

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยกรีบและเทคนิคหมุนวน

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF HEAT EXCHANGER WITH RIBS AND SWIRL FLOW TECHNIQUE

โดย

นาย พลากร ตันกิจเจริญ

นาย พิศุทธิ์ ชัยยศเรืองรอง

นาย ภาคภูมิ รชตะธราดล

อาจารย์ที่ปรึกษา

รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์

เลขหมู่.....

เลขทะเบียน.....62469

วัน,เดือน,ปี 18 ส.ค. 2549

b. 116 2 5 12

i.

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2548

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2548

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะ วิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบและเทคนิคหมุนวน

PERFORMANCE ENHANCEMENT OF HEAT EXCHANGER WITH RIBS AND SWIRL
FLOW TECHNIQUE

ผู้จัดทำ

1. นาย พลากร ตันกิจเจริญ รหัสประจำตัว 45010519
2. นาย พิชุทธิ์ ชิงยศเรืองรอง รหัสประจำตัว 45010531
3. นาย ภาคภูมิ รัชตะธราดล รหัสประจำตัว 45010578


อาจารย์ที่ปรึกษา
(รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบและเทคนิคหมุนวน

นาย พลากร ตันกิจเจริญ 45010519

นาย พิฑูรย์ ชิงยศเรืองรอง 45010531

นาย ภาคภูมิ รัชตะธราดล 45010578

รศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2548

บทคัดย่อ

ปัจจุบันความจำเป็นทางด้านการแลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงานอุตสาหกรรมตั้งแต่ขนาดเล็กจนถึงขนาดใหญ่มีความสำคัญเพิ่มมากขึ้นทำให้จำเป็นต้องมีการศึกษาและวิจัยเพื่อการพัฒนาเทคโนโลยีทางด้านการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น

สำหรับโครงการนี้เป็นการศึกษาปัจจัยที่มีผลต่อการแลกเปลี่ยนความร้อน ได้แก่ ดัดใบบิดและครีบบภายในท่อ ส่งผลให้เกิดการเปลี่ยนแปลงพฤติกรรมกรไหลของของไหลภายในท่อ โดยจะทำการเปรียบเทียบกับกรไหลภายในท่อราบเรียบเพื่อหาความสัมพันธ์ ระหว่างกรไหลภายในท่อที่จะส่งผลต่อความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน อีกทั้งยังมีอิทธิพลให้เกิดแรงดันตกคร่อม (Pressure Drop) ของไหลภายในท่อ ซึ่งเราต้องการการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีแต่ความดันตกคร่อมต่ำ ซึ่งผลสรุปได้ว่าการใส่ใบบิดภายในชุดทดลองทุกกรณีเมื่อเทียบกับกรณีที่ไม่ดัดใบบิดมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้นประมาณ 3% และเป็นผลทำให้ความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้นประมาณ 4% และ ท่อดัดครีบบนั้นจะมีค่าสัมประสิทธิ์ถ่ายเทความร้อนมากกว่ากรณีไม่ดัดครีบบประมาณ 2 – 2.5 เท่าและมีค่าความดันตกคร่อมมากกว่าประมาณ 20 เท่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Performance Enhancement of Heat Exchanger with Ribs and Swirl Technique

Palakorn Tunkitcharoen

Pitoon Yingyosruengrong

Parkpoom Rachatatharadol

Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge Advisor

ABSTRACT

At present, heat transfer in systems is needed and more essential in small and big scale industrial factories that result to research and develop the heat transfer technologies for improving heat exchanger efficiency.

This project is to study factor effecting on the heat exchanger efficiency by swirl from the tape and ribs insert in the tube. The study is made by changing the flow characteristics in the inner tube with a view to finding the relation between flow in the tube with wave plate and the tube without wave plate. Effects of flow characteristics on heat transfer performance and pressure drop in heat transfer are investigated experimentally. The results obtained are compared with the results without swirl from the tape at same condition. In summary, the heat transfer coefficient increase about 3 percents and pressure drop increase about 4 percents. . The results obtained are compared with the results without the ribs at same condition. In summary, the heat transfer coefficient increase about 2-2.5 fold and pressure drop increase about 20 fold.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่อาจเสร็จได้ด้วยดี หากไม่ได้รับความช่วยเหลือ และร่วมมือจากหลาย ๆ ฝ่ายด้วยกัน บุคคลแรกที่ต้องกล่าวถึงเพราะเป็นส่วนสำคัญที่ทำให้วิทยานิพนธ์นี้เสร็จลงได้ก็คือ อาจารย์ รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ที่ให้ความเอาใจใส่แนะนำ และช่วยเหลือเสมอมา ซึ่งต้องขอขอบพระคุณเป็นอย่างมาก

และต้องขอขอบพระคุณบุคคลสำคัญที่สุดที่ทำให้ข้าพเจ้ามีวันนี้ ก็คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพ รักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูผู้เขียนมาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมาในทุกๆ ด้านอันหาที่เปรียบมิได้ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบ ขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นาย พลากร ตันกิจเจริญ
นาย พิฑูรย์ ยิ่งยศเรืองรอง
นาย ภาคภูมิ รัชตะธราดล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้าที่

บทคัดย่อภาษาไทย	A
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	B
กิตติกรรมประกาศ	C
สารบัญ	D
สารบัญภาพ	F
สารบัญตาราง	H
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 ขอบเขตของงานวิจัย	1
1.3 วิธีการดำเนินงาน	1
บทที่ 2 เจาะใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	2
2.1 เจาะใจในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	2
2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล	2
2.1.2 เจาะใจของการเดินเครื่อง	2
2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	3
บทที่ 3 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	6
3.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้	6
3.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน	7
3.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์	8
บทที่ 4 ทฤษฎีคำนวณ	11
4.1 สภาวะการไหล	11
4.2 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่	12
4.3 สหพันธ์การพาความร้อน: การไหลแบบเทอร์บูเลนต์ในท่อกลม	13
บทที่ 5 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	16
5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	16
5.2 วิธีการทดลอง	16
บทที่ 6 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผล	23
6.1 ผลการทดลอง	23
6.2 วิเคราะห์ผลการทดลอง	29

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้าที่
บทที่ 7 การสรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	31
7.1 สรุปผลการทดลอง	31
7.2 ข้อเสนอแนะ	31
บรรณานุกรม	32
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก	33
ภาคผนวก ข	40



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญภาพ

	หน้าที่
รูปที่ 3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น	9
รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	9
รูปที่ 5.1 Blower ที่ใช้ในการทดลอง	17
รูปที่ 5.2 ฮีทเตอร์แบบแผ่น	17
รูปที่ 5.3 อุปกรณ์ปรับแรงดันกระแสไฟ (Dimmer)	18
รูปที่ 5.4 Digital Thermometer	18
รูปที่ 5.5 Digital Differential Pressure	18
รูปที่ 5.6 Inverter	19
รูปที่ 5.7 แสดงอุปกรณ์การวัดความเร็ว และอุณหภูมิของลม	19
รูปที่ 5.8 แสดงขนาดหน้าตัดของครีบทั้งสองทรง	19
รูปที่ 5.9 แสดงการติดตั้งครีบบางทรงกัน	20
รูปที่ 5.10 แสดงการติดตั้งครีบบางเอียงกัน	20
รูปที่ 5.11 ท่อพีวีซีสอดใส่ไบบิคมุมเฟส 360°	20
รูปที่ 5.12 การติดตั้งไบบิคในชุดทดลอง	21
รูปที่ 5.13 โคอะแรมแสดงชุดการทดลอง	21
รูปที่ 5.14 แสดงชุดการทดลอง	22
รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt number ของท่อเปล่าและท่อใส่ไบบิคที่ไม่ได้ติดตั้งครีบ	23
รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number ของท่อเปล่าและท่อใส่ไบบิคที่ไม่ได้ติดตั้งครีบ	24
รูปที่ 6.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt number ของท่อเปล่าเมื่อติดตั้งครีบครึ่งทรงกลมตรงกันและเอียงกัน	25
รูปที่ 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number ของท่อที่ใส่ไบบิคและติดตั้งครีบครึ่งทรงกลมตรงกันและเอียงกัน	25
รูปที่ 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Nusselt number ของท่อเปล่าและท่อที่ใส่ไบบิคที่ติดตั้งครีบทรงสามเหลี่ยมแบบตรงกันและเอียงกัน	26
รูปที่ 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number ของท่อเปล่าและท่อที่ใส่ไบบิคที่ติดตั้งครีบทรงสามเหลี่ยมแบบตรงกันและเอียงกัน	26
รูปที่ 6.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt number ของท่อเปล่าที่ติดตั้งครีบครึ่งทรงกลมกับทรงสามเหลี่ยม แบบตรงกันและเอียงกัน	27

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญภาพ (ต่อ)

	หน้าที่
รูปที่ 6.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number ของท่อเปล่าที่ติดตั้ง ครีบริ่งทรงกลมกับทรงสามเหลี่ยม แบบตรงกันและเอียงกัน	27
รูปที่ 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt number ของท่อใส่ไบบิต ที่ติดตั้งครีบริ่งทรงกลมกับทรงสามเหลี่ยม แบบตรงกันและเอียงกัน	28
รูปที่ 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number ของท่อใส่ไบบิต ที่ติดตั้งครีบริ่งทรงกลมกับทรงสามเหลี่ยม แบบตรงกันและเอียงกัน	28



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญตาราง

	หน้าที่
ตารางภาคผนวก ก.	33
ตารางการประมาณค่าของ T_b, C_p, μ, k และ ρ	34
การทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนเรียบ : ท่อเปล่า	35
การทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนเรียบ : ใส์ไบบิตมูมเฟส 360	35
การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบนำความร้อน	
ติดครีบบรรยากาศทรงกลมตรงกัน : ท่อเปล่า	36
ติดครีบบรรยากาศทรงสามเหลี่ยมตรงกัน : ท่อเปล่า	36
ติดครีบบรรยากาศทรงกลมตรงกัน : ใส์ไบบิตมูมเฟส 360	37
ติดครีบบรรยากาศทรงสามเหลี่ยมตรงกัน : ใส์ไบบิตมูมเฟส 360	37
ติดครีบบรรยากาศทรงกลมเอียงกัน : ท่อเปล่า	38
ติดครีบบรรยากาศทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน : ท่อเปล่า	38
ติดครีบบรรยากาศทรงกลมเอียงกัน : ใส์ไบบิตมูมเฟส 360	39
ติดครีบบรรยากาศทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน : ใส์ไบบิตมูมเฟส 360	39
ตารางภาคผนวก ข.	40

1.1 ความสำคัญและที่มา

ปัจจุบันกระบวนการของงานอุตสาหกรรมเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้มีการวิจัยทดลองโดยวิธีต่างๆ มากมายเพื่อค้นหาหลักการ และข้อมูลเพื่อนำมาออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิภาพเพิ่มขึ้นแต่มีการลดขนาด และลดค่าใช้จ่ายเกี่ยวกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพที่เหมาะสมกับค่าใช้จ่าย

1.2 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

สำหรับ โครงการนี้เราจะทำการศึกษาถึงพฤติกรรมการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อเปล่ากับท่อใส่ท่อใบปิดตลอดหน้าตัดการไหล ที่ไม่มีการติดครีป และที่ทำกรติดครีปรูปทรงต่างๆ ภายในผิวท่อ เพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเปรียบเทียบกับแบบไหนจะให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีว่ากัน และดีว่ากันเพราะเหตุใด

1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

ขอบเขตของงานวิจัยจะทำการศึกษากาการไหลในท่อ 2 ชนิด คือ ท่อที่มีการไหลปกติกับท่อที่มีใบปิดอยู่ภายใน และการติดตั้งครีปรูปทรงต่างๆ ที่พื้นที่ผิวที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อหาว่าท่อชนิดใดมีประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อนดีที่สุด

1.4 วิธีการดำเนินงาน

งานวิจัยของ โครงการนี้เริ่มจากการสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) แบบใช้อากาศโดยท่อมีรูปทรงของหน้าตัดเป็นสี่เหลี่ยมมีการให้ความร้อนจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heater) ที่ผิวท่อด้านบนและด้านล่างในช่วงที่มีความร้อน ทำการบันทึกอุณหภูมิที่ทางเข้า และทางออกของชุดทดลอง จากนั้นทำการหาความร้อนถ่ายเทได้ และค่าความดันตกคร่อม (Pressure Drop) ภายในท่อ จากนั้นและทำการติดตั้งแผ่นปิดบริเวณทางเข้าของช่วงทดลองที่มีการให้ความร้อน และทำการบันทึกข้อมูลเพื่อนำมาวิเคราะห์ท่อที่มีประสิทธิภาพดีที่สุด

บทที่ 2

เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

2.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

คำนิยามของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรม หมายถึง เครื่องมือใดๆ ที่มีกรถ่ายเทความร้อนให้ของไหลที่ไหลผ่านบริเวณที่มีการทำความร้อน ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือคุณสมบัติที่ใช้ จากนั้นจึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุด หัวข้อที่กล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงสุด และถูกหลักเศรษฐกิจด้วย

2.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปนหรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากสิ่งเจือปนอนุภาคของแข็งและตะกอนมักจะสะสมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจนเกิดการกีดขวางการไหลหรือเกาะเป็นคราบติดกับผิวนำความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหยหรือการควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสมอาจเกิดการสันตะเหือนหรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

2.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง

เงื่อนไขต่างๆที่เกี่ยวข้องกับความแข็งแรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดัน และอุณหภูมิของไหลที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อน และความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางเข้าและทางออกจะถูกกำหนดโดยความดัน และอุณหภูมิของเหลวที่ใช้ในการทดลองควรพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้แล้ว ในกรณีที่การเดินเครื่องเป็นช่วงๆ ปริมาณของไหลเวลาที่ใช้ในการเดินเครื่อง และผลต่างของอุณหภูมิที่ขอมให้ได้ในกรณีเดินเครื่องแต่ละครั้งเป็นปัจจัยสำคัญที่ต้องคำนึงถึงด้วย

2.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ถึงแม้ว่าการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน มาตรฐานทั่วไปจะเป็นที่พอใจของความ ต้องการในการใช้งานหน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิและความดันปานกลาง สำหรับกรณีโดยเฉพาะถูกออกแบบ ให้ใช้ได้ในงานพิเศษ ได้มากมาย คือทำงานได้ในช่วงอุณหภูมิ และความดันตั้งแต่ต่ำจนถึงสูงมาก ๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัวถูกออกแบบสำหรับงานหลายชนิด ดังนั้น จุดประสงค์ สำหรับความเหมาะสมที่สุดขึ้นอยู่กับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น ต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนมีน้ำหนักน้อยที่สุด ปริมาตรหรือพื้นที่ในการใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด ตัวอย่างเช่น ถ้าต้นทุนในการผลิต (Initial cost) และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (Operation cost) จะมีค่าสูงเนื่องจาก เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ต้องใช้สารทำงาน (Working Fluid) มากกว่า และต้องใช้ Pump ใหญ่ขึ้น ความดันตกคร่อม (Pressure Drop) มากกว่าด้วย

ต่อมา เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนให้กับของไหลมากที่สุดแต่ความดันตกคร่อม น้อยที่สุด (Pressure Drop) ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยน้อยสุด หรือมีอุณหภูมิสม่ำเสมอที่สุดนั่นเอง

ดังนั้น เพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุดในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่อง แลกเปลี่ยนความร้อน ควรถูกแสดงและการคำนวณมีการทำซ้ำ สำหรับแต่ละการออกแบบที่สามารถแปร ผันได้ จนกระทั่งที่เหมาะสม และยอมรับได้มากที่สุด

Bell อธิบายคอมพิวเตอร์ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยน ความร้อนชนิด Shell-and-tube

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่น คอมพิวเตอร์ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อนและ กระบวนการที่เหมาะสมที่สุด สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

Spalding โครงร่างทั่วไป ลักษณะเด่นของวิธีการทาง Numerical สำหรับการคำนวณ Fluid dynamics และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในขั้นพื้นฐานจะมีการมุ่งความสนใจไปทางด้าน การ ออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่มีประสิทธิภาพสูง

ขั้นแรกของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด คือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

ปัญหาด้านการประเมินค่า (Rating problem) ถูกเกี่ยวข้องกับการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิที่ทางออก และความดันที่ลดลงในแต่ละด้าน และปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ ที่ระบุ ในปัญหาการประเมินค่า คือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน พื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต การจัดการการ ไหล อัตราการไหล และอุณหภูมิที่ทางเข้า

ปัญหาด้านขนาด (Sizing problem) จะเกี่ยวข้องกับการหาค่ามิติของเมตริกซ์ เพื่อคำนวณหาการ ถ่ายเทความร้อนจำเพาะ (Specific heat transfer) และความดันตกคร่อม (Pressure drop) ที่ต้องการ

งานของผู้ที่ออกแบบ คือ การเลือกชนิดของโครงสร้าง การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรง เรขาคณิตทั้งสองด้าน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ คือ อุณหภูมิของไหลที่ทางเข้าและทางออก อัตราการไหล ความดันตกคร่อม (Pressure drop) และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่นของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ในการทำ Subroutine ที่ต้องการให้มีการคำนวณที่หาขนาด และการประเมินค่าอัตราต่างๆ ซึ่งรวมถึงสิ่งต่างๆ ต่อไปนี้

1) การออกแบบโดยเฉพาะ (Specific Design) การออกแบบโดยเฉพาะที่มีการกำหนดแน่นอนที่สมบูรณ์หาได้จาก Computer subroutine ข้อมูลควรรวบรวมชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน การจัดการการไหล พื้นที่ผิวเรขาคณิต ค่าสภาวะการทำงาน เช่น อุณหภูมิที่ทางเข้า ความดัน อัตราการไหล ชนิดของของไหล และอื่นๆ

2) คุณสมบัติของของไหล (Fluid property) คุณสมบัติทางกายภาพหลายๆ อย่างของของไหล เช่น ค่าความร้อนจำเพาะ ความหนาแน่น ความหนืด ค่าการนำความร้อน และเพลนตันนัมเบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกันหรือที่เรียกว่า สหพันธ์ (Correlation)

3) Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรมของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพื้นที่การไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ขนาดลูกคลื่น จำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน และอื่นๆ

4) ความสัมพันธ์ h และ f (h and f relation) ลักษณะเฉพาะของการแลกเปลี่ยนความร้อน และความเสียดทานการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนถูกใช้ในเทอม j และ f และ plot กราฟในความสัมพันธ์ของ Reynolds number และข้อมูล h , f ควรถูกจัดทำขึ้นเป็นสหพันธ์ (Correlation)

5) ประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat transfer efficiency) เมื่อพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น ประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนย่อมจะสูงขึ้นตามไปด้วย

6) ความดันที่ลดลง (Pressure drop) ความดันที่ลดลงสำหรับการไหลภายในท่อเกิดจากความเสียดทานการไหล การเร่ง และการหน่วง อันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อน การหด และขยายตัวของพื้นที่ทางเข้า และทางออกของของไหล

Rating problem ถ้าเป็นปัญหาที่เกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อนหรือ Pressure drop ถัดมา Rating problem จะถูกแก้ปัญหา และเป็นผลให้อัตราการแลกเปลี่ยนความร้อน และความดันลดลงถูกคำนวณ การแก้ปัญหของ Rating problem จะถูกคำนวณโดยคอมพิวเตอร์

Sizing problem ถ้าปัญหาเกี่ยวกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งสัมพันธ์กับขนาดนำหนักหรือพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงราคาด้วย

Optimization problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุดกับงาน โดยเฉพาะดังนั้นปริมาณที่จะถูกทำให้เกิดสภาวะที่เหมาะสมที่สุดควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (maximized) หรือต่ำที่สุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัวถูกเพิ่มเข้ามาหลายๆ วิธีอาจถูกนำมาใช้ให้ได้การออกแบบที่เหมาะสมที่สุด วิธีนั้นก็จะถูกปรับให้เหมาะสมกับแต่ละกรณีที่เกี่ยวข้องกับการแก้ปัญหของ Rating problem หรือ Sizing problem

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาต่ำที่สุด ปัญหาเกี่ยวกับเงื่อนไขต่างๆ เช่น พื้นที่ด้านที่คงที่ (Fixed Area) และช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงเงื่อนไขที่เป็นนัย (Implicit Constraint) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันตกคร่อม (Pressure drop) ที่มากที่สุดครั้งหนึ่งที่วิศวกรรมเลือก ผู้ออกแบบมีทางเลือกในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ขนาดของลูกคลื่น, แอมพลิจูดของคลื่น (Amplitude), ระยะของยอดคลื่น (Pitch), วัสดุที่ใช้ทำลูกคลื่นที่มีผลต่อค่าการนำความร้อนของคลื่น อัตราการไหลของของไหล ดังนั้น ปัญหาที่ต้องคำนวนจะลดลงจากการแก้ปัญหา Rating problem ภายในช่วงของการปรับค่าที่เจาะจง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธี คือ วิธีแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือ จุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีการแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

3.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นการบ่งว่าของไหล 2 ประเภท ที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อน มีสภาวะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสภาวะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

- 1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิดต่างก็เป็นของเหลวซึ่งเพียงแต่ถูกทำให้ร้อนขึ้นหรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันก๊าดกับน้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น
- 2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของเหลวฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสภาวะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอน้ำในระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องต้มน้ำ (Boiler) ของหม้อไอน้ำ ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น
- 3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซซึ่งไม่เกิดขบวนการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทั้งเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น
- 4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะควบแน่นเป็นของเหลวในระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อนยกตัวอย่างเช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับความอบอุ่น โดยการทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ
- 5) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลฝ่ายหนึ่งของผนังถ่ายเทความร้อนจะเป็นก๊าซ ส่วนของไหลอีกฝ่ายหนึ่งเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer หรือ Feed water preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทิ้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งให้ความร้อน
- 6) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ยกตัวอย่างเช่น หม้อไอน้ำแบบท่อในน้ำ (Water tube boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาปและ เครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งควบแน่นไอน้ำให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

วิธีการแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลนี้สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

3.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือ ลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

- 1) เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี่ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งานคือ การระเหยของเหลวให้เป็นไอน้ำ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์ หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้นโดยทั่วไป นอกจากส่วนของ การถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอน้ำด้วย ดังนั้น รูปร่างภายนอกจึงมักจะดูแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์ต่อท่อ
- 2) เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่ออุ่นหรือทำให้ของเหลวร้อนล่วงหน้า เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของขบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามการใช้งาน หรือตามประเภทของไหลที่อุ่นให้ร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler feed water preheater)
- 3) เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยการให้ความร้อน
- 4) เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Super-heater) เครื่องนี้ทำหน้าที่เพิ่มความร้อนแก่ของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อให้อยู่ในสภาวะร้อนยิ่งยวด ยกตัวอย่างเช่น เครื่องดงไอ (Stream superheater) เป็นต้น
- 5) เครื่องต้มซ้ (Boiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่นเพื่อระเหยให้เป็นไอน้ำอีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหม้อกลั่น หน้าที่ของเครื่องในที่นี้คือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันกันหอ เพื่อระเหยองค์ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้มีเป็นแบบกาต้ม (Kettle type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน
- 6) เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่นไอที่ควบแน่นได้ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับมาเป็นน้ำ
- 7) เครื่องควบแน่นหมด (Total condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หม้อกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหม้อกลั่น
- 8) เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหม้อกลั่น แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่น ส่วนหนึ่งของไอที่ออกจากยอดของหม้อกลั่นให้เป็นของเหลว
- 9) เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 10) เครื่องทำให้เย็นจัด (Chiller) เครื่องนี้ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้เหลือต่ำมาก โดยการ
ใช้ตัวทำความเย็น (Refrigerant) จำพวกแอมโมเนียและฟรียอน เป็นต้น
- 11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่
แคบนี้แตกต่างจากเครื่องต่างๆ ที่กล่าวมาแล้วข้างต้นในแง่ที่ว่า มีจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่
ของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่เดียวกับที่ระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง จุดประสงค์
ตั้งแต่ (1) เครื่องระเหย จนถึง (5) เครื่องต้มฆ่า คือ การให้ความร้อนแก่ของไหล ส่วนจุดประสงค์
ของ (6) เครื่องควบแน่น จนถึง (11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนก็คือ ให้และดึงความร้อน แผลง
ความร้อนที่นิยมใช้ในการให้ความร้อนก็คือ ไอน้ำ แต่ในบางครั้งแหล่งความร้อนอาจจะเป็น
ของเหลว เช่น น้ำมันร้อน และน้ำร้อน เป็นต้น หรือเป็นก๊าซเฉื่อยอุณหภูมิสูง เช่น ก๊าซ
คาร์บอนไดออกไซด์ และก๊าซไนโตรเจน หรือเป็นก๊าซที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิง โดยทั่วไป
จะใช้แม่น้ำหรือน้ำบ่อในการระบายความร้อนหรือควบแน่นไอน้ำ แต่ในบางครั้งอาจใช้สารทำความ
เย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรียอน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต้องมีใช้
เสมอกับหอกถัน ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความ
แตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกถัน
จำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่า หอกถันหนึ่งหอกจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4
ประเภท ดังนั้น จึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมี
ความสำคัญมากเพียงไร

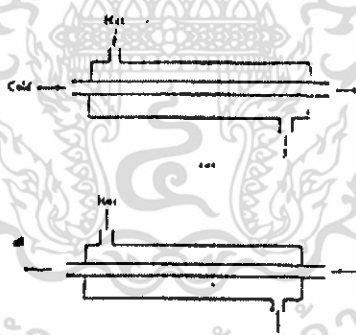
3.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตามโครงสร้างของ
อุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

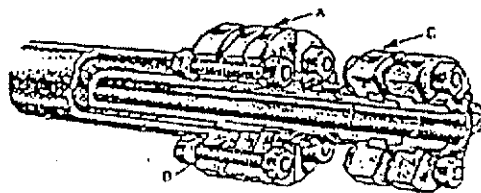
- 1) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้
เป็นแบบง่ายและราคาข้อมเขา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่อง
ระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยน
ความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง โครงสร้างของเครื่อง
ประเภทนี้ไม่ต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียดลออ วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อ
ทองแดง ท่อเหล็กจนถึงวัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระเบื้องดินเผา เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อ
ซิลิกอนสูง (High silicon cast iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Resin) เป็น
ต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดี
คือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่
การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้อัตราการ
ถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการ
ควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- 2) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อน โดยการปล่อยให้ น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับเพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ซึ่งเรียกอื่นๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเกิล (Trickle cooler) แบบทรอมโบน (Trombone cooler) แบบคาสเคด (Cascade cooler) หรือแบบตัว S (S-type cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วยท่อตรง และส่วนโค้ง (Bend) และสามารถวางซ้อนกันหลายๆชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีอุณหภูมิก่อร้อนสูง เพราะโอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ที่ทนการกัดกร่อนเช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อ
- 3) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อนอก โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U (U-bend) ดังในรูป 3.1 บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแสร้ฟัน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรืออุณหภูมิก่อร้อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



รูปที่ 3.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow



รูปที่ 3.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น คือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็นสามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีส่วนสัดเหมือนๆ กัน หลายๆ ชุดมาต่อกันแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (Parallel) เมื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสมประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ แต่ ว่า เมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้น เครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่มีปริมาณการถ่ายเทความร้อนมีค่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตารางเมตร

- 4) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ
- เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขาดแคลนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบ คือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีบ (Fin) โครงเหล็กซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อ และเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Forced-draft) และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ (Induced-draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ ไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือ ไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำหรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของกรณีที่ใช้ น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อดีอย่างอื่นคือ ค่าบำรุงรักษาถูกกว่ากรณีที่ใช้ น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อที่ไม่มี อย่างไรก็ดี ก็มีข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียแรง ต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และต้องเลือกสถานที่ติดตั้งให้ดี

บทที่ 4 ทฤษฎีการคำนวณ

4.1 สภาวะการไหล

การไหลภายในท่อมีข้อแตกต่างจากการไหลภายนอกคือ การไหลภายในท่อมักมีขอบเขตจำกัดโดยที่ความหนาของบาวนด์รีเลเยอร์ไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ได้ เพราะเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่ง บาวนด์รีเลเยอร์จะก่อตัวเต็มหน้าตัดของท่อ จึงไม่สามารถขยายตัวออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอนไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะนี้เรียกว่า การไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (Fully Developed Flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านี้เรียกว่า การไหลที่กำลังปรับตัว (Developing Flow) และเรียกช่วงระยะการไหลแบบนี้ว่า Hydrodynamic Entrance Region

$$Re = \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad (4.1)$$

ซึ่ง

U_m = เป็นความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ

D_h = เป็นเส้นผ่าศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic Diameter)

โดย

$$D_h = \frac{4A_c}{P}$$

ซึ่ง A_c และ P เป็นพื้นที่หน้าตัดและเส้นรอบรูปของการไหลตามลำดับ
เรย์โนลด์นัมเบอร์วิกฤติสำหรับช่วงการไหลจากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนต์ เริ่มต้นจาก

$$Re_{D,c} \approx 2300$$

และการไหลเป็นเทอร์บูเลนต์เต็มที่ ที่ $Re_D \geq 4000$

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ($Re_D \leq 2300$) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว

$$\left(\frac{X_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (4.2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ส่วนการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ ($Re_D \geq 4000$) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับการหาระยะทาง สำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left(\frac{X_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \leq 60 \quad (4.3)$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราสมมุติว่า $X_{fd} \geq 10D$ สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์

4.2 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว
ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (หรือ Dracy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f \equiv \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2 / 2} \quad (4.4)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน C_f ซึ่งบางครั้งเรียกว่า ตัวประกอบเสียดทานเฟนนิ่ง ซึ่งนิยามว่า

$$C_f \equiv \frac{\tau_s}{\rho u_m^2 / 2} \quad (4.5)$$

เพราะว่าแรงเฉือนบนผิวของของไหล เท่ากับบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (4.6)$$

สำหรับการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้วจะได้

$$f = \frac{64}{Re_D} \quad (4.7)$$

สำหรับการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่า ต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทาน สำหรับค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ต่างๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 5.1 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์และสภาวะผิวของท่อซึ่งจะมีค่านองสำหรับผิวเรียบ และเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (ϵ) เพิ่มขึ้น โดยประมาณดังนี้

$$f = 0.316 \text{Re}_D^{-1/4} \quad \text{Re}_D \leq 2 \times 10^4 \quad (4.8)$$

$$f = 0.184 \text{Re}_D^{-1/5} \quad \text{Re}_D \geq 2 \times 10^4 \quad (4.9)$$

$$\Delta P = f \frac{\rho \mu_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (4.10)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยหาได้จาก

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^{r_o} u T r dr \quad (4.11)$$

ค่าของ T_m จะเปลี่ยนแปลงตามแนวแกน x ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก U_m ที่มีค่าคงที่สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน (q_s'') ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆหาได้จาก

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (4.12)$$

ซึ่ง

h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ

T_s = อุณหภูมิที่ผิวท่อ

T = อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

T_m = อุณหภูมิของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

4.3 สหพันธ์การพาความร้อน: การไหลแบบเทอร์บูเลนต์ในท่อกลม

สมการสำหรับการหาการไหลแบบเทอร์บูเลนต์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อ Dittus-Buelter ได้เสนอสมการดังนี้

$$N_{u_D} = 0.023 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^n \quad (4.13)$$

โดยที่ $n = 0.4$ สำหรับการทำให้ร้อน ($T_s > T_m$)

และ $n = 0.3$ สำหรับการทำให้เย็น ($T_s < T_m$)

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากการทดลองดังนี้

$$\left[\begin{array}{l} 0.7 \leq \text{Pr} \leq 160 \\ \text{Re}_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

สมการต่าง ๆ นี้ใช้ได้เพียงเฉพาะกรณีที่ย่อยๆ ที่ความแตกต่างอุณหภูมิ ($T_s - T_m$) ไม่มากนัก โดยคุณสมบัติต่างๆ ที่ T_m สำหรับการไหลที่แสดงลักษณะการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติมากๆ Seider และ Tate ได้แนะนำให้ใช้สมการต่อไปนี้

$$N_{u_D} = 0.027 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (4.14)$$

$$\text{สำหรับ} \left[\begin{array}{l} 0.7 \leq \text{Pr} \leq 16700 \\ \text{Re}_D \geq 10000 \\ \frac{L}{D} \geq 10 \end{array} \right]$$

โดยที่คุณสมบัติต่างๆ ยกเว้นค่า μ_m หาที่ T_m โดยที่ μ_s หาค่าที่ T_s สำหรับการทดลองนี้ สมการที่ใช้ในการทดลองมีดังนี้ ปริมาณความร้อนที่เกิดจากพลังงานไฟฟ้า

$$Q = IV \quad (4.15)$$

ปริมาณความร้อนที่ได้จากพลังงานไฟฟ้า จะมีค่าประมาณเท่ากับปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทให้กับอากาศตามสมการ

$$Q = m C_p (T_{out} - T_{in}) \quad (4.16)$$

ซึ่งค่าปริมาณความร้อนจากสมการทั้งสองที่กล่าวมาข้างต้น จะนำมาใช้หาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย โดยใช้สมการ

$$Q = \bar{h} A_s (\bar{T}_w + \bar{T}_b) \quad (4.17)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จะได้

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)} \quad (4.18)$$

เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์

$$\text{Re} \equiv \frac{\rho U_m D}{\mu} \quad (4.19)$$

สำหรับการทดลอง ค่า Nusselt number สามารถคำนวณจาก

$$\bar{N}_{u,D_h} = \frac{\bar{h} D_h}{k} \quad (4.20)$$

สมการสำหรับการหา $N_{u,D}$ สำหรับกรไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อ Dittus-Buelter ได้เสนอสมการดังนี้

$$N_{u,D} = 0.023 \text{Re}_D^{4/5} \text{Pr}^n \quad (4.21)$$

โดยที่ $n = 0.4$ สำหรับการทำให้ร้อน ($T_s > T_m$) และ $n = 0.3$ สำหรับการทำให้เย็น ($T_s < T_m$)

เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (4.22)$$

ค่า Friction factor หาได้จาก

$$\Delta P = f \frac{L}{D_h} \frac{V^2}{2} \quad (4.23)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

5.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

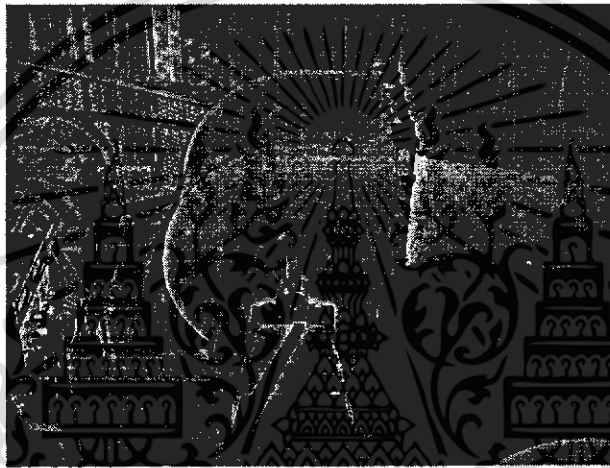
1. อุปกรณ์ปรับแรงดันกระแสไฟ (Dimmer)
2. ฮีตเตอร์แบบแผ่น (Heater)
3. เครื่องวัดอุณหภูมิ (Digital Thermometer)
4. Blower ขนาด 7500 w.
5. Thermocouple Type K
6. ฉนวนใยหิน
7. ชุดท่ออุโมงค์นิยมน้ำคัลซีเหลี่ยมผืนผ้าขนาด $0.3 \times 0.025 \text{ m}^2$
8. อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม (Digital Differential Pressure)
9. อุปกรณ์วัดความเร็วลมโดยใช้เส้นลวดร้อน (Hot Wire)
10. Inverter
11. แผ่นอุโมงค์นิยมน้ำคัลซีรูปทรงครึ่งวงกลม และทรงสามเหลี่ยมฐานกว้าง 12 mm สูง 6 mm
12. ชุดท่อพีวีซีสอดใส่ใบมีดมุมเฟส 360° จำนวน 11 ท่อ

5.2 วิธีการทดลอง

1. เปิดสะพานไฟเพื่อจ่ายไฟให้กับ Blower
2. ควบคุมความเร็วลมของ Blower โดยผ่าน Inverter
3. จ่ายไฟให้กับเครื่องสร้างความร้อน (Heater) โดยจ่ายแรงดันกระแสไฟที่ 50 Volt ตลอดการทดลอง
4. ติดตั้งเทอร์โมคัปเปิลบนตำแหน่งต่างๆของท่อที่ต้องการวัด
5. ติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันตกคร่อมและเครื่องวัดความเร็วลม
6. ตั้ง Inverter ที่ 12 Volt เป็นค่าสูงสุด เพื่อปรับความเร็วของลมให้ Blower มีความเสถียรก่อนที่จะปรับเป็นความเร็วที่ใช้ในการทดลอง
7. เมื่อชุดทดลองพร้อมที่จะทำงาน ทำการปรับอัตราการไหลของลมเพื่อทำการทดลองปรับความเร็วลมโดยตั้ง Inverter ให้มีความเร็วลมที่ 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 และ 10 m/s ตามลำดับ
8. อ่านค่าอุณหภูมิที่จุดต่างๆของช่วงที่มีการทดลองจาก Digital Thermometer และทำการบันทึกค่า โดยจะบันทึกอุณหภูมิที่ตำแหน่งดังนี้
 - อุณหภูมิลมที่ทางเข้า (อุณหภูมิห้อง)
 - อุณหภูมิลมที่ทางออก
 - อุณหภูมิที่ผิวชุดทดลอง 4 ตำแหน่ง
9. บันทึกค่าความดันตกคร่อม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10. รอให้อุณหภูมิของชุดทดลองเข้าสู่สภาวะปกติ (ก่อนให้ความร้อน) จึงทำการทดลองที่ความเร็วลมอื่นๆ ต่อไป
11. ทำการทดลองโดยจะมีการไหลภายในท่อที่ต่างกัน ดังนี้
 - ท่อเปล่า - ไม่ติดครีบอล
 - ท่อเปล่า - ติดครีบอลแบบตรงกัน
 - ท่อเปล่า - ติดครีบอลแบบเอียงกัน
 - ท่อใส่ไบบิคมูมเฟส 360° ตลอดหน้าตัดของท่อ - ไม่ติดครีบอล
 - ท่อใส่ไบบิคมูมเฟส 360° ตลอดหน้าตัดของท่อ - ติดครีบอลแบบตรงกัน
 - ท่อใส่ไบบิคมูมเฟส 360° ตลอดหน้าตัดของท่อ - ติดครีบอลแบบเอียงกัน



รูปที่ 5.1 Blower ที่ใช้ในการทดลอง

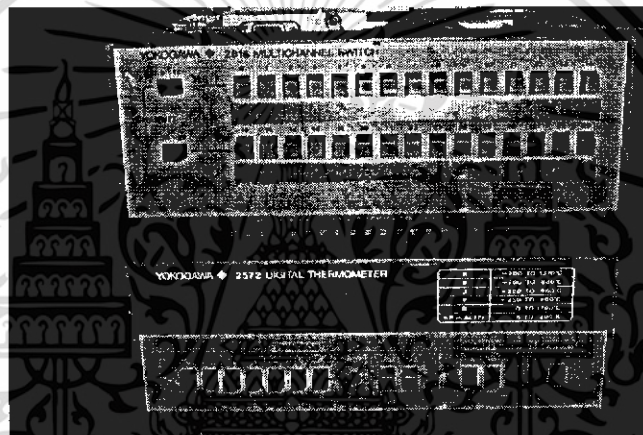


รูปที่ 5.2 ฮีทเตอร์แบบแผ่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการ **62469** ศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3 อุปกรณ์ปรับแรงดันกระแสไฟ (Dimmer)

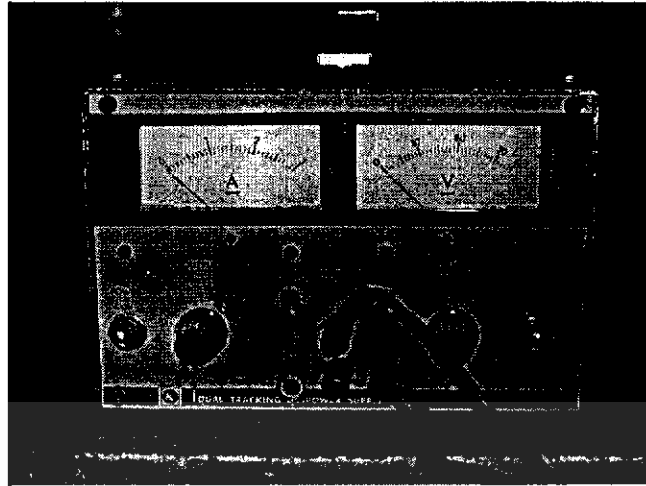


รูปที่ 5.4 Digital Thermometer

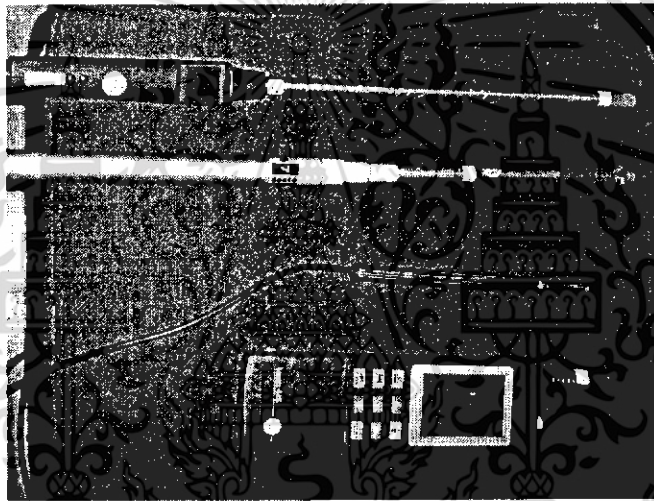


รูปที่ 5.5 Digital Differential Pressure

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

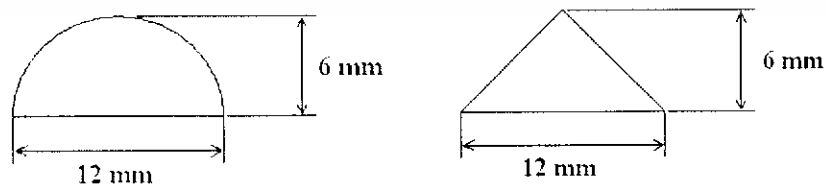


รูปที่ 5.6 Inverter



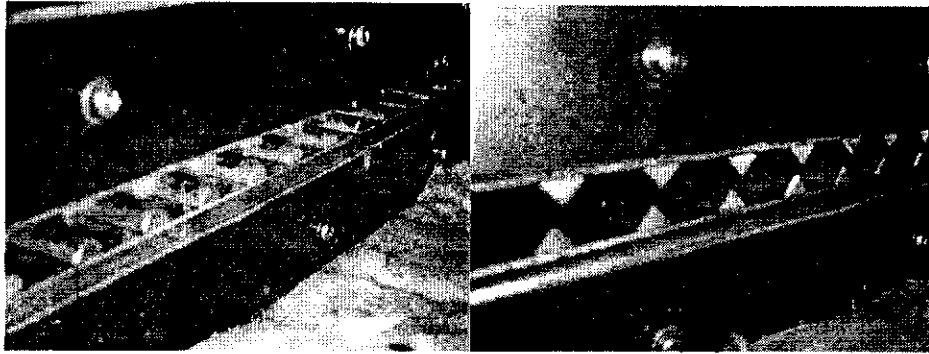
รูปที่ 5.7 แสดงอุปกรณ์การวัดความเร็ว และอุณหภูมิของลม
 รูปบน-หัววัดอุณหภูมิอากาศแบบเซรามิก
 รูปกลาง-หัววัดความเร็วของอากาศ

รูปล่าง-หัววัดความเร็วลมแบบอุปกรณ์วัดความเร็วลมโดยใช้เส้นลวดร้อน (Hot wire)



รูปที่ 5.8 แสดงขนาดหน้าตัดของกริบบั้ทั้งสองทรง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.9 แสดงการติดตั้งครีบบแบบตรงกัน

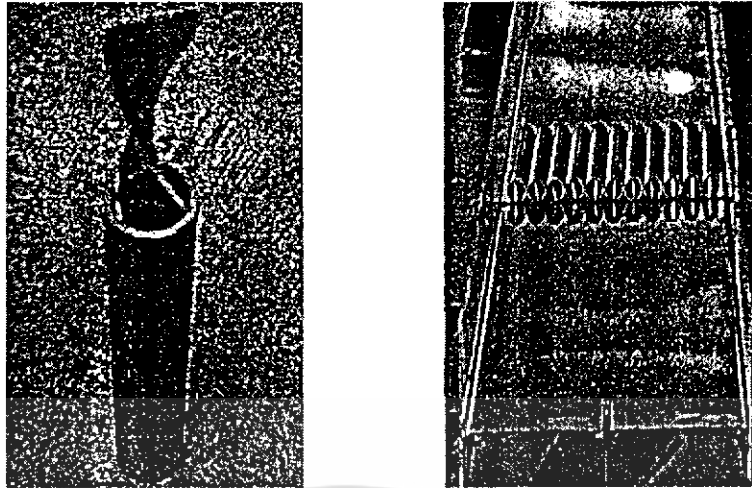


รูปที่ 5.10 แสดงการติดตั้งครีบบแบบเอียงกัน

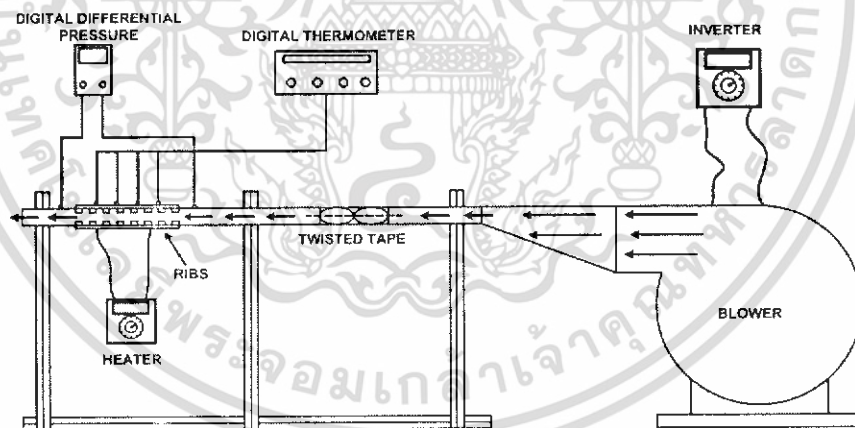


รูปที่ 5.11 ท่อพีวีซีสอดใส่ไบบิตมมเฟส 360°

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

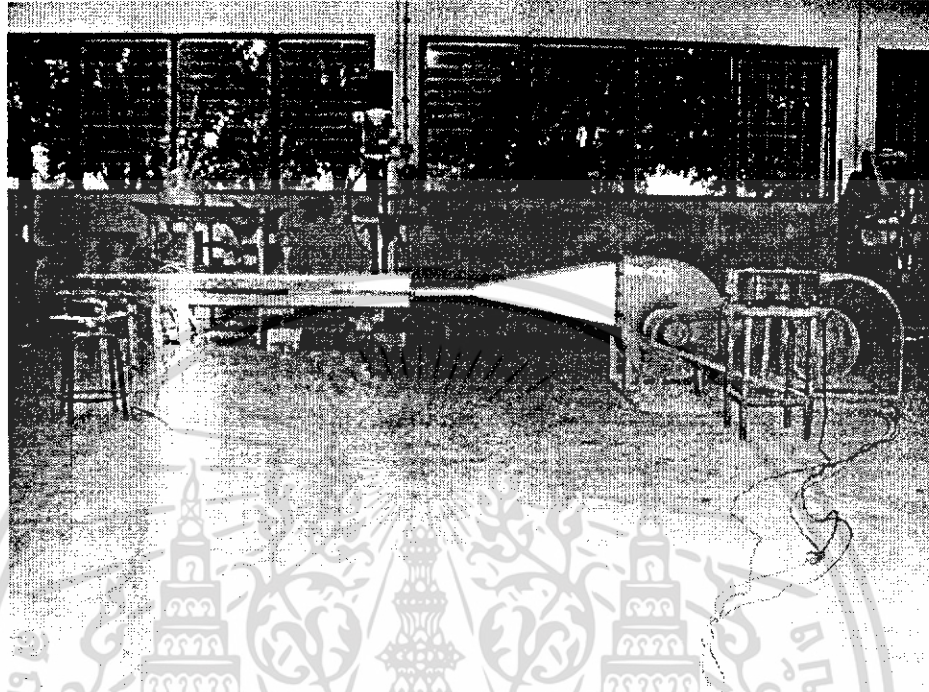


รูปที่ 5.12 การติดตั้งไบบิตในชุดทดลอง



รูปที่ 5.13 ไคอะแกรมแสดงชุดการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.14 แสดงชุดการทดลอง

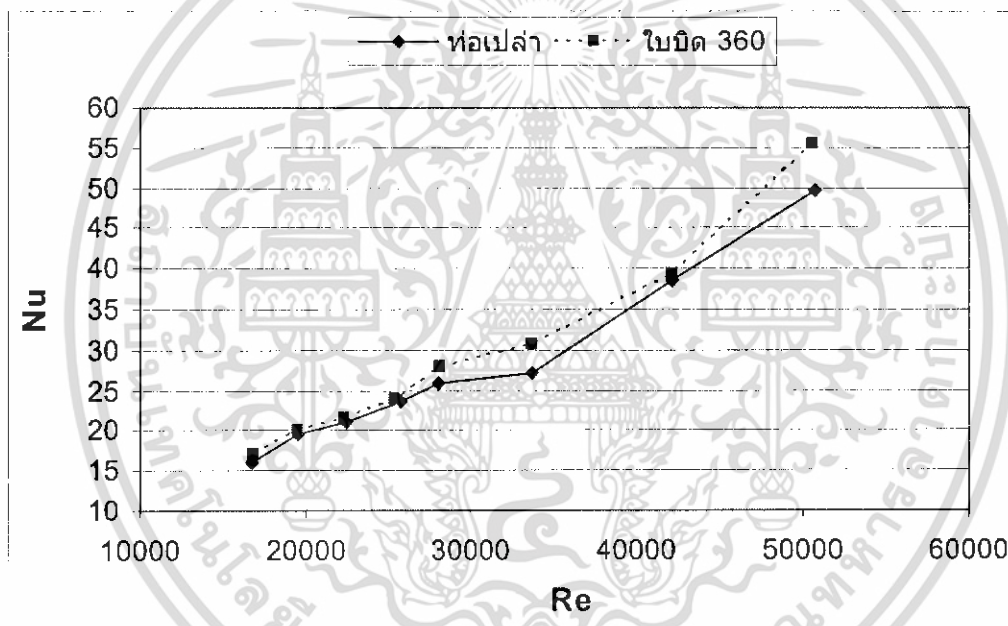
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

ผลการทดลองและวิเคราะห์ผล

6.1 ผลการทดลอง

ตอนที่ 1 หลังจากที่ได้การเตรียมอุปกรณ์และทำการวัดอุณหภูมิทางเข้า ทางออกและที่จุดต่างๆ ของชุดทดลองอุณหภูมิที่ได้ทำให้เราสามารถคำนวณค่าการถ่ายเทความร้อนของชุดทดลองทั้งสามได้แก่ท่อเปล่า ท่อที่ใส่ใบบิต 360° เพื่อนำมาหาค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของ Nusselt number และ Re กำหนดให้ใช้กราฟแบบ $x - y$ กระจายโดยค่าในแกน $x - y$ เป็นค่าลอกกาลิทึม และผลของ Pressure Drop กับ Re ใช้กราฟแบบ $x - y$ กระจาย จะได้ผลการทดลองดังนี้

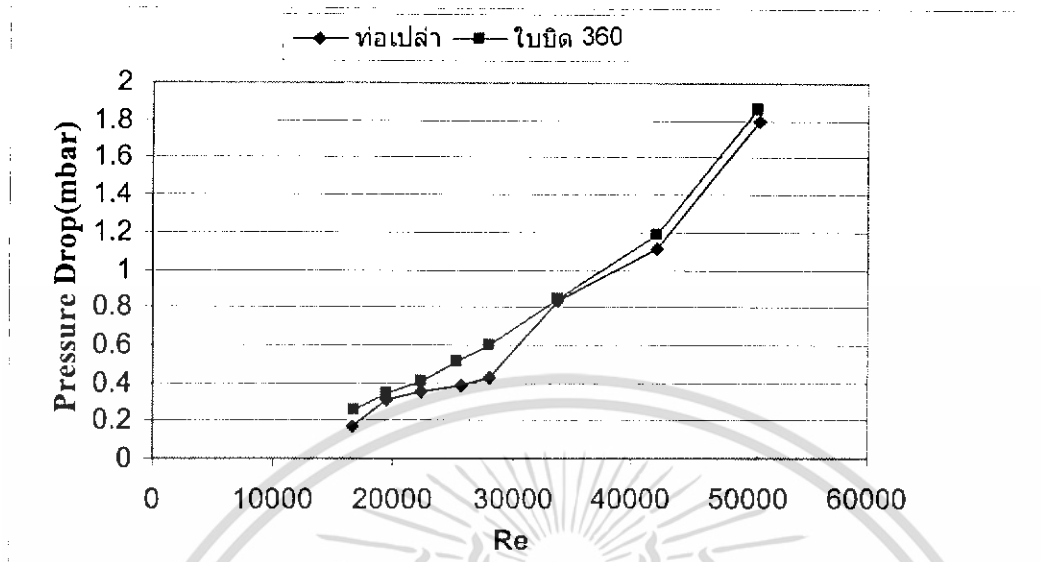


รูปที่ 6.1 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt Number

จากกราฟ จะเห็นว่าเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้น ค่า Nusselt Number จะเพิ่มขึ้นด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

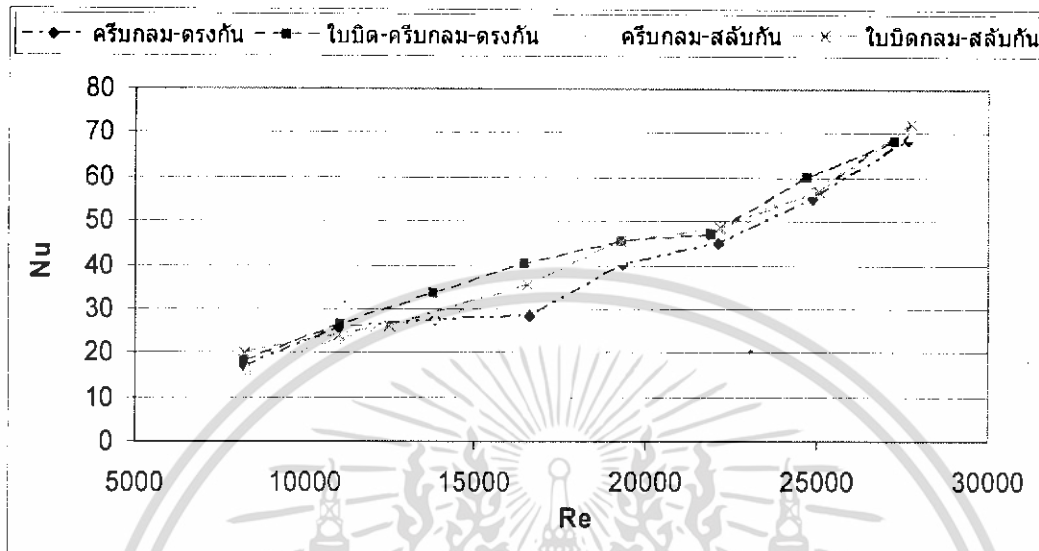
ส่วนความสัมพันธ์ระหว่างความดันตกคร่อมกับ Reynolds number สามารถแสดงได้จากกราฟ 7.2



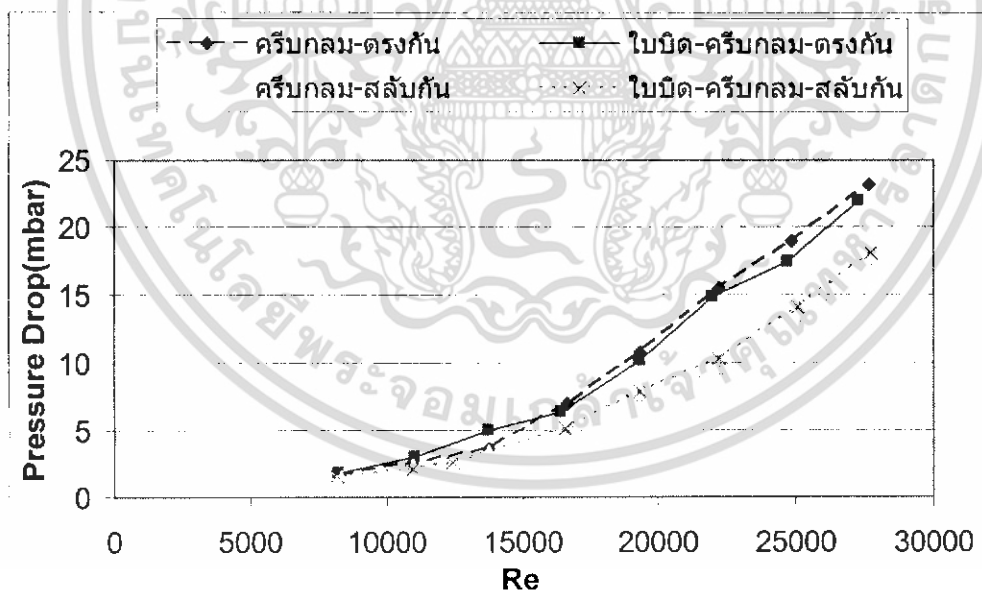
รูปที่ 6.2 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number
จากกราฟจะเห็นว่าเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้น ค่า Nusselt Number จะเพิ่มขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตอนที่ 2 เมื่อทำการติดตั้งครีบริ่งทรงกลมบริเวณที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนและทำการบันทึกค่าต่างๆ เช่นเดียวกับตอนที่ 1 ได้ผลการทดลองในรูปของกราฟที่เปรียบเทียบกันระหว่างการติดครีบริ่งทรงกลม ตรงกันกับการติดครีบริ่งทรงกลมสลับกัน ในรูปของความสัมพันธ์ระหว่าง Re เพิ่มขึ้น ค่า Nu ดังรูป



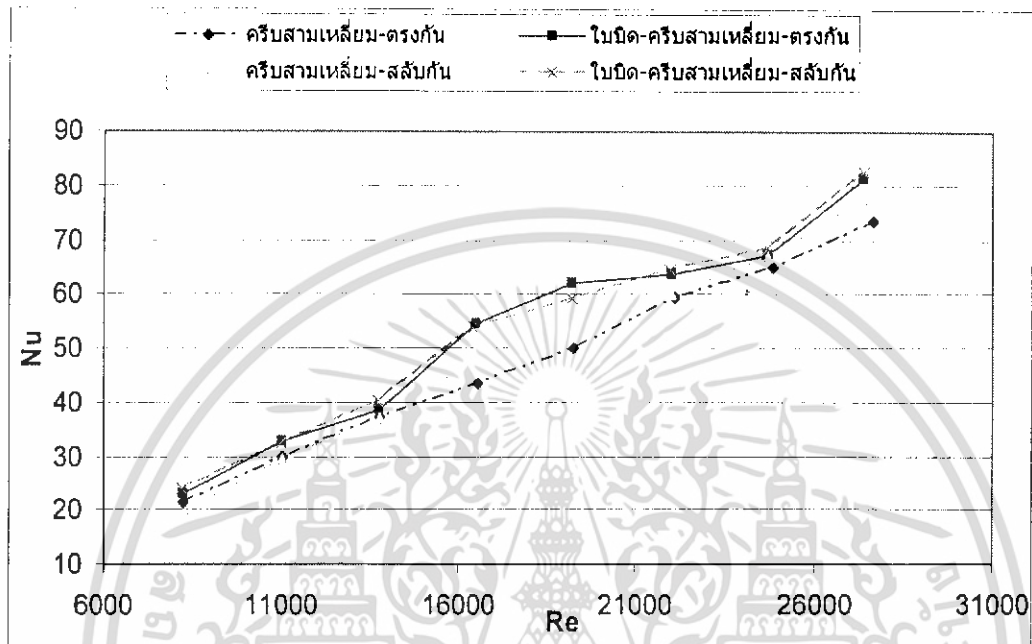
รูปที่ 6.3 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt number



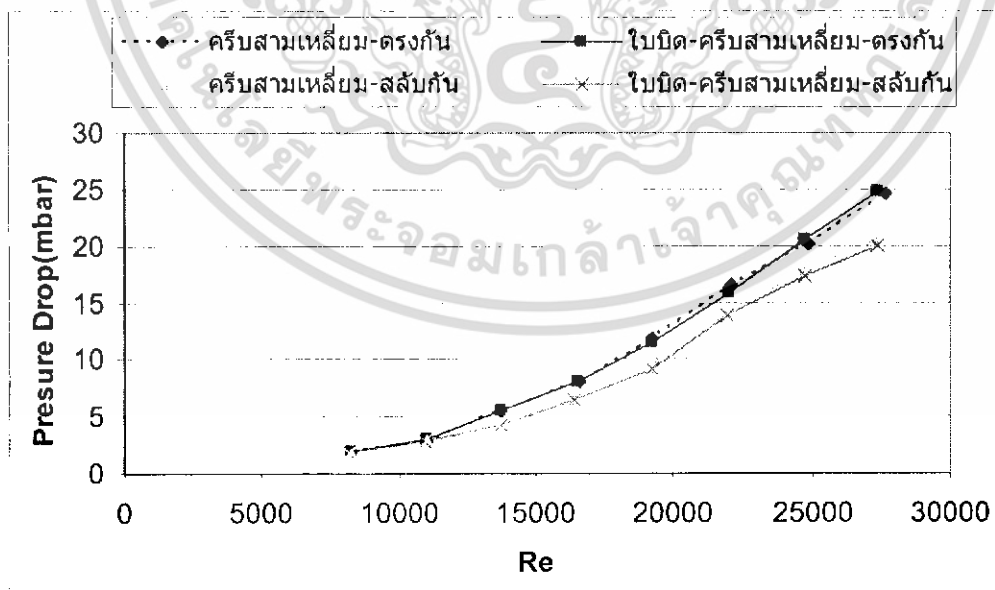
รูปที่ 6.4 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตอนที่ 3 เมื่อทำการติดตั้งครีบทรงสามเหลี่ยมบริเวณที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนและทำการบันทึกค่าต่างๆเช่นเดียวกับตอนที่ 1 ได้ผลการทดลองในรูปของกราฟที่เปรียบเทียบกันระหว่างการติดครีบทรงสามเหลี่ยมตรงกัน กับการติดครีบทรงสามเหลี่ยมสลับกัน ในรูปของความสัมพันธ์ระหว่าง Re เพิ่มขึ้น ค่า Nu ดังรูป



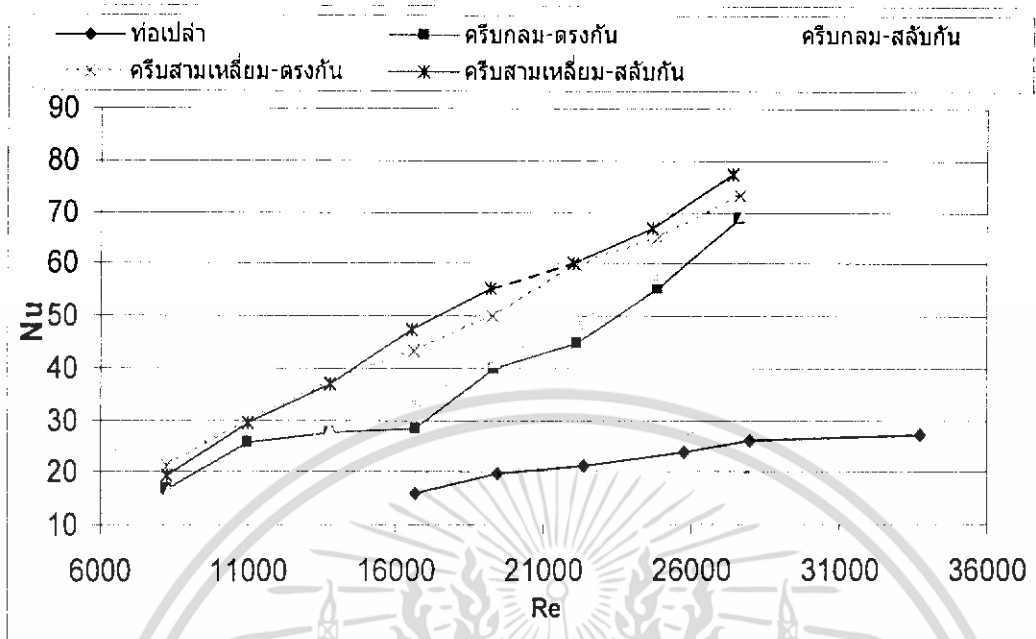
รูปที่ 6.5 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt number



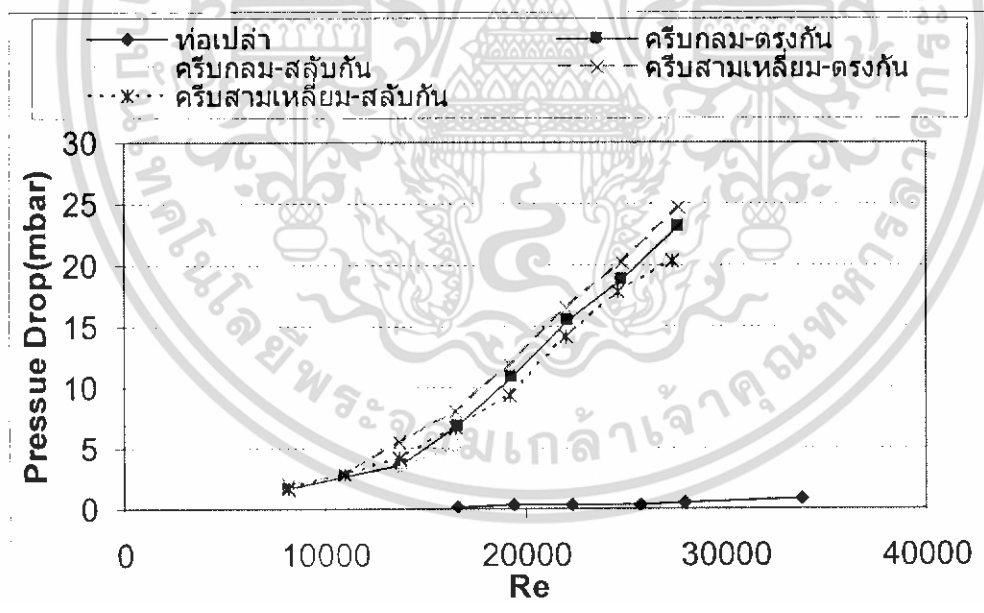
รูปที่ 6.6 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตอนที่ 4 กราฟแสดงการเปรียบเทียบทุกกรณีที่ไม่ได้ติดใบบิด 360°



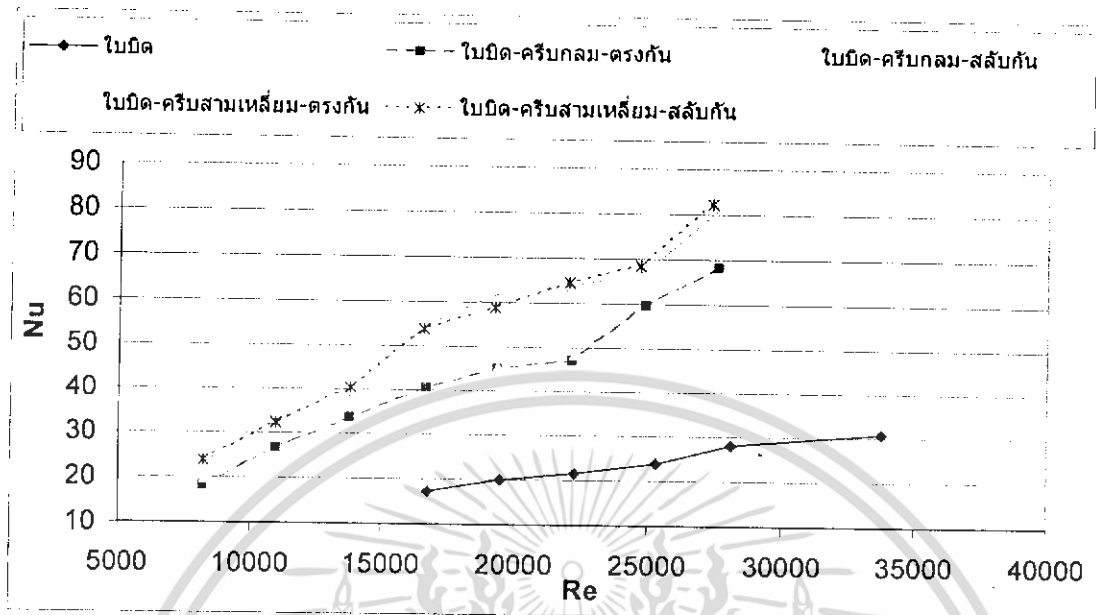
รูปที่ 6.7 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt number



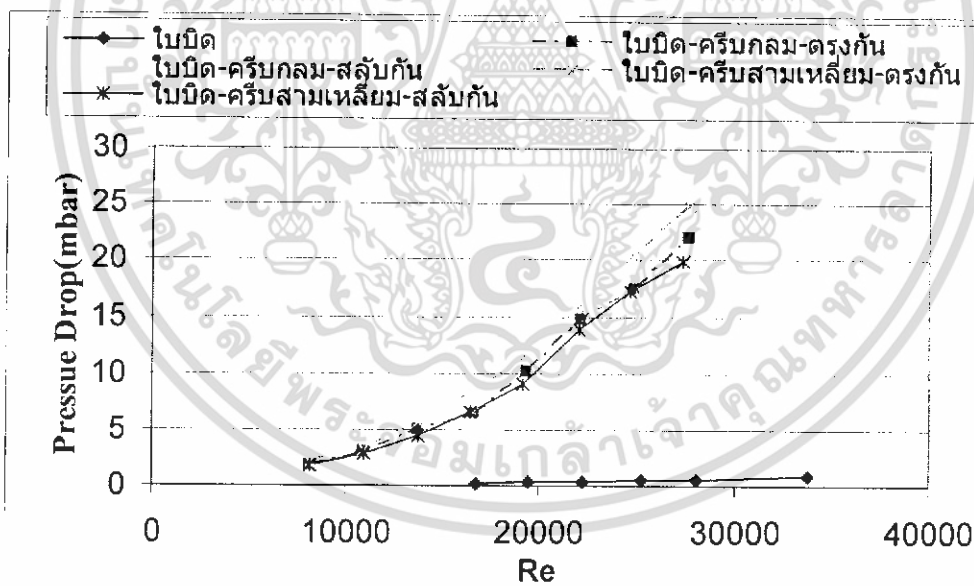
รูปที่ 6.8 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตอนที่ 5 กราฟแสดงการเปรียบเทียบทุกกรณีที่มีการติดใบบิด 360°



รูปที่ 6.9 ความสัมพันธ์ระหว่าง Reynolds number กับ Nusselt number



รูปที่ 6.10 ความสัมพันธ์ระหว่าง Pressure drop กับ Reynolds number

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 การวิเคราะห์ผลการทดลอง

ตอนที่ 1

จากรูป 6.1 จะเห็นว่า Nusselt number (Nu) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อใส่ไบบิตจะมีค่า Nu มากกว่าไม่ใส่ไบบิต ด้วยเหตุที่ว่าอากาศเกิดการปั่นป่วนมากกว่าไม่ใส่ไบบิต ทำให้อากาศเย็นสามารถมาแลกเปลี่ยนความร้อนที่ผิวได้ดี

จากรูปที่ 6.2 จะเห็นได้ว่า เมื่อค่า Re มากขึ้น ค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) จะมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย และจะเห็นว่าชุดทดลองที่ใส่ไบบิต มีค่าความดันตกคร่อม (Pressure Drop) มากกว่าท่อเปล่า ที่เป็นเช่นนี้เกิดขึ้นเนื่องจากอากาศที่ไหลผ่าน ไบบิตจะเกิดการหมุนวนมากกว่าท่อเปล่า ซึ่งจะทำให้อากาศที่เย็นกว่ามีโอกาสที่จะหมุนวนแลกเปลี่ยนอุณหภูมิมากกว่า ในขณะที่เดียวกันเมื่ออากาศมีการไหลวนมากจึงทำให้เกิดแรงดันตกคร่อม (Pressure Drop) สูงตามไปด้วยเพราะอากาศถูกเปลี่ยนทิศทางการอย่างกะทันหัน

ตอนที่ 2

จากรูป 6.3 จะเห็นว่า Nusselt number (Nu) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงกลมตรงกัน จะมีค่า Nusselt number (Nu) ใกล้เคียงกับเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงกลมเอียงกัน

จากรูป 6.4 จะเห็นว่าค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงกลมตรงกัน จะมีค่าความดันตกคร่อม (Pressure Drop) น้อยกว่าเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงกลมเอียงกัน

ตอนที่ 3

จากรูป 6.5 จะเห็นว่า Nusselt number (Nu) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงสามเหลี่ยมตรงกัน จะมีค่า Nusselt number (Nu) ใกล้เคียงกับเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน

จากรูป 6.6 จะเห็นว่า ค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงสามเหลี่ยมตรงกัน จะมีค่าความดันตกคร่อม (Pressure Drop) น้อยกว่าเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน

ตอนที่ 4

จากรูป 6.7 จะเห็นว่า Nusselt number (Nu) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงสามเหลี่ยมตรงกัน จะมีค่า Nusselt number (Nu) มากกว่าเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงกลมตรงกัน เช่นเดียวกันกับ เมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน จะมีค่า Nusselt number (Nu) มากกว่าเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงกลมเอียงกัน

จากรูป 6.8 จะเห็นว่า ค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงสามเหลี่ยมตรงกัน จะมีค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) มากกว่าเมื่อติดตั้งครีบริ่งทรงกลมตรงกัน เช่นเดียวกันกับ เมื่อติดตั้ง

ครีบทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน จะมีค่า ค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) มากกว่าเมื่อติดตั้งครีบทรงทรงกลมเอียงกัน

ตอนที่ 5

จากรูป 6.9 จะเห็นว่า Nusselt number (Nu) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งครีบทรงสามเหลี่ยมตรงกัน จะมีค่า Nusselt number (Nu) มากกว่าเมื่อติดตั้งครีบทรงทรงกลมตรงกัน เช่นเดียวกันกับ เมื่อติดตั้งครีบทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน จะมีค่า Nusselt number (Nu) มากกว่าเมื่อติดตั้งครีบทรงทรงกลมเอียงกัน

จากรูป 6.10 จะเห็นว่า ค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) จะมีค่าเพิ่มมากขึ้นตามค่า Reynolds number (Re) ของการทดลอง โดยเฉพาะเมื่อติดตั้งครีบทรงสามเหลี่ยมตรงกัน จะมีค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) มากกว่าเมื่อติดตั้งครีบทรงทรงกลมตรงกัน เช่นเดียวกันกับ เมื่อติดตั้งครีบทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน จะมีค่าความความดันตกคร่อม (Pressure Drop) มากกว่าเมื่อติดตั้งครีบทรงทรงกลมเอียงกัน



บทที่ 7

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

7.1 สรุปผลการทดลอง

1. จากผลการทดลองสรุปได้ว่า การใส่ใบปิดภายในชุดทดลองทุกกรณีมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) เพิ่มขึ้น
2. จากผลการทดลองสรุปได้ว่า การใส่ใบปิดภายในชุดการทดลองในทุกระณามีผลทำให้ความดันตกคร่อม (Pressure Drop) เพิ่มขึ้นเล็กน้อย
3. จากผลการทดลองสรุปได้ว่าครีบทรงสามเหลี่ยมมีสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) และมีความดันตกคร่อม (Pressure Drop) สูงสุด
4. การจัดครีบให้ตรงกัน และเอียงกันแทบไม่ส่งผลต่อสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน (h) แต่จะมีผลต่อความดันตกคร่อม (Pressure Drop) สูงสุด โดยที่ครีบแบบตรงกันจะมีความดันตกคร่อมสูงกว่าแบบสลับกัน

7.2 ข้อเสนอแนะ

1. ถ้าครีบที่ออกแบบใหญ่เกินไปจะมีผลทำให้ความดันตกคร่อม (Pressure Drop) สูงเกินไปเมื่อเปรียบเทียบกับท่อ ทำให้การเปรียบเทียบผลทำได้ยากในแต่ละความเร็วลม
2. ควรมีการหุ้มฉนวนในบริเวณที่มีการถ่ายเทความร้อนเข้า หรือออกจากระบบและตรวจสอบว่าจุดที่หุ้มฉนวนอยู่ในสภาพดีก่อนการทดลองทุกครั้ง
3. ในการทดลองความเร็วลมค่าต่อไป เมื่อเปลี่ยนความเร็วลมค่าใหม่ แล้วต้องรอให้ชุดการทดลองมีอุณหภูมิผิวในช่วงแลกเปลี่ยนความร้อนกลับสู่สภาพตอนที่ไม่ได้ความร้อนเสียก่อน
4. ก่อนที่จะบันทึกค่าต่างๆ ต้องรอให้ชุดการทดลองมีอุณหภูมิในช่วงแลกเปลี่ยนความร้อนเสถียรเสียก่อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] ผศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ “การถ่ายเทความร้อน”ภาควิชาเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] G.F.Hewill, G.L.Shires, T.Bott, Begel House, “Process Heat Transfer”
- [3] Holman.J.P. “Heat transfer”, Mcgraw – Hill, New York, 1989
- [4] Inrppera, Frank P. ,and David P.Deitt “Fundamentals of Heat and mass Transfer”, Wiley, New York, 1990
- [5] Kenan Yakut, and Bayram Sahin “Flow-induced vibration analysis of conocal rings used for heat transfer enhancement in heat exchangers”, science@direct, 2003
- [6] Fox and Mcdonald “Inoduction to fluid mechanics” Fifth Editon
- [7] “Process Heat Transfer” G.F.Hewill,G.L.Shires, T.Bott, Bogel House

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางการประมาณค่าของ T_b, C_p, μ, k และ ρ

T_b	C_p	μ	k	ρ
34 °C	1007.28	186.75	26.64	11.46
35 °C	1007.32	187.05	26.68	11.44
36 °C	1007.36	187.35	26.73	11.42
37 °C	1007.40	187.70	26.78	11.40
38 °C	1007.44	188.05	26.83	11.38
39 °C	1007.48	188.28	26.88	11.35
40 °C	1007.52	188.58	26.93	11.33
41 °C	1007.56	188.90	26.97	11.31
42 °C	1007.60	189.20	26.02	11.29
43 °C	1007.64	189.50	27.07	11.27
44 °C	1007.68	189.81	27.12	11.25
45 °C	1007.72	190.12	27.17	11.23

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนผิวเรียบ

การทดลองที่ชุดทดลองผิว แลกเปลี่ยนความร้อนผิวเรียบ : ท่อเปล่า

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
T_{in}	32.4	32.4	32.1	32.8	32.8	33.0	33.1	32.4
T_{out}	47.7	44.6	42.7	42.5	41.4	39.3	39.2	39.2
\bar{T}_w	120.3	100.4	94.4	90.1	84.4	78.4	70.3	63.6
ΔP	0.17	0.31	0.35	0.39	0.43	0.83	1.11	1.8
Re	16636	19474	22384	25135	27980	33757	42196	50805
\bar{h}	9.41	11.38	12.31	13.75	15.04	15.76	22.25	28.74
\bar{N}_{Nu_h}	16.13	19.55	21.21	23.66	25.92	27.21	38.26	49.71

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนผิวเรียบ : ใส่ใบบิดมุมเฟส 360°

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
T_{in}	31.6	31.8	32.1	31.9	32.5	32.4	33.0	32.9
T_{out}	44.6	43.0	42.1	40.8	40.7	39.2	38.8	38.2
T_w	102.1	92.85	89.0	72.55	78.6	73.9	67.6	62.45
ΔP	0.26	0.34	0.41	0.51	0.6	0.84	1.19	1.86
Re	16756	19482	22265	25318	28130	33757	42196	50635
\bar{h}	9.95	11.62	12.50	13.83	16.19	17.76	22.76	32.19
\bar{N}_{Nu_h}	17.11	20.0	21.54	23.87	27.79	30.67	39.30	55.57

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบกึ่งทรงกลมตรงกัน

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบกึ่งทรงกลมตรงกัน : ท่อเปล่า

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{in}	33.2	33.3	34.1	34.3	36.2	36.4	37.2	37.7
T_{out}	52.6	49.9	48.6	45.5	46.3	45.0	44.6	44.6
T_w	85.4	80.2	78.15	73.7	66.05	62.25	57.85	55.3
ΔP	1.73	2.59	5.0	6.9	10.8	15.5	18.9	23.2
Re	8234	11015	13815	16636	19342	22105	24868	27631
\bar{h}	9.95	11.62	12.50	13.83	16.19	17.76	22.76	32.19
$\bar{N}_{u_{D_h}}$	16.85	25.69	27.4	28.46	40.08	44.89	55.24	68.56

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบกึ่งทรงกลมตรงกัน : ใส่ใบพัดมุมเฟส 360°

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{in}	32.7	32.2	34.4	36.2	37.1	38.1	39.3	40.5
T_{out}	53.7	50.5	49.6	48.9	47.7	47.0	47.1	47.5
T_w	92.15	80.1	73.55	68.9	65.4	63.75	61.9	58.3
ΔP	1.8	3.1	5.0	6.4	10.2	14.8	17.4	22.0
Re	8234	11053	13769	16468	19277	21957	24702	27353
\bar{h}	10.54	15.52	19.76	23.68	26.46	27.50	39.39	40.01
$\bar{N}_{u_{D_h}}$	17.96	26.56	33.75	40.37	45.19	46.88	59.80	68.09

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบริ่งทรงกลมเยื้องกัน

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบริ่งทรงกลมเยื้องกัน : ท่อเปล่า

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{in}	29.9	32.5	32.5	33.7	35.2	34.5	37.8	36.2
T_{out}	49.5	51.4	49.0	46.9	46.0	45.1	46.3	43.7
T_w	90.95	87.85	82.40	73.55	66.25	64.45	60.75	55.15
ΔP	1.5	2.5	3.5	5.1	7.3	9.6	12.5	17.3
Re	8318	11015	13816	16636	19308	22182	24785	27727
\bar{h}	9.44	13.51	16.36	19.60	24.17	28.31	33.55	40.61
$\bar{N}_{Nu_{Dh}}$	16.18	23.07	28.0	33.60	41.36	48.52	57.31	69.60

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบริ่งทรงกลมเยื้องกัน : ใส่วัสดุมุมเฟส 360°

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{in}	32.5	32.5	32.5	33.3	35.4	35.0	35.0	35.5
T_{out}	55.3	52.6	49.5	47.1	47.9	44.0	43.5	43.1
T_w	91.20	89.20	82.35	73.15	68.75	62.80	58.50	54.30
ΔP	1.48	2.14	3.6	5.15	7.9	10.3	14.1	18.0
Re	8206	10979	12468	16579	19277	22182	25038	27727
\bar{h}	11.82	14.11	15.24	20.64	26.48	28.25	33.03	41.98
$\bar{N}_{Nu_{Dh}}$	20.11	24.06	26.08	35.33	45.22	48.41	56.70	71.94

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบทรงสามเหลี่ยมตรงกัน

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบทรงสามเหลี่ยมตรงกัน : ท่อเปล่า

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{in}	33.5	3.6	34.5	34.8	36.5	36.4	37.2	37.8
T_{out}	53.3	51.6	50.8	48.1	47.5	46.2	45.5	45.2
T_w	82.40	76.30	73.20	67.30	63.80	59.80	57.50	55.70
ΔP	1.93	2.89	5.5	8.0	11.9	16.5	20.2	24.6
Re	8233	11015	13769	16578	19277	22105	24868	27631
\bar{h}	12.45	17.52	21.88	25.36	29.23	34.81	38.0	42.82
$\bar{N}_{u_{Dh}}$	21.23	29.93	37.30	43.40	49.94	59.58	65.03	73.26

ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบทรงสามเหลี่ยมตรงกัน : ใส่ไบบิตนัมเฟส 360°

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{in}	32.7	32.7	34.4	36.2	37.1	37.1	39.0	40.5
T_{out}	53.7	51.0	49.4	50.2	48.1	47.6	47.1	48.1
T_w	81.4	73.3	69.20	63.90	62.0	60.80	58.20	57.30
ΔP	2.05	3.14	5.6	8.1	11.5	15.8	20.5	24.8
Re	8233	11015	13769	16523	19212	22.031	24701	27353
\bar{h}	13.48	17.09	22.53	31.99	36.39	37.34	39.40	47.78
$\bar{N}_{u_{Dh}}$	22.99	32.61	38.48	54.64	62.04	63.76	67.17	81.31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน

การทดลองที่ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน : ท่อเปล่า

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
T_{in}	32.7	32.7	34.4	36.2	37.1	37.1	39.0	40.0
T_{out}	52.2	51.3	50.8	50.4	48.6	47.3	47.8	47.9
T_w	82.50	77.30	73.70	68.40	63.20	61.20	59.90	45.0
ΔP	1.7	2.8	4.2	6.7	9.3	14.2	17.8	20.3
Re	8216	11015	13769	16467	19277	22031	24701	27353
\bar{h}	11.42	17.28	21.62	27.79	32.44	35.22	39.30	45.31
$\bar{N}_{u_{Dh}}$	19.51	29.52	36.93	47.38	55.41	60.16	67.0	77.11

ชุดทดลองผิวแลกเปลี่ยนความร้อนติดครีบทรงสามเหลี่ยมเอียงกัน : ใส่ไบบิคัมเฟส 360°

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
T_m	32.7	32.7	34.4	36.2	37.1	37.1	39.0	40.0
T_{out}	54.5	52.4	51.5	51.6	49.2	47.9	47.9	48
T_w	81.50	76.40	72.70	67.70	63.20	61.20	59.80	57.50
ΔP	1.8	2.9	4.4	6.5	9.1	13.9	17.2	19.9
Re	8205	10978	13723	16411	19212	21957	24701	27353
\bar{h}	14.11	19.06	23.69	31.73	34.58	37.83	40.11	48.43
$\bar{N}_{u_{Dh}}$	24.0	32.49	40.38	54.00	58.96	64.49	68.38	82.41

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก ข

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การคำนวณเกี่ยวกับการทดลอง

1. สำหรับท่อเปล่า

1.1 ค่า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แตกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

$$\text{อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย} \quad T_b = \frac{T_m + T_{out}}{2}$$

$$\text{อุณหภูมิผิวเฉลี่ย} \quad T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s/m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J/kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW/m \cdot K$)

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
$T_b (^{\circ}C)$	40.05	38.5	37.4	37.65	37.1	36.15	36.15	35.5
$T_w (^{\circ}C)$	120.3	100.35	94.35	90.10	84.35	78.4	70.25	63.6
$\mu \times 10^{-7}$	188.58	188.28	187.7	188.05	188.7	187.35	187.35	187.05
ρ	1.133	1.135	1.138	1.138	1.138	1.142	1.142	1.144
C_p	1007.52	1007.88	1007.40	1007.44	1007.40	1007.36	1007.36	1007.32
k	26.93	26.88	26.78	26.83	26.78	26.73	26.73	26.68

1.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
Re	16636	19474	22384	25135	27980	33757	42196	50806

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$m = \frac{\text{Re} \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
$m \times 10^{-3}$	11.37	13.29	15.23	17.13	19.03	22.92	28.65	34.44

1.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_m)}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
\bar{h}	9.41	11.38	12.31	13.75	15.04	15.76	22.25	28.74

1.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{u,h} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
$\bar{N}_{u,h}$	16.13	19.55	21.21	23.66	25.92	27.21	38.26	49.71

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. สำหรับท่อไสไบบิตมมเฟส 360°

2.1 ค่า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แตกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย

$$T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

อุณหภูมิผิวเฉลี่ย

$$T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s / m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg / m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J / kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW / m \cdot K$)

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
$T_b (^{\circ}C)$	38.1	37.4	37.1	36.35	36.6	35.8	35.9	35.55
$T_w (^{\circ}C)$	102.1	92.85	89.0	72.55	78.6	73.9	67.6	62.45
$\mu \times 10^{-7}$	188.05	187.7	187.7	187.35	187.35	187.35	187.35	187.35
ρ	1.138	1.138	1.138	1.142	1.142	1.142	1.142	1.142
C_p	1007.44	1007.40	1007.40	1007.36	1007.36	1007.36	1007.36	1007.36
k	26.83	26.78	26.78	26.73	26.73	26.73	26.73	26.73

2.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
Re	16756	19482	22265	25318	28130	33757	42196	50635

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$\dot{m} = \frac{\text{Re} \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
$\dot{m} \times 10^{-3}$	11.42	13.25	15.14	15.28	19.10	22.92	28.65	34.38

2.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
\bar{h}	9.95	11.62	12.50	13.83	16.19	17.76	22.76	32.19

2.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{u,D_h} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	6	7	8	9	10	12	15	18
\bar{N}_{u,D_h}	17.11	20.0	21.54	23.87	27.79	30.67	39.30	55.57

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. สำหรับท่อเปล่าติดครีบริ่งทรงวงกลมตรงกัน

3.1 ถ้า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แตกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

$$\text{อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย} \quad T_b = \frac{T_m + T_{out}}{2}$$

$$\text{อุณหภูมิผิวเฉลี่ย} \quad T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s / m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg / m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J / kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW / m \cdot K$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_b (^{\circ}C)$	42.8	41.6	41.35	39.9	41.25	40.7	40.9	41.15
$T_w (^{\circ}C)$	85.4	80.2	78.15	73.7	66.05	62.25	57.85	55.3
$\mu \times 10^{-7}$	189.5	189.5	188.9	188.58	188.9	188.9	188.9	188.9
ρ	1.127	1.129	1.131	1.133	1.131	1.131	1.131	1.131
C_p	1007.64	1007.6	1007.56	1007.52	1007.56	1007.56	1007.56	1007.56
k	27.07	27.02	26.97	26.93	26.97	26.97	26.97	26.97

3.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
Re	8234	11015	13815	16636	19342	22105	24868	27631

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$m = \frac{Re \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$m \times 10^{-3}$	5.66	7.55	9.46	11.37	13.24	15.13	17.03	18.92

3.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{h}	9.88	15.04	15.96	16.61	23.42	26.23	32.28	40.07

3.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{u, h} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของกรไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของกรไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$\bar{N}_{u, h}$	16.85	25.69	27.4	28.46	40.08	44.89	55.24	68.56

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4. สำหรับท่อไอเสียบิตูมเฟส 360° ติดครีบกิ่งทรงวงกลมตรงกัน

4.1 ค่า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แตกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย

$$T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

อุณหภูมิมวลเฉลี่ย

$$T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s/m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J/kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW/m \cdot K$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_b (^{\circ}C)$	43.2	32.2	34.4	36.2	37.1	38.1	39.3	40.5
$T_w (^{\circ}C)$	92.15	80.1	73.55	68.9	65.4	63.75	61.9	58.3
$\mu \times 10^{-7}$	189.50	188.90	189.20	189.50	189.20	189.50	189.50	189.91
ρ	1.127	1.131	1.129	1.127	1.129	1.127	1.127	1.125
C_p	1007.64	1007.56	1007.6	1007.64	1007.6	1007.64	1007.64	1007.68
k	27.07	26.97	27.02	27.07	27.02	27.07	27.07	27.12

4.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
Re	8234	11053	13769	16468	19277	21957	24702	27353

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$m = \frac{Re \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$m \times 10^{-3}$	5.65	7.56	9.44	11.31	13.22	15.08	16.97	18.82

4.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{h}	10.54	15.52	19.76	23.68	26.46	27.50	39.39	40.01

4.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{Nu_h} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{N}_{Nu_h}	17.96	26.56	33.75	40.37	45.19	46.88	59.80	68.09

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. สำหรับท่อเปล่าติดครีบริ่งทรงวงกลมเยื้องกัน

5.1 ค่า μ , ρ , C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แตกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย

$$T_b = \frac{T_m + T_{ou}}{2}$$

อุณหภูมิผิวเฉลี่ย

$$T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s / m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg / m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J / kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW / m \cdot K$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_b (^{\circ}C)$	39.7	41.95	40.75	40.30	40.60	39.80	42.05	39.95
$T_w (^{\circ}C)$	90.95	87.85	82.40	73.55	66.25	64.45	60.75	55.15
$\mu \times 10^{-7}$	188.58	189.20	188.90	188.54	188.90	188.54	189.20	188.58
ρ	1.133	1.129	1.133	1.133	1.131	1.133	1.129	1.133
C_p	1007.52	1007.6	1007.56	1007.52	1007.56	1007.52	1007.60	1007.52
k	26.93	27.02	26.97	26.93	26.97	26.93	27.02	26.93

5.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
Re	8318	11015	13816	16636	19308	22182	24785	27727

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$\dot{m} = \frac{\text{Re} \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$\dot{m} \times 10^{-3}$	5.64	7.55	9.51	11.37	13.22	15.16	16.99	18.95

5.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{h}	9.44	13.51	16.36	19.60	24.17	28.31	33.55	40.61

5.5 ค่า Nusselt number

$$\overline{Nu}_{D_h} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\overline{Nu}_{D_h}	16.18	23.07	28.0	33.60	41.36	48.52	57.31	69.60

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. สำหรับท่อใส่ไบบิตมูมเฟส 360° ติดกริบครึ่งทรงวงกลมเยื้องกัน

6.1 ค่า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แยกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย

$$T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

อุณหภูมิผิวเฉลี่ย

$$T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s/m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J/kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW/m \cdot K$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_b (^{\circ}C)$	43.9	42.55	41.0	40.2	41.65	39.50	39.40	39.50
$T_w (^{\circ}C)$	91.20	89.20	82.35	73.15	68.75	62.80	58.50	54.30
$\mu \times 10^{-7}$	189.81	189.50	189.81	188.90	189.20	188.58	188.28	188.58
ρ	1.125	1.127	1.125	1.131	1.129	1.133	1.135	1.133
C_p	1007.68	1007.64	1007.68	1007.56	1007.60	1007.56	1007.48	1007.52
k	27.12	27.07	27.12	26.97	27.02	26.93	26.88	26.93

6.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
Re	8206	10979	12468	16579	19277	22182	25038	27727

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$m = \frac{Re \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$m \times 10^{-3}$	5.64	7.54	8.53	11.35	13.22	15.16	17.09	18.95

6.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{h}	11.82	14.11	15.24	20.64	26.48	28.25	33.03	41.98

6.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{u,ph} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$\bar{N}_{u,ph}$	20.11	24.06	26.08	35.33	45.22	48.41	56.70	71.94

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. สำหรับท่อเปล่าติดครีบทรงสามเหลี่ยมตรงกัน

7.1 ค่า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แยกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

$$\text{อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย} \quad T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

$$\text{อุณหภูมิผิวเฉลี่ย} \quad T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s / m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg / m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J / kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW / m \cdot K$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_b (^{\circ}C)$	43.40	42.60	42.65	41.45	42.0	41.30	41.35	41.50
$T_w (^{\circ}C)$	82.40	76.30	73.20	67.30	63.80	59.80	57.50	55.70
$\mu \times 10^{-7}$	189.50	189.20	189.20	188.90	189.20	188.90	188.90	188.90
ρ	1.127	1.129	1.129	1.131	1.129	1.131	1.131	1.131
C_p	1007.64	1007.6	1007.6	1007.56	1007.60	1007.56	1007.56	1007.56
k	27.07	27.02	27.07	26.97	27.02	26.97	26.97	26.97

7.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
Re	8233	11015	13769	16578	19277	22105	24868	27631

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$m = \frac{\text{Re} \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$m \times 10^{-3}$	5.65	7.55	9.44	11.35	13.21	15.13	17.02	18.91

7.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{h}	12.45	17.52	21.88	25.36	29.23	34.81	38.0	42.82

7.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{Nu} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{N}_{Nu}	21.23	29.93	37.30	43.40	49.94	59.58	65.03	73.26

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. สำหรับท่อไอไบบิตมุมเฟส 360° ติดกริบทรงสามเหลี่ยมตรงกัน

8.1 ค่า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แตกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

$$\text{อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย} \quad T_b = \frac{T_m + T_{out}}{2}$$

$$\text{อุณหภูมิผิวเฉลี่ย} \quad T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s / m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg / m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J / kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW / m \cdot K$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_b (^{\circ}C)$	43.20	41.85	41.90	43.20	43.10	42.35	43.05	44.30
$T_w (^{\circ}C)$	81.4	73.3	69.20	63.90	62.0	60.80	58.20	57.30
$\mu \times 10^{-7}$	189.50	189.20	189.20	189.20	189.50	189.20	189.50	189.81
ρ	1.127	1.129	1.129	1.129	1.127	1.129	1.127	1.125
C_p	1007.64	1007.60	1007.60	1007.60	1007.64	1007.60	1007.64	1007.68
k	27.07	27.02	27.02	27.02	27.07	27.02	27.07	27.12

8.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
Re	8233	11015	13769	16523	19212	22.031	24701	27353

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$m = \frac{Re \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$m \times 10^{-3}$	5.64	7.55	9.44	11.33	13.19	15.11	16.96	18.88

8.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{h}	13.48	17.09	22.53	31.99	36.39	37.34	39.40	47.78

8.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{u_{D_h}} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$\bar{N}_{u_{D_h}}$	22.99	32.61	38.48	54.64	62.04	63.76	67.17	81.31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. สำหรับท่อเปล่าติดครีบทรงสามเหลี่ยมสลับกัน

9.1 ค่า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แตกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

$$\begin{aligned} \text{อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย} \quad T_b &= \frac{T_m + T_{out.}}{2} \\ \text{อุณหภูมิมิถุนเฉลี่ย} \quad T &= \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4} \end{aligned}$$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s/m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg/m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J/kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW/m \cdot K$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_b (^{\circ}C)$	42.45	42.0	42.60	43.30	42.85	42.20	43.40	43.95
$T_w (^{\circ}C)$	82.50	77.30	73.70	68.40	63.20	61.20	59.90	45.0
$\mu \times 10^{-7}$	189.20	189.20	189.20	189.50	189.20	189.20	189.50	189.81
ρ	1.129	1.129	1.129	1.127	1.129	1.129	1.127	1.125
C_p	1007.60	1007.60	1007.60	1007.64	1007.60	1007.60	1007.64	1007.68
k	27.02	27.02	27.02	27.07	27.02	27.02	27.07	27.12

9.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
Re	8216	11015	13769	16467	19277	22031	24701	27353

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$m = \frac{\text{Re} \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$m \times 10^{-3}$	5.66	7.55	9.44	11.31	13.21	15.11	16.96	18.81

9.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{h}	11.42	17.28	21.62	27.79	32.44	35.22	39.30	45.31

9.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{u_{D_h}} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$\bar{N}_{u_{D_h}}$	19.51	29.52	36.93	47.38	55.41	60.16	67.0	77.11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10. สำหรับท่อไอเสียบิวดมูมเฟส 360° ติดกริบทรงสามเหลี่ยมเยื้องกัน

10.1 ค่า μ, ρ, C_p และ k จะมีอุณหภูมิอากาศเฉลี่ย (T_b) แยกต่างกันไปในแต่ละความเร็วเฉลี่ย (U_m)

อุณหภูมิอากาศเฉลