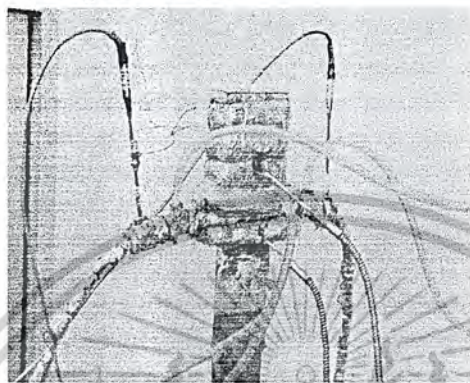
6.2.3 ควบคุมระบบให้อยู่ในช่วง steady state

สาเหตุที่ต้องทำให้ระบบอยู่ในสภาวะ steady state เพื่อให้การอ่านค่าอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงของน้ำและอากาศเป็นไปได้ง่าย ถ้าระบบไม่อยู่ในสภาวะคงที่ จะทำให้อุณหภูมิที่อ่านได้จากเครื่องมือวัดอุณหภูมิเปลี่ยนแปลงอยู่ตลอดเวลา ซึ่งจะทำให้ไม่สามารถหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำและอากาศที่ถูกต้องได้ ในการควบคุมให้ระบบคงที่ จะต้องกำหนดให้มีการแลกเปลี่ยนความร้อนใน 2 จุดเท่านั้นคือ

1. จุดที่ heater ให้ความร้อนแก่น้ำ
2. จุดที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนของแผ่นระบายความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นในจุดอื่นที่นอกเหนือจาก 2 จุดดังกล่าวจะทำการติดฉนวนกันความร้อน เพื่อควบคุมไม่ให้มีการถ่ายเทความร้อนออกนอกระบบ ดังรูปที่ 6.6- 6.8



รูปที่ 6.6



รูปที่ 6.7



รูปที่ 6.8

รูปที่ 6.6-6.8 ชุดทดลองที่ติดฉนวนกันความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 6.8 จะเห็นว่ารูปที่จะมีฉนวนติดอยู่ระหว่างกลางแผ่นอาทริคกับ tube ของแผ่นระบายความร้อนเพื่อป้องกันการระบายความร้อนจาก tube ไปยังแผ่นอาทริค

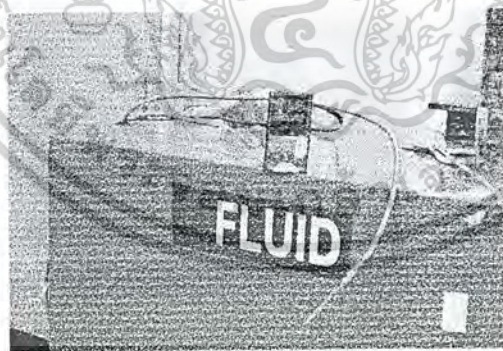
ส่วนในจุดที่ heater ให้ความร้อนแก่น้ำเลือกใช้ heater 2 ตัวซึ่งมีกำลังรวม 600 W เพื่อสามารถชดเชยอุณหภูมิที่สูญเสียจากการระบายความร้อนได้ทันทีเพื่อควบคุมให้ระบบคงตัว

6.2.4 การติดตั้งเครื่องมือวัดและวาล์วปรับความดัน

การติดตั้งเครื่องมือวัดเป็นสิ่งที่จะต้องคำนึงถึงเพราะถ้าการติดตั้งไม่ถูกต้องจะทำให้ค่าที่วัดได้จากเครื่องมือวัดไม่ถูกต้องและมีผลต่อการออกแบบชุดทดสอบด้วย

6.2.4.1 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ

การวัดอุณหภูมิของน้ำและอากาศสามารถทำได้โดยใช้เครื่องมือวัดอุณหภูมิที่มีเซนเซอร์ตรวจค่าอุณหภูมิและแสดงผลที่หน้าปัดในหน่วยของศาเซลเซียสเป็นเลข โดคดังรูปที่ 6.9 ส่วนตำแหน่งที่ติดตั้งเซนเซอร์วัดอุณหภูมิจะอยู่ก่อนตำแหน่งที่ติดตั้งอมิเตอร์วัดความดันตกคร่อมเพื่อให้อ่านค่าความดันตกคร่อมได้อย่างถูกต้อง ดังรูปที่ 6.6

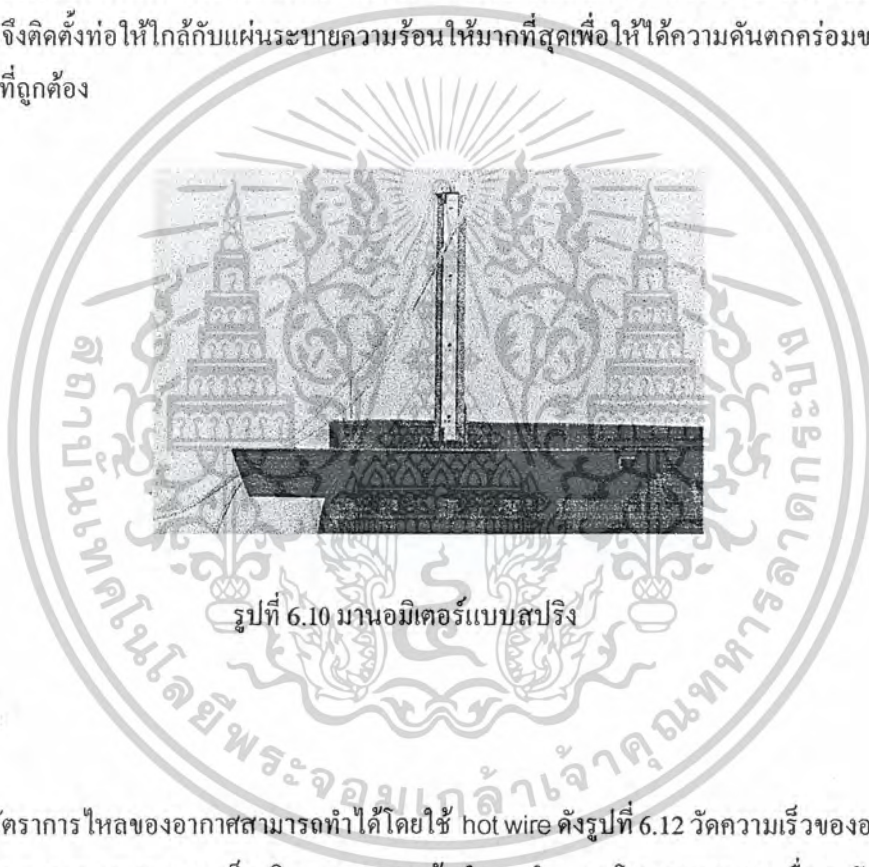


รูปที่ 6.9 เครื่องวัดอุณหภูมิและเซนเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2.4.2 มานอมิเตอร์

การวัดความดันที่ตกคร่อมแผ่นระบายความร้อนของน้ำและอากาศสามารถทำได้โดยใช้มานอมิเตอร์แบบสปริงดังรูปที่ 6.10 ในการหาค่า ส่วนต่อแ่งในการต่อท่อเพื่อวัดความดันตกคร่อม เนื่องจากไม่มีทฤษฎีที่ใช้อ้างอิงคั้งนั้นจึงคิดคั้งท่อให้ใกล้เคียงกับแผ่นระบายความร้อนให้มากที่สุดเพื่อให้ได้ความดันตกคร่อมของแผ่นระบายความร้อนที่ถูกต้อง



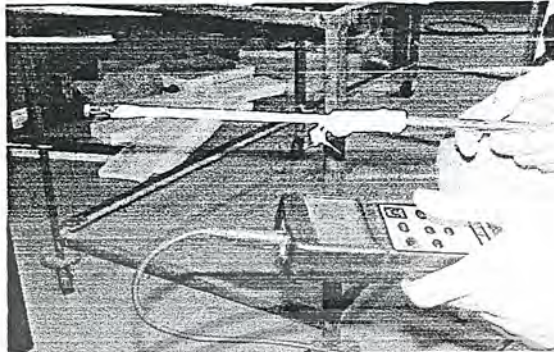
รูปที่ 6.10 มานอมิเตอร์แบบสปริง

6.2.4.3 hot wire

การวัดอัตราการไหลของอากาศสามารถทำได้โดยใช้ hot wire ดังรูปที่ 6.12 วัดความเร็วของอากาศที่จุดต่างๆ แล้วทำการ fit curve หาความเร็วจริงของอากาศแล้วทำการคำนวณ โดยสมการ 6.1 เพื่อหาอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ

$$\dot{m}_a = \bar{v}_a \bar{\rho}_a A \quad (6.1)$$

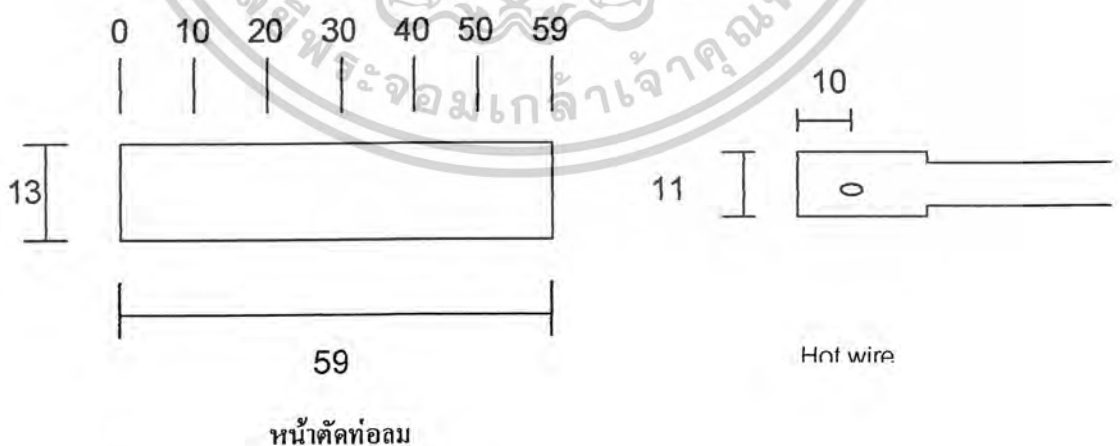
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.11 hot wire ที่ใช้ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ

ที่จริงแล้วอุณหภูมิแต่ละจุดที่วัดความเร็วจะมีการเปลี่ยนแปลงไม่เท่ากันในแต่ละจุด ซึ่งจะมีผลต่อค่าความหนาแน่นของอากาศ แต่เนื่องจากค่าของอุณหภูมิของอากาศมีการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยในช่วง 30°C - 34°C ซึ่งมีผลต่อค่าความหนาแน่นของอากาศไม่มากเพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณจึงเลือกใช้ค่าความหนาแน่นของอากาศที่ 30°C ในการคำนวณ

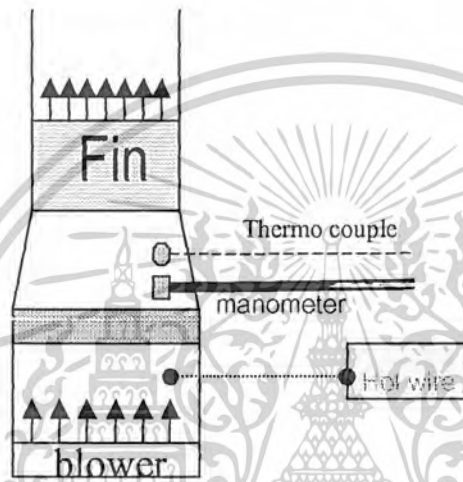
ส่วนพื้นที่หน้าตัดของท่อที่อากาศไหลผ่านนั้นมีขนาด 13×59 ดังรูปที่ 6.12 ซึ่งออกแบบมาให้มีขนาดเพียงพอสำหรับแทง hot wire เข้าไปทำการวัดความเร็วของอากาศได้



รูปที่ 6.12 ขนาดของท่อและ hot wire และตำแหน่งในการวัดค่าความเร็ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากรูปที่ 6.12 เนื่องจากจุดที่สามารถวัดความเร็วได้ของ hot wire อยู่ห่างจากส่วนปลายของแท่ง hot wire 10 มิลลิเมตร ดังนั้นจุดที่ทำการวัดความเร็วเพื่อนำมาหาสมการความเร็ว คือ 10,20,30,40,50 มิลลิเมตร ตามลำดับ ทั้งสิ้น 5 จุด ส่วนตำแหน่งที่ทำการวัดความเร็วลม แสดงดังรูปที่ 6.13คือวัดในจุดก่อนลมจะผ่าน screen



รูปที่ 6.13 ตำแหน่งที่ตำแหน่งการวัดความเร็วอากาศ

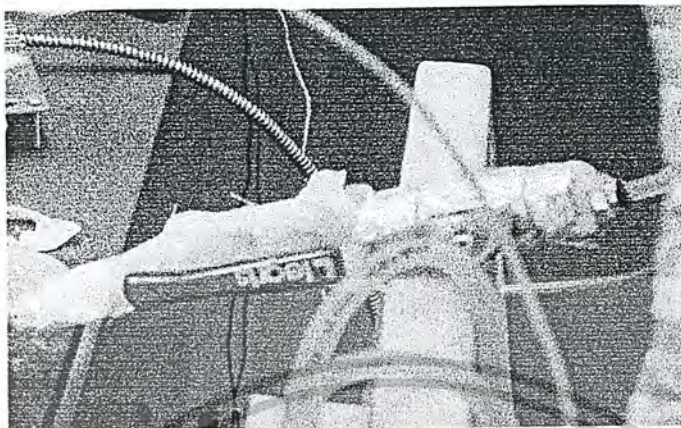
6.2.4.4 วาล์วปรับอัตราการไหลของน้ำ

การปรับอัตราการไหลสามารถทำได้โดยใช้ ball valve ดังรูปที่ วิธีนี้ไม่สามารถควบคุมการไหลได้ตามที่ต้องการ ทำได้เพียงเพิ่มหรือลดอัตราการไหลเท่านั้น ถ้าต้องการทราบว่าตำแหน่งของวาล์วในขณะนี้ให้อัตราการไหลเท่าใดสามารถทำได้โดยการจับเวลาและดวง โดยใช้บีกเกอร์จะได้อัตราการไหลจะได้อัตราการไหลเชิงปริมาตรในหน่วย (cm³/s) จากใช้สมการที่ 6.2 ในการแปลงเป็นอัตราการไหลเชิงมวล

$$\dot{m}_c = \rho_{T=75^\circ C} Q \quad (6.2)$$

$$\dot{m}_c = \bar{v}_c \rho_c A \quad (6.3)$$

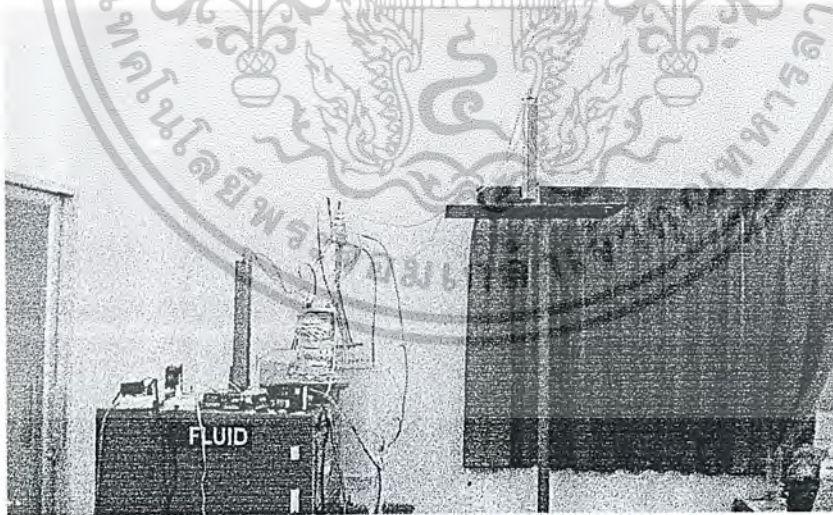
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 6.14 ball valve

6.3 ชุดทดสอบการระบายความร้อนและหลักการทำงานของชุดทดลอง

จากหัวข้อที่ 6.2 ที่ผ่านมามีตัวแปรควบคุมต่าง ๆ รวมถึงข้อจำกัดในการติดตั้งเครื่องมือทำให้ชุดทดสอบมีรูปร่างดังรูปที่ 6.15 โดยมีหลักการดังรูปที่ 6.16 คือ น้ำจาก tank จะวิ่งบนเส้นที่บดตามทิศของลูกศร แล้วจึงกลับเข้าสู่ tank ส่วนการติดตั้งเครื่องมือวัดและชุดควบคุมอุณหภูมิต่าง ๆ มีตำแหน่งติดตั้งดังแสดงในรูป



รูปที่ 6.15 ชุดทดลองที่ประกอบเสร็จ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 7

การทดลองและผลการทดลอง

7.1 วัตถุประสงค์

1. เพื่อเก็บข้อมูลของความเร็วลมที่ทางเข้า, อุณหภูมิของอากาศที่ทางเข้าของน้ำและอากาศสำหรับในการกำหนดสถานะเริ่มต้นในการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์
2. เพื่อสร้างชุดทดสอบที่สามารถทดสอบการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ได้ โดยทำการตรวจสอบจากสมมุติฐานความร้อนของน้ำและอากาศ
3. เพื่อศึกษาปัจจัยของอัตราการไหลของน้ำและอากาศที่มีผลต่อการระบายความร้อนของครีบน้ำร้อนยนต์ และความดันตกคร่อมครีบน้ำร้อนยนต์ของน้ำและอากาศโดยการจำลองการทำงานของหม้อน้ำรถยนต์ (experiment)

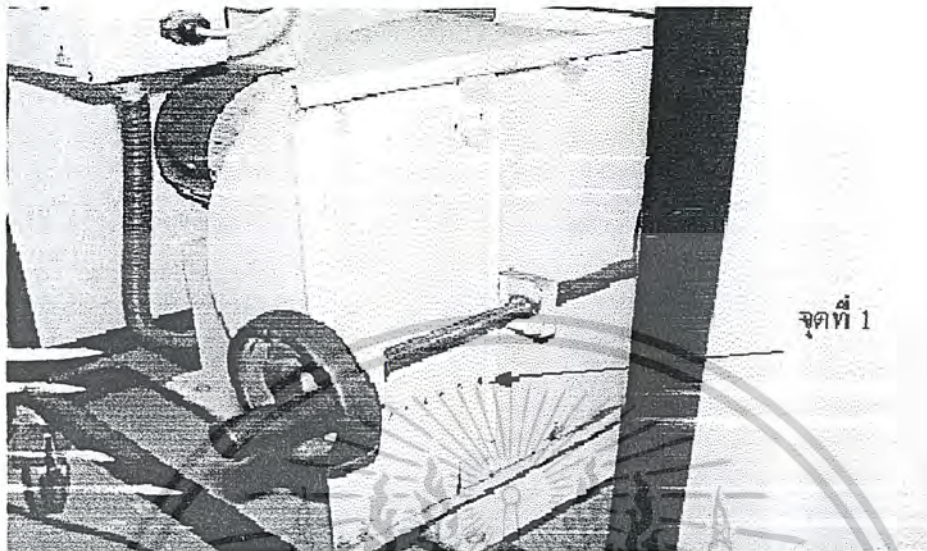
7.2 วิธีการทดลอง

หลังจากทำการติดตั้งชุดทดลองตามแนวทางที่ได้ออกแบบแล้ว ขั้นตอนในการทดลองการระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์มีดังนี้ตามลำดับ

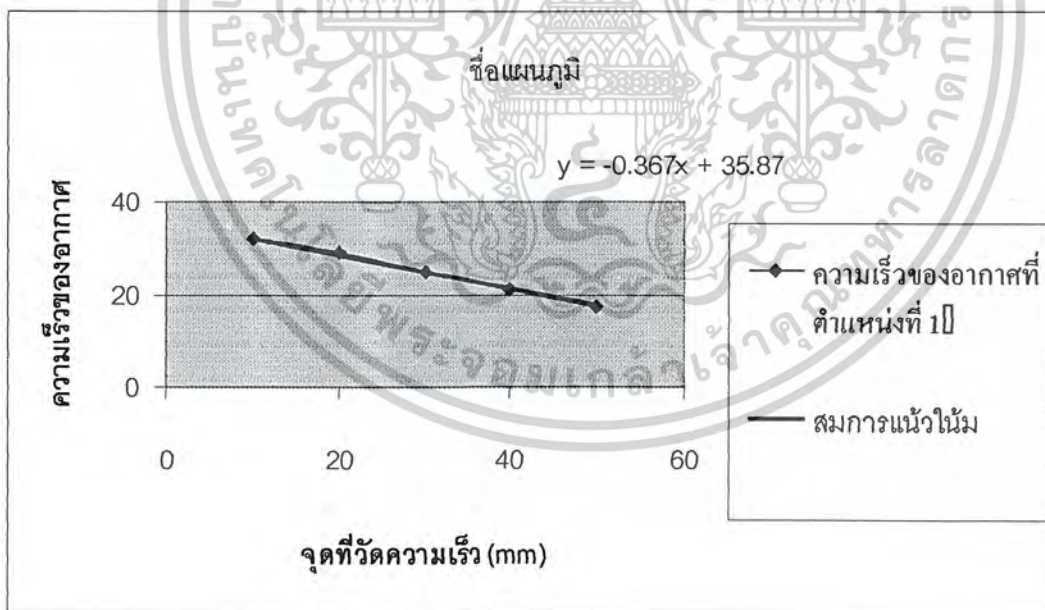
1. วัดอัตราการไหลเชิงมวลของอากาศ

- 1.1 จากรูปที่ 7.1 จะเห็นว่าวาล์วของอุโมงค์ลมได้ทำการแบ่งเป็น 6 จุดแต่ละจุดห่างกัน 10 mm ทำการปรับวาล์วอุโมงค์ลมไปยังจุดที่ 1 จากนั้นเปิดสวิตซ์ให้ blower ทำงาน
- 1.2 ทำการวัดความเร็วลม 5 ตำแหน่งคือที่ 10,20,30,40 และ 50 mm ดังรูปที่ 7.2 แล้วบันทึกค่า
- 1.3 ปรับวาล์วอุโมงค์ลมไปยังจุดที่ 2 แล้วทำตามข้อ 1.1,1.2 จนครบ 6 จุด
- 1.4 นำความเร็วลม 5 ตำแหน่งที่วัดได้จาก hot wire มาวาดกราฟ จากนั้นทำการหาแนวโน้มของกราฟจะได้สมการแนวโน้มของกราฟดังกล่าว ซึ่งคือของความเร็วยกกำลังสองของ x ดังรูปที่ 7.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.1 จุด 1-6 ของวาล์วลม



รูปที่ 7.2 การหาสมการแนวโน้มของความเร็วม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำสมการแนวโน้มแทนลงในสมการที่ 7.1 จะได้ความเร็วเฉลี่ย โดยกำหนดขอบเขตการอินทิเกรตตั้งแต่ 0.00 – 0.059 m

$$\bar{V} = \frac{Q}{A} = \frac{1}{A} \int \bar{V} \cdot d\bar{A} \dots\dots\dots(7.1)$$

1.6 นำความเร็วเฉลี่ยที่หาได้แทนลงในสมการที่ 6.1 โดยที่พื้นที่หน้าตัดของท่อที่อากาศไหลผ่านนั้นมีขนาด 13 X 59 mm จะสามารถหาอัตราการไหลเชิงมวลได้ดังที่แสดงในตารางที่ 7.1 ส่วนความเร็วที่ตำแหน่งต่าง ๆ ในการปรับวาล์วโมเมนต์ลมแต่ละจุดมีแสดงอยู่ในภาคผนวก ก.

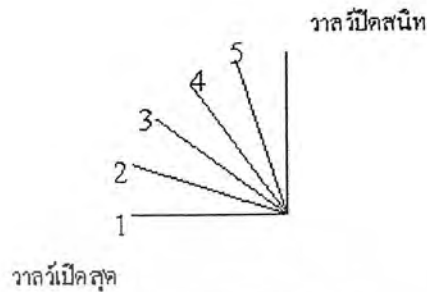
จุดที่	ความหนาแน่นของ		อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)
	อากาศ (kg/s)	ความเร็วเฉลี่ย (m/s)	
1	1.19	21.62344	0.0167
2	1.19	27.19115	0.021
3	1.19	32.37042	0.025
4	1.19	37.54969	0.029
5	1.19	50.49786	0.039
6	1.19	53.08749	0.041

ตารางที่ 7.1 อัตราการไหลเชิงมวลในแต่ละจุดของการปรับวาล์วโมเมนต์ลม

2. วัตถุประสงค์การไหลเชิงมวลของน้ำ

2.1 แบ่งสเกลการปรับ ball valve ออกเป็น 5 ตำแหน่งดังรูปที่ 7.3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 7.3 ตำแหน่งการปรับวาล์วควบคุมน้ำ

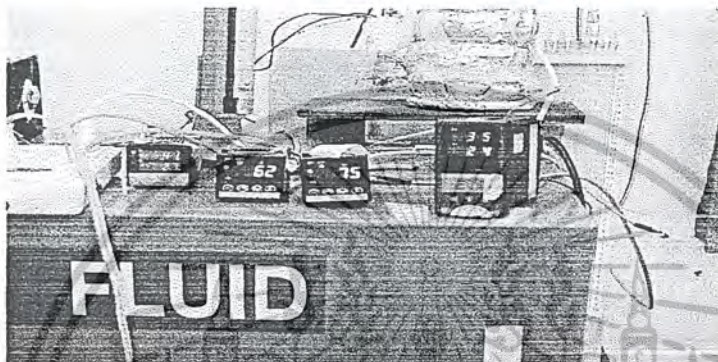
- 2.2 ปรับวาล์วควบคุมน้ำให้อยู่ในตำแหน่งที่ 1
- 2.3 .อุ่นน้ำจนกระทั่งน้ำที่ทางเข้ามีอุณหภูมิ 75°C
- 2.4 ดึงท่อออกจากข้อต่อ 3 ทางที่ติดตั้ง thermocouple ที่วัดอุณหภูมิของน้ำทางเข้า
- 2.5.เปิดปั๊มให้ทำงานแล้วควงน้ำใส่บีกเกอร์เป็นเวลา 1 นาทีบันทึกค่าจากนั้นแทนค่าที่บันทึกได้ลงในสมการ 6.2 จะได้อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำเมื่อวาล์วน้ำอยู่ในตำแหน่งที่ 1



รูปที่ 7.4 การวัดอัตราการไหลของน้ำโดยวิธีตวง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 3.อุ่นน้ำจนกระทั่งน้ำที่ทางเข้ามีอุณหภูมิ 75°C
- 4.เปิดสวิทซ์ให้ปั๊มหน้าและ blower ของอุโมงค์ลมทำงาน
5. บันทึกค่าอุณหภูมิจาก thermocouple ทั้ง 4 จุดที่ทางเข้าและทางออกของน้ำและอากาศในขณะที่ค่าทั้ง 4 นี้ิ่งแล้วและค่าความดันตกคร่อมครีบหมอน้ำรยนต์ของน้ำและอากาศ



รูปที่ 7.5 อุณหภูมิทั้ง 4 จุดที่อ่านได้จาก thermocouple

6. ทำซ้ำในข้อที่ 3-5 โดยที่ปรับวาล์วของอุโมงค์ลมไปยังจุดที่ 2 แล้วทำซ้ำจน โดยปรับวาล์วอุโมงค์ลมจนครบ 6 จุด
7. ทำซ้ำในข้อที่ 2 แต่ทำการปรับวาล์วควบคุมน้ำไปยังในตำแหน่งที่ 2 แล้วทำการทดลองต่อตามในข้อที่ 3-6 ตามลำดับ จากนั้นทำซ้ำโดยเปลี่ยนวาล์วน้ำจนครบ 5 จุด

จุดที่	ปริมาตรน้ำต่อเวลาที่วัดได้ (cm^3/s)	ρ ของน้ำที่ 75°C	อัตราการไหลของน้ำ (kg/s)
1	844	974.488	0.0137
2	683	974.488	0.0111
3	567	974.488	0.00921
4	462	974.488	0.0075
5	382	974.488	0.0062

ตารางที่ 7.2 อัตราการไหลเชิงมวลของน้ำแต่ละจุดของการปรับวาล์วน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศและน้ำสามารถคำนวณโดยใช้สมการที่ 7.2 และ 7.3 ตามลำดับ โดยที่ค่า C_p ของในสมการทั้ง 2 ที่ใช้ในการคำนวณเปิดหาค่าอุณหภูมิเฉลี่ยโดยในอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออกมาเฉลี่ยกัน ส่วนค่าความดันตกคร่อมของ ทั้งน้ำและอากาศสามารถคำนวณหาได้จากสมการ 7.4 โดยนำค่าผลต่างความสูงของน้ำที่อ่านได้จากมานอมิเตอร์ (h) แทนลงในสมการ

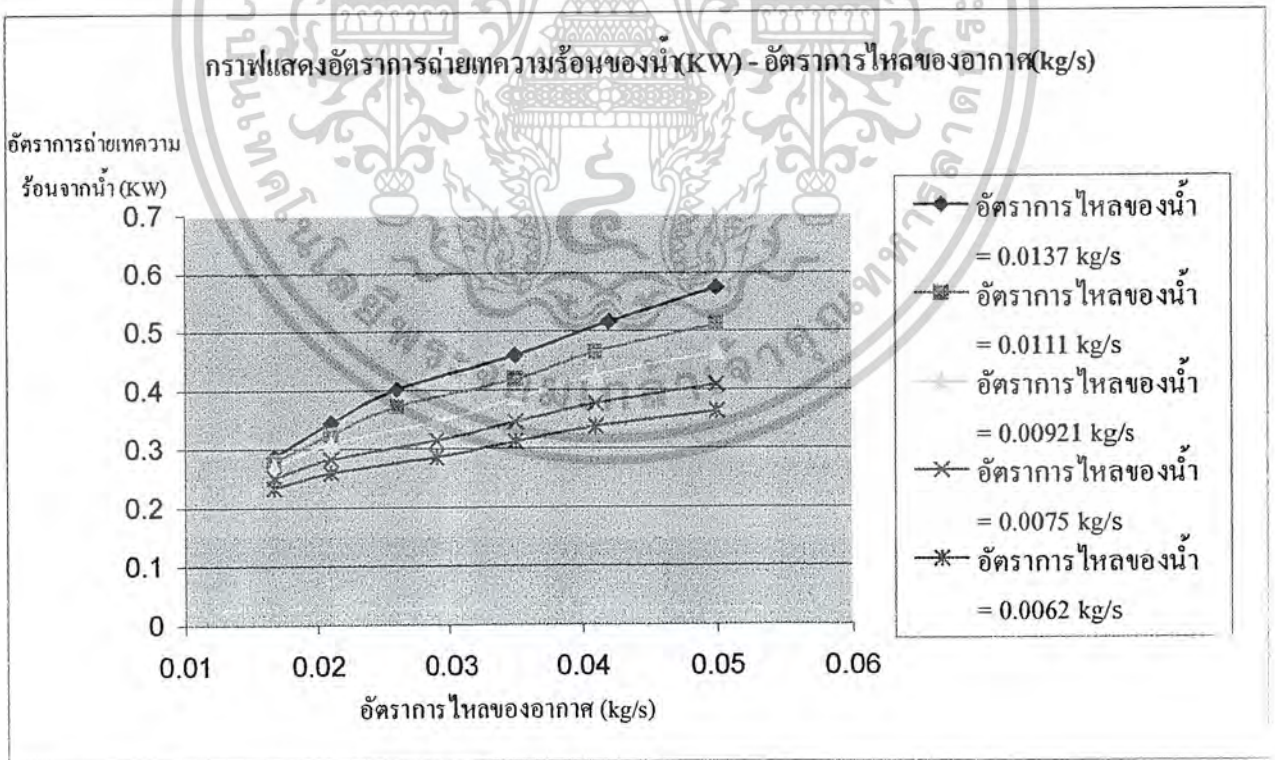
$$Q_{\text{น้ำ}} = \dot{m}_C C_{P,C} (T_{C,I} - T_{C,O}) \quad \dots\dots\dots (7.2)$$

$$Q_{\text{อากาศ}} = \dot{m}_A C_{P,A} (T_{A,O} - T_{A,I}) \quad \dots\dots\dots (7.3)$$

$$\Delta P = \rho gh \quad \dots\dots\dots (7.4)$$

7.3 ผลการทดลอง

ผลการทดสอบการถ่ายเทความร้อนของแผ่นระบายความร้อนเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของอากาศเมื่อกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำคงที่ที่อัตราการไหลของน้ำค่าต่างเป็นไปตามรูปที่ 7.6

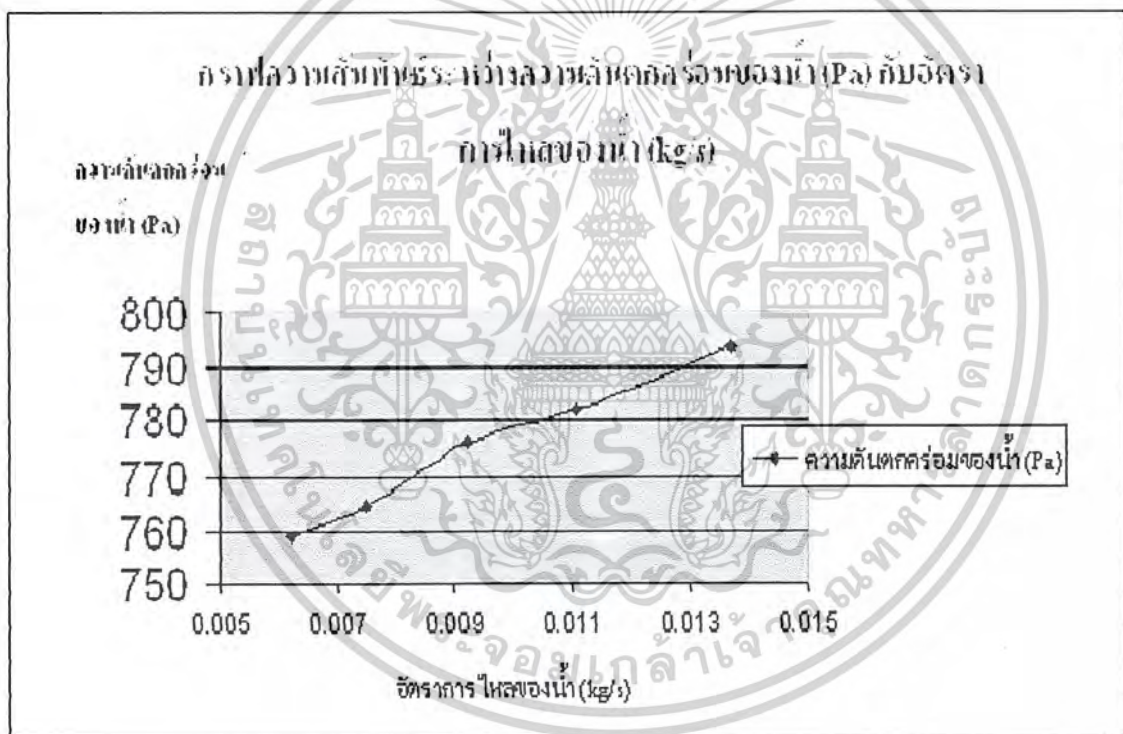


รูปที่ 7.6 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำกับอัตราการไหลของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จาก รูปที่ 7.6 เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำจะมากขึ้นที่อัตราการไหลของน้ำคงที่ เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำจะมากขึ้นที่อัตราการไหลของอากาศคงที่ และจากภาคผนวก ข. พบว่าอุณหภูมิของน้ำและอากาศจะลดลงเมื่ออัตราการไหลของน้ำและอากาศเพิ่มขึ้น

ผลการทดสอบความดันตกคร่อมคريبหม้อน้ำของน้ำเมื่อมีการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำเป็นไปดังรูปที่ 7.7 ดังนี้

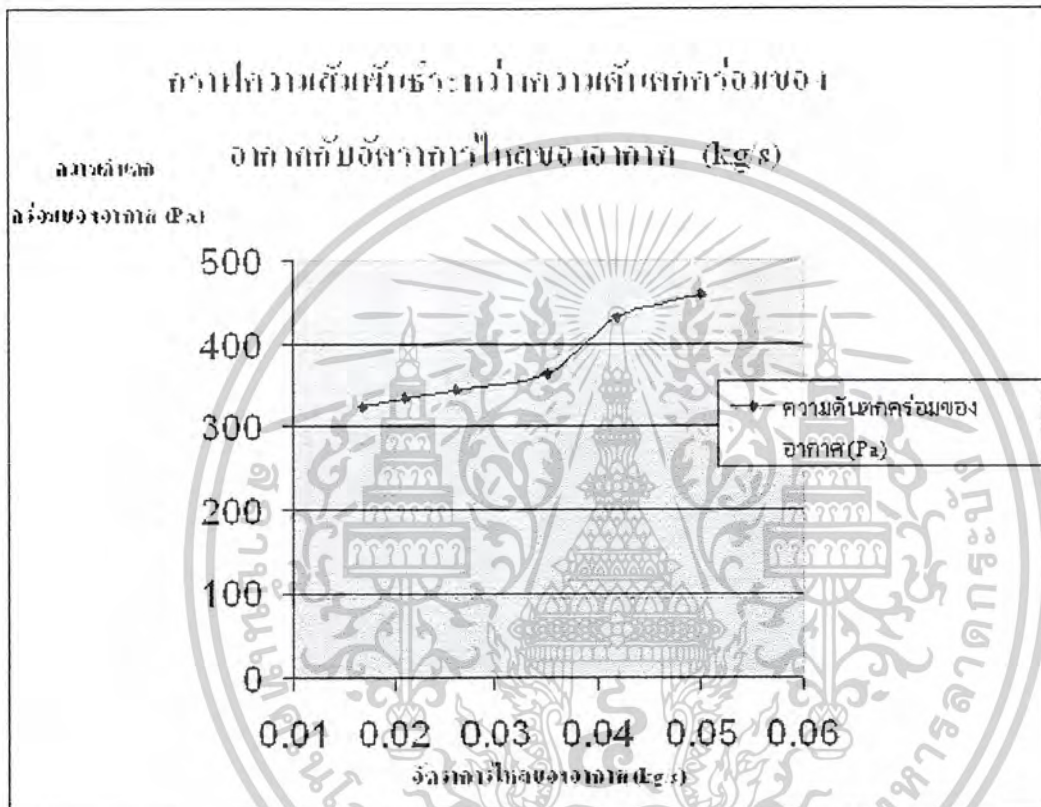


รูปที่ 7.7 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมคريبหม้อน้ำของน้ำกับอัตราการไหลของน้ำ

จากรูปที่ 7.7 เมื่ออัตราการไหลของน้ำมากขึ้นจะพบว่าความดันตกคร่อมแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ของน้ำจะเพิ่มมากขึ้นตาม เมื่ออัตราการไหลของอากาศจะเพิ่มมากขึ้นทำให้อุณหภูมิของน้ำน้อยลงซึ่งส่งผลให้ความหนืดของน้ำเพิ่มขึ้นแต่ที่อ่านได้จากเครื่องมือวัดความดัน ไม่มีความแตกต่างเมื่อทำการทดสอบ โดยคงที่อัตราการไหลของน้ำแต่เปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดสอบความดันตกคร่อมครีบน้ำของอากาศเมื่อมีการเปลี่ยนอัตราการไหลของอากาศเป็นไปดังรูปที่ 7.8 ดังนี้



รูปที่ 7.8 กราฟความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมครีบน้ำของอากาศกับอัตราการไหลของอากาศ

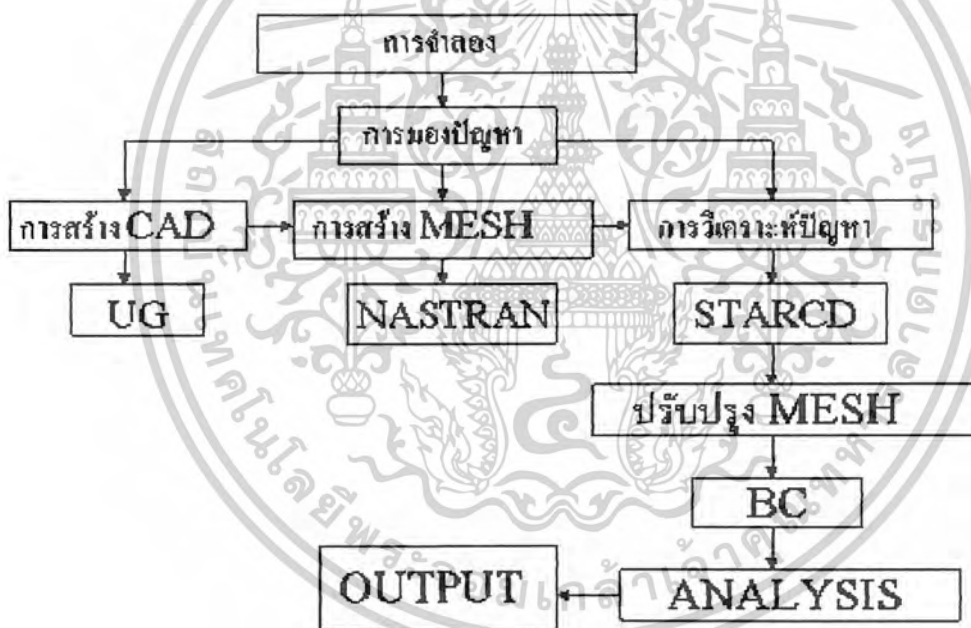
จากรูปที่ 7.8 เมื่ออัตราการไหลของอากาศมากขึ้นจะพบว่าความดันตกคร่อมแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์ของอากาศจะเพิ่มมากขึ้นตาม แม้อัตราการไหลของน้ำจะเพิ่มมากขึ้นทำให้อุณหภูมิของอากาศเพิ่มขึ้นซึ่งส่งผลให้ความหนาแน่นของอากาศน้อยลงแต่ที่อ่านได้จากเครื่องมือวัดความดัน ไม่มีความแตกต่างเมื่อทำการทดสอบ โดยคงที่อัตราการไหลของอากาศแต่เปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 8 การทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

8.1 แนวทางการประยุกต์การทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับปัญหาแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

วัตถุประสงค์ในการ Simulate คือ ศึกษาลำดับขั้นตอนการใช้งานทางด้าน Finite Volume เพื่อนำมาช่วยในการวิเคราะห์และออกแบบ รวมไปถึงการนำเอา โปรแกรม ไปประยุกต์ใช้เพิ่มเติมหรือแทนที่บางส่วนของวิธีการออกแบบที่มีอยู่เดิม



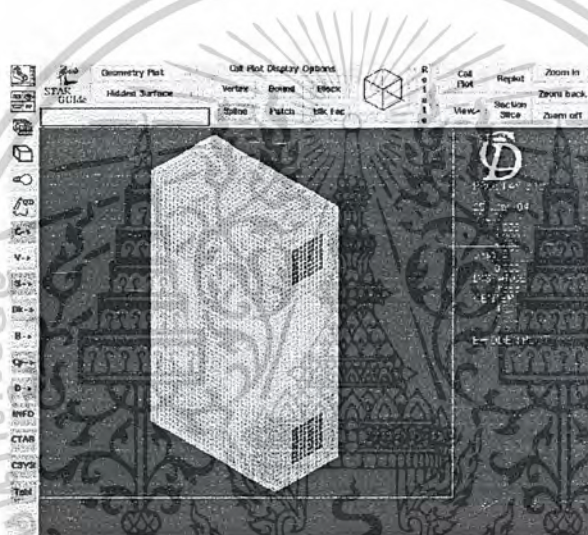
รูปที่ 8.1 ไคอะแกรมขั้นตอนการการประยุกต์การทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับปัญหาแผ่นระบายความร้อนหม้อน้ำรถยนต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เริ่มต้น โดยทำการวิเคราะห์ปัญหาอย่างง่าย ซึ่งก็คือปัญหาที่มีการวิเคราะห์โดยการกำหนดเงื่อนไขของขอบเขตของปัญหาเหมือนกับปัญหาที่มีความซับซ้อนทุกอย่าง แต่มีรูปแบบของแบบจำลองที่ง่ายกว่าและมีครีบริบายความร้อนเพียง 1 แฉ่น ซึ่งจะช่วยให้เราวิเคราะห์ปัญหาง่ายขึ้น

โดยทำตามขั้นตอนที่แสดงใน ไดอะแกรม

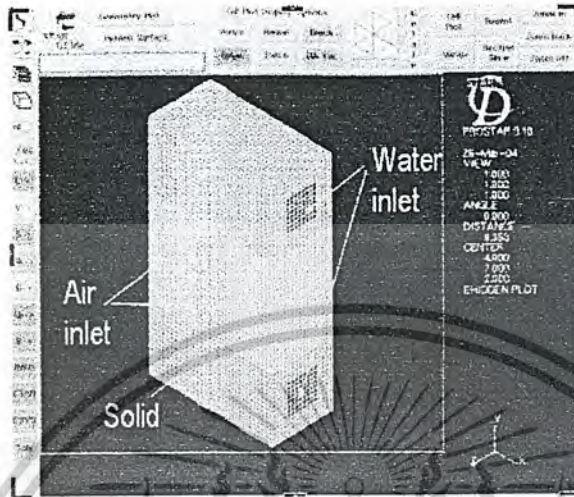
1. สร้างแบบจำลองและทำการวิเคราะห์โดยพิจารณาเป็น Element เล็กๆ



รูปที่ 8.2 แบบจำลองอย่างง่าย

- กำหนดเงื่อนไขของขอบเขตของปัญหาเหมือนกับปัญหาที่มีความซับซ้อน โดยกำหนดให้น้ำและอากาศที่ทางเข้ามีอุณหภูมิประมาณ 75 C และ 30 C ตามลำดับ และมีการกำหนดทิศทางการไหลเข้าออกของน้ำและอากาศ ส่วนที่ผิวของ solid จะต้องกำหนดให้มีการนำความร้อน (conduction) ระหว่างผิวสัมผัสแต่ละจุดด้วย

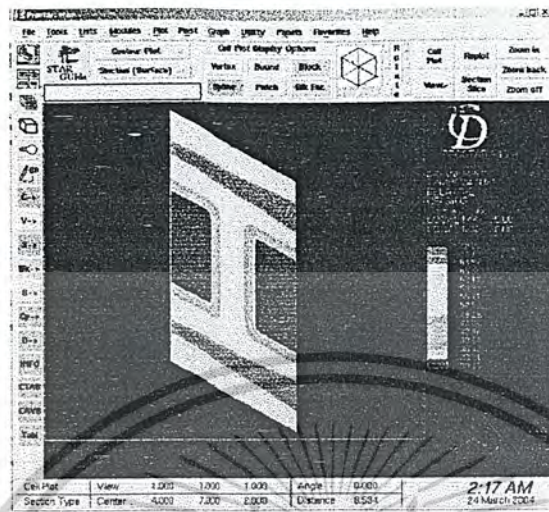
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



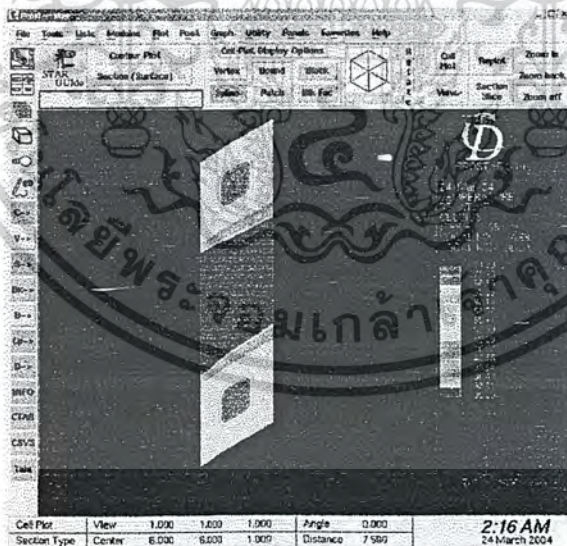
รูปที่ 8.3 Boundary condition

ผลที่ได้จากการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับปัญหาอย่างง่ายมีผลดังรูปที่ 8.4 และ 8.5 ตามลำดับ คือมีอุณหภูมิของน้ำที่ทางออกผลมีอุณหภูมิต่ำกว่า 75°C ในช่วงประมาณ $71.79^{\circ}\text{C} - 68.57^{\circ}\text{C}$ และ อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกแทบไม่มีการเปลี่ยนแปลงในช่วงกลาง โดเมนแต่จะมีการเปลี่ยนแปลงของ อุณหภูมิในช่วงของผิว tube ในช่วง $36.49^{\circ}\text{C} - 42.85^{\circ}\text{C}$ เมื่อทำการวิเคราะห์ของสมมูลย์ความร้อนจะพบว่ามี ค่า heat loss ประมาณ 10 % เมื่อเทียบกับค่าความร้อนของน้ำซึ่งยอมรับได้ ทำให้สามารถสรุปได้ว่าการลอง ประยุกต์ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับปัญหานี้ได้ แต่การสร้าง model แบบหยาบ ๆ ในการพยากรณ์การ ระบายความร้อนของแผ่นระบายความร้อนไม่มีความแม่นยำเท่าที่ควร จึงควรทำการปรับปรุง model ให้ เสมือนกับปัญหาจริงจึงสามารถลด ค่า error ดังกล่าวได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.4 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำ



รูปที่ 8.5 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.2 การวิเคราะห์ปัญหาที่มีความซับซ้อน

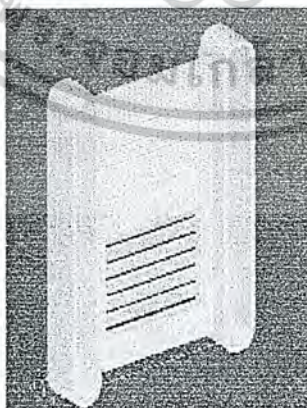
เมื่อเราสามารถพิสูจน์ได้แล้วว่าเราสามารถใช่วิธีการวิเคราะห์ปัญหาอย่างง่ายมาใช้ในการวิเคราะห์ปัญหาประเภทนี้ได้ เราจึงสามารถนำวิธีการนี้ไปใช้เป็นแนวทางในการปัญหาที่มีความซับซ้อนกว่าได้ โดยทำตามขั้นตอนที่แสดงในรูปที่ 8.1

1. สร้างแบบจำลองของปัญหาโดยใช้โปรแกรม UG



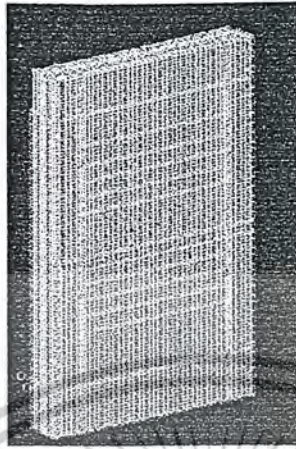
รูปที่ 8.6 แบบจำลองของปัญหาที่มีความซับซ้อน

2. ทำการวิเคราะห์โดยพิจารณาเป็น Element เล็กๆ โดยใช้โปรแกรม Nastran ซึ่งต้องทำการพิจารณา 3 domain เพราะมีการเปลี่ยนแปลงเกิดขึ้นกับทั้ง 3 domains

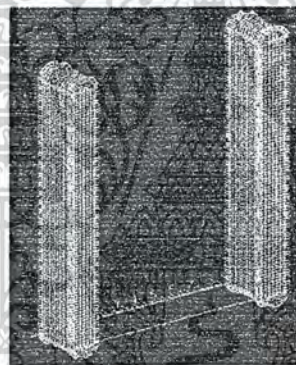


รูปที่ 8.7 domain ของของแข็ง

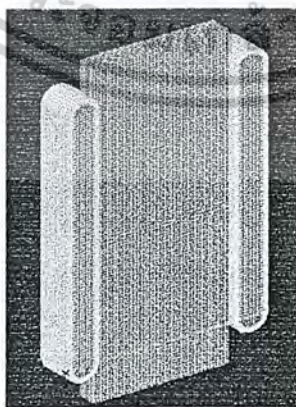
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.8 domain ของอากาศ



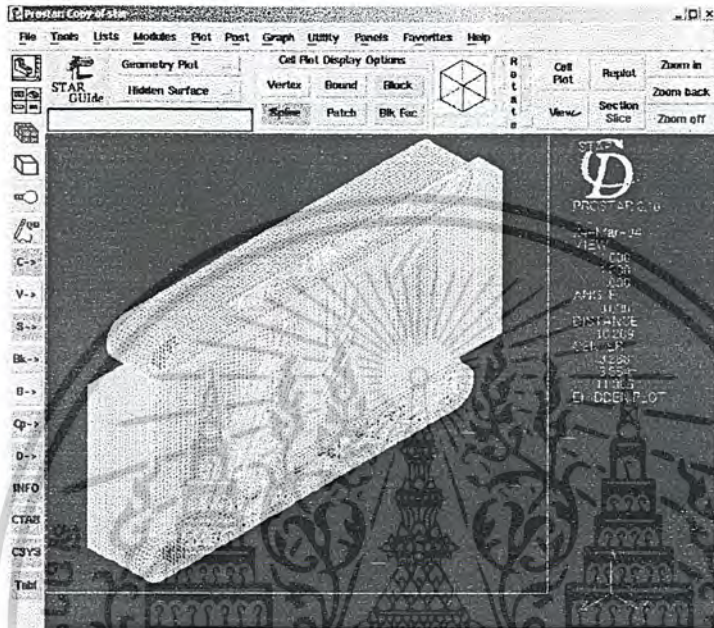
รูปที่ 8.9 domain ของของน้ำ



รูปที่ 8.10 Element เล็กๆ ที่รวมกันทั้ง3 domain

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ทำการวิเคราะห์ปัญหา โดยใช้โปรแกรม Star CD



รูปที่ 8.11 แบบจำลองที่ทำการส่งเข้ามาวิเคราะห์

จะเห็นได้ว่าเกิดปัญหาขึ้นหลังจากทำการส่งแบบจำลองเข้ามาวิเคราะห์ในโปรแกรม Star CD สาเหตุเนื่องมาจากตัวโปรแกรมไม่สามารถแบ่งแยก domain ของทั้ง 3 ชนิดออกจากกันได้คือเราไม่สามารถบอกตัวโปรแกรมได้ว่า domain ตัวนี้เป็นน้ำหรืออากาศ ทำให้เกิดการรวมกันของแต่ละ domain ดังแสดงในรูปทำให้ไม่สามารถวิเคราะห์ปัญหาที่มีความซับซ้อนได้ ซึ่งจะต้องศึกษาต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 9

สรุป

9.1 สรุปผลการทดลอง

จากการดำเนินงานมาทั้งหมดเราสามารถสรุปผลได้ดังนี้

- 1.เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของอากาศ อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำจะมากขึ้นที่อัตราการไหลของน้ำคงที่
- 2.เมื่อเพิ่มอัตราการของน้ำอัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำจะมากขึ้นที่อัตราการไหลของอากาศเดียวกันที่
- 3.ความดันตกคร่อมของน้ำจะเพิ่มขึ้นตาม อัตราการไหลของน้ำ
- 4.ความดันตกคร่อมของอากาศเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราการไหลของอากาศมากขึ้น

9.2 สรุปผลการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์



รูปที่ 9. 1 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำ

รูปที่ 9. 2 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศ

จากรูปที่ 9. 1 จะเห็นว่าอุณหภูมิของน้ำมีการเปลี่ยนแปลงจากเดิม 75 C เหลือ ประมาณ 70 C แสดงว่าน้ำมีการถ่ายเทความร้อนให้อากาศทำให้อุณหภูมิของน้ำที่ทางออกมีค่าต่ำลงจากเดิม

จากรูปที่ 9.2 จะเห็นว่าอุณหภูมิของอากาศมีการเปลี่ยนแปลงจากเดิม 30 C เป็นประมาณ 45 C แสดงว่าอากาศได้รับความร้อนจากน้ำทำให้อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกมีค่าเพิ่มขึ้นจากเดิม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่อทำการวิเคราะห์หิมผลของสมคูลย์ความร้อนจะพบว่ามึค่า heat loss ประมาณ 10 % เมื่อเทียบกับค่าความร้อนของน้ำซึ่งยอมรับได้ ทำให้สามารถสรุปได้ว่าการลงประยุกต์ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์กับปัญหานี้ได้

9.3 ปัญหาที่พบ

9.3.1 ปัญหาที่พบด้านการทดลอง

ปัญหาที่ประสบจากการทดลองการทดลองคือ ยังมี heat loss เกิดขึ้นคือความร้อนที่อากาศได้รับไม่เท่ากับความร้อนที่น้ำสูญเสียซึ่งสมการที่แสดงในรูปของสมการที่ 9.1 และ 9.2 ดังนี้

$$\dot{E}_{WATER} \neq \dot{E}_{AIRi} \dots\dots\dots(9.1)$$

$$\dot{E}_{WATER} = \dot{E}_{AIRi} + \text{heatloss} \dots\dots\dots(9.2)$$

ซึ่งสังเกตได้จากตารางที่ 9.1 ได้ยกมาเป็นตัวอย่างเพียงกรณีเดียว คือการทดสอบที่ อัตราการไหลของน้ำ 0.0137 kg/s แต่เท่าที่สังเกตในการทดสอบทุกกรณีทดสอบค่า heat loss ที่มากที่สุดที่พบมีค่าเป็น 9% ของความร้อนของน้ำ

อัตราการไหลของอากาศ (m/s)	อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (kw)	อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (kw)	ค่า heat loss เทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ของความร้อนของน้ำ (%)
0.0167	0.286	0.287	0.0367
0.021	0.338486	0.344443	1.72
0.026	0.39288	0.401821	2.223
0.035	0.458367	0.459191	0.179
0.0420	0.507679	0.516553	1.71
0.05	0.554015	0.573907	3.466

ตารางที่ 9.1 ค่า heat loss ที่อัตราการไหลของน้ำ 0.0137 kg/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

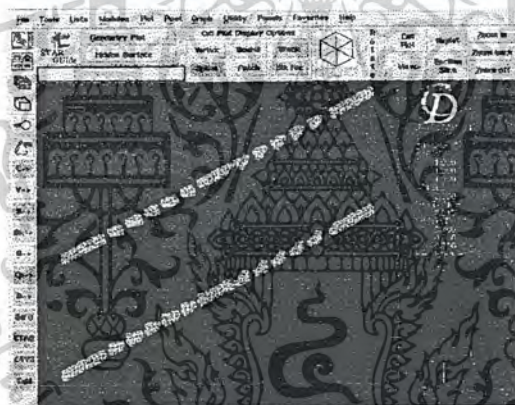
แม้ว่าจะทำการหุ้มฉนวนเพื่อควบคุมการสูญเสียความร้อนในจุดที่ไม่ต้องการให้เกิดการสูญเสียแล้วก็ตาม แต่ก็ยังมี heat loss เกิดขึ้นทั้งนี้จากการวิเคราะห์อาจจะมีส่วนมาจาก

1 เซนเซอร์ของชุดควบคุมอุณหภูมิยังอ่านค่าไม่ถูกต้องเนื่องจากอุณหภูมิทุกจุดในถังน้ำไม่เท่ากันทุกจุด

2.thermocouple ที่ใช้อ่านค่าได้ไม่ละเอียดพอคืออ่านค่าได้เป็นเลขโดด

9.3.2 ปัญหาที่พบ ด้านการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

1. การศึกษาความรู้ทางด้านการตี Mesh ยังไม่มากพอที่จะสามารถทำให้ Node แต่ละจุดลงพอดีกันได้ทุกจุดจึงทำให้เกิดปัญหาเกิดการ Crack ทำให้ไม่สามารถวิเคราะห์ปัญหานี้ได้



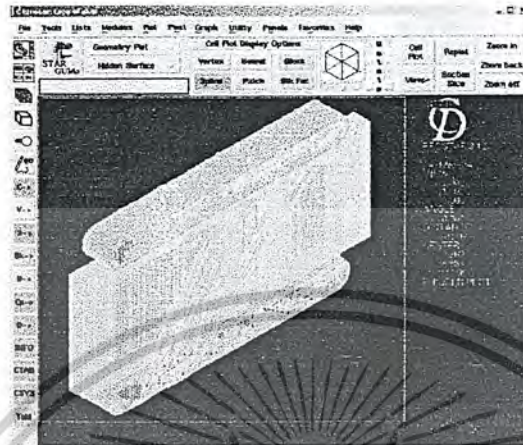
รูปที่ 9.3 แสดงบริเวณที่เกิดการ Crack

2. การศึกษาความรู้ทางด้าน CFD ยังไม่มากพอจึงทำให้เกิดปัญหาเรื่องการแบ่งแยก domain ของทั้ง 3 ชนิด

ออกจากกัน ทำให้ไม่สามารถวิเคราะห์ปัญหานี้ได้

3. ต้องใช้เวลามากในการศึกษาโปรแกรม เนื่องจากไม่มีความรู้ทางด้านนี้มาก่อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 9.4 แสดงปัญหาเรื่องการแบ่งแยก Domain ของทั้ง 3 ชนิดออกจากกัน

9.4 แนวทางแก้ไขและพัฒนา

9.4.1 แนวทางแก้ไขและพัฒนา ด้านการทดลอง

1. ควรจะมีเครื่องมือวัดอุณหภูมิที่อ่านค่าได้ในหลักทศนิยม 2 ตำแหน่งจะทำให้ข้อมูลของอัตราการถ่ายเทความร้อนถูกต้องมากขึ้น
2. ควรเพิ่มใบกวนในถังที่บรรจุน้ำเพื่อให้อุณหภูมิในถังน้ำกระจายเท่ากันทุกจุดเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของชุดควบคุมอุณหภูมิในการทำให้ระบบให้อยู่ในสภาวะคงตัว
3. ควรนำหลักการ Down scale มาใช้ในการคำนวณหาขนาดปั้มน้ำและความเร็วของอากาศที่ใช้ โดยการ down scale จะสนใจค่าอัตราการไหลของอากาศและน้ำในย่านการทำงานจริง

9.4.2 แนวทางแก้ไขพัฒนาด้านการทำแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ถ้าต้องการให้ผลจากการวิเคราะห์จากการ Simulate แม่นยำควรศึกษาความรู้ทางด้าน CFD และการตี Mesh เส้นขอบเขตที่ใช้ในการกำหนดกับโมเดลให้มากขึ้น และควรเริ่มศึกษา โปรแกรมแต่เนิ่นๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก.

ตารางที่ 1 ข้อมูลค่าความเร็วลมแต่ละจุดที่วัดได้จาก hot wire ที่หน้าตัดของท่อลม 11 mmX 59 mm

จุดที่	density	ความเร็วของอุณหภูมิต่อจุด (m/s)					ความเร็วเฉลี่ย (m/s)	อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)
		10 mm	20 mm	30 mm	40 mm	50 mm		
1	1.19	31.8	29	25	21.1	17.4	21.62344	0.0167
2	1.19	33.8	30.7	26.3	21.1	19.1	27.19115	0.021
3	1.19	35.8	32.4	28	22.4	21.5	32.37042	0.025
4	1.19	34.8	32.8	28.3	22.8	18.2	37.54969	0.029
5	1.19	34.1	30.5	27.4	21.5	18.9	50.49786	0.039
6	1.19	35.9	32.6	30.8	23.4	20.6	53.08749	0.041

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข.

ข้อมูลอัตราการถ่ายเทความร้อน, ความดันตกคร่อมของน้ำและอากาศในการทดสอบ
ตารางที่ 2 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 0.0137 kg/s

อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)	0.0167	0.021	0.029	0.035	0.041	0.05
อุณหภูมิอากาศทางเข้า (°C)	30	30	30	31	31	31
อุณหภูมิอากาศทางออก (°C)	47	46	45	44	41	42
อุณหภูมิน้ำทางเข้า (°C)	75	75	75	75	75	75
อุณหภูมิน้ำทางออก (°C)	70	69	68	67	66	65
ค่า Cp ของน้ำ (KJ/kg•K)	4.1906	4.1903	4.19	4.1897	4.1894	4.1891
ค่า Cp ของอากาศ (KJ/kg•K)	1.0074	1.0074	1.0074	1.0074	1.0073	1.0073
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Kw)	0.287056	0.344443	0.401821	0.459191	0.516553	0.573907
อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (Kw)	0.286001	0.338486	0.392886	0.458367	0.507679	0.554015
ความดันตกคร่อมของอากาศ (Pa)	34	35	36	38	45	48
ความดันตกคร่อมของน้ำ (Pa)	48	48	48	48	49	49

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 0.0111 kg/s

อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)	0.0167	0.021	0.029	0.035	0.041	0.05
อุณหภูมิอากาศทางเข้า (°C)	30	30	30	30	31	31
อุณหภูมิอากาศทางออก (°C)	46	45	44	41	42	41
อุณหภูมิน้ำทางเข้า (°C)	75	75	75	75	75	75
อุณหภูมิน้ำทางออก (°C)	69	68	67	66	65	64
ค่า Cp ของน้ำ (KJ/kg•K)	4.1903	4.19	4.1897	4.1894	4.1891	4.1888
ค่า Cp ของอากาศ (KJ/kg•K)	1.0074	1.0074	1.0074	1.0073	1.0073	1.0073
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Kw)	0.279074	0.325563	0.372045	0.418521	0.46499	0.511452
อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (Kw)	0.269177	0.317331	0.366694	0.387811	0.454292	0.50365
ความดันตกคร่อมของอากาศ (Pa)	34	35	36	38	45	48
ความดันตกคร่อมของน้ำ (Pa)	45	45	45	45	45	45

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 0.00921 kg/s

อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)	0.0167	0.021	0.029	0.035	0.041	0.05
อุณหภูมิอากาศทางเข้า (°C)	29	30	31	32	31	31
อุณหภูมิอากาศทางออก (°C)	45	44	42	42	41	40
อุณหภูมิน้ำทางเข้า (°C)	75	75	75	75	75	75
อุณหภูมิน้ำทางออก (°C)	68	67	66	65	64	63
ค่า Cp ของน้ำ (KJ/kg•K)	4.19	4.1897	4.1894	4.1891	4.1888	4.1885
ค่า Cp ของอากาศ (KJ/kg•K)	1.0074	1.0074	1.0073	1.0073	1.0073	1.0073
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Kw)	0.270129	0.308697	0.347259	0.385816	0.424367	0.462913
อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (Kw)	0.269177	0.296176	0.321329	0.352555	0.412993	0.453285
ความดันตกคร่อมของอากาศ (Pa)	34	35	36	38	45	48
ความดันตกคร่อมของน้ำ (Pa)	38	38	39	38	39	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 5 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 0.0075 kg/s

อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)	0.0167	0.021	0.029	0.035	0.041	0.05
อุณหภูมิอากาศทางเข้า (°C)	30	30	32	31	31	31
อุณหภูมิอากาศทางออก (°C)	44	43	42	40	40	39
อุณหภูมิน้ำทางเข้า (°C)	75	75	75	75	75	75
อุณหภูมิน้ำทางออก (°C)	67	66	65	64	63	62
ค่า Cp ของน้ำ (KJ/kg•K)	4.1897	4.1894	4.1891	4.1888	4.1885	4.1882
ค่า Cp ของอากาศ (KJ/kg•K)	1.0074	1.0073	1.0073	1.0073	1.0073	1.0073
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Kw)	0.251382	0.282785	0.314183	0.345576	0.376965	0.40835
อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (Kw)	0.23553	0.274993	0.292117	0.3173	0.371694	0.40292
ความดันตกคร่อมของอากาศ (Pa)	34	35	36	38	45	48
ความดันตกคร่อมของน้ำ (Pa)	36	36	36	36	36	36

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 6 การทดลองที่อัตราการไหลของน้ำ 0.0062 kg/s

อัตราการไหลของอากาศ (kg/s)	0.0167	0.021	0.029	0.035	0.041	0.05
อุณหภูมิอากาศทางเข้า (°C)	30	30	31	32	31	31
อุณหภูมิอากาศทางออก (°C)	43	42	40	40	39	38
อุณหภูมิน้ำทางเข้า (°C)	75	75	75	75	75	75
อุณหภูมิน้ำทางออก (°C)	66	65	64	63	62	61
ค่า Cp ของน้ำ (KJ/kg•K)	4.1894	4.1891	4.1888	4.1885	4.1882	4.1879
ค่า Cp ของอากาศ (KJ/kg•K)	1.0073	1.0073	1.0073	1.0073	1.0073	1.0072
อัตราการถ่ายเทความร้อนของน้ำ (Kw)	0.233769	0.259724	0.285676	0.311624	0.337569	0.36351
อัตราการถ่ายเทความร้อนของอากาศ (Kw)	0.218685	0.25384	0.262905	0.282044	0.330394	0.35252
ความดันตกคร่อมของอากาศ (Pa)	34	35	36	38	45	48
ความดันตกคร่อมของน้ำ (Pa)	35	35	35	35	35	35

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Temperature, T (K)	Pressure, P (bars) ^b	Specific Volume (m ³ /kg)		Heat of Vaporization, h_{fg} (kJ/kg)	Specific Heat (kJ/kg · K)		Viscosity (N · s/m ²)		Thermal Conductivity (W/m · K)		Prandtl Number		Surface Tension, $\sigma_f \cdot 10^3$ (N/m)	Expansion Coefficient, $\beta_f \cdot 10^6$ (K ⁻¹)	Temperature, T (K)
		$v_f \cdot 10^3$	v_g		$c_{p,f}$	$c_{p,g}$	$\mu_f \cdot 10^6$	$\mu_g \cdot 10^6$	$k_f \cdot 10^3$	$k_g \cdot 10^3$	Pr_f	Pr_g			
273.15	0.00611	1.000	206.3	2502	4.217	1.854	1750	8.02	569	18.2	12.99	0.815	75.5	-68.05	273.15
275	0.00697	1.000	181.7	2497	4.211	1.855	1652	8.09	574	18.3	12.22	0.817	75.3	-32.74	275
280	0.00990	1.000	130.4	2485	4.198	1.858	1422	8.29	582	18.6	10.26	0.825	74.8	46.04	280
285	0.01387	1.000	99.4	2473	4.189	1.861	1225	8.49	590	18.9	8.81	0.833	74.3	114.1	285
290	0.01917	1.001	69.7	2461	4.184	1.864	1080	8.69	598	19.3	7.56	0.841	73.7	174.0	290
295	0.02617	1.002	51.94	2449	4.181	1.868	959	8.89	606	19.5	6.62	0.849	72.7	227.5	295
300	0.03531	1.003	39.13	2438	4.179	1.872	855	9.09	613	19.6	5.83	0.857	71.7	276.1	300
305	0.04712	1.005	29.74	2426	4.178	1.877	769	9.29	620	20.1	5.20	0.865	70.9	320.6	305
310	0.06221	1.007	22.93	2414	4.178	1.882	695	9.49	628	20.4	4.62	0.873	70.0	361.9	310
315	0.08132	1.009	17.82	2402	4.179	1.888	631	9.69	634	20.7	4.16	0.883	69.2	400.4	315
320	0.1053	1.011	13.98	2390	4.180	1.895	577	9.89	640	21.0	3.77	0.894	68.3	436.7	320
325	0.1351	1.013	11.06	2378	4.182	1.903	528	10.09	645	21.3	3.42	0.901	67.5	471.2	325
330	0.1719	1.016	8.82	2366	4.184	1.911	489	10.29	650	21.7	3.15	0.908	66.6	504.0	330
335	0.2167	1.018	7.09	2354	4.186	1.920	453	10.49	656	22.0	2.88	0.916	65.8	535.5	335
340	0.2713	1.021	5.74	2342	4.188	1.930	420	10.69	660	22.3	2.66	0.925	64.9	566.0	340
345	0.3372	1.024	4.683	2329	4.191	1.941	389	10.89	668	22.6	2.45	0.933	64.1	595.4	345
350	0.4163	1.027	3.846	2317	4.195	1.954	365	11.09	668	23.0	2.29	0.942	63.2	624.2	350
355	0.5100	1.030	3.180	2304	4.199	1.968	343	11.29	671	23.3	2.14	0.951	62.3	652.3	355
360	0.6209	1.034	2.645	2291	4.203	1.983	324	11.49	674	23.7	2.02	0.960	61.4	697.9	360
365	0.7514	1.038	2.212	2278	4.209	1.999	306	11.69	677	24.1	1.91	0.969	60.5	707.1	365

ตารางที่ 7 คุณสมบัติของอากาศ

ตารางที่ 7

ภาคผนวก ง.

ตารางที่ 8 คุณสมบัติของน้ำ

T (K)	ρ (kg/m ³)	c_p (kJ/kg · K)	$\mu \cdot 10^7$ (N · s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	$k \cdot 10^3$ (W/m · K)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
Air							
100	3.5562	1.032	71.1	2.00	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.590	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	20.92	30.0	29.9	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.690
700	0.4975	1.075	338.8	68.10	52.4	98.0	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709
850	0.4097	1.110	384.3	93.80	59.6	131	0.716
900	0.3868	1.121	398.1	102.9	62.0	143	0.720
950	0.3666	1.131	411.3	112.2	64.3	155	0.723
1000	0.3482	1.141	424.4	121.9	66.7	168	0.726
1100	0.3166	1.159	449.0	141.8	71.5	195	0.728
1200	0.2902	1.175	473.0	162.9	76.3	224	0.728
1300	0.2679	1.189	496.0	185.1	82	238	0.719
1400	0.2488	1.207	530	213	91	303	0.703
1500	0.2322	1.230	557	240	100	350	0.685
1600	0.2177	1.248	584	268	106	390	0.688
1700	0.2049	1.267	611	298	113	435	0.685
1800	0.1935	1.286	637	329	120	482	0.683
1900	0.1833	1.307	663	362	128	534	0.677
2000	0.1741	1.337	689	396	137	589	0.672
2100	0.1658	1.372	715	431	147	646	0.667
2200	0.1582	1.417	740	468	160	714	0.655
2300	0.1513	1.478	766	506	175	783	0.647
2400	0.1448	1.558	792	547	196	869	0.630
2500	0.1389	1.665	818	589	222	960	0.613
3000	0.1135	2.726	955	841	486	1570	0.536

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] Holman, J.P, "Heat transfer", McGraw-Hill, New York 1989.
- [2] ศศ. คร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, "การถ่ายเทความร้อน", ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [3] Robert W .Fox, Alan T.McDonald, "Introduction to Fluid Mechanical", School of Mechanical Engineering Purdue University.
- [4] ยศกร ประทุมวัลย์ และ สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์, "การคำนวณการถ่ายเทความร้อนแบบคอนจูเกตโดยใช้ระเบียบวิธีการไฟไนต์วอลุ่ม", ภาควิชาเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้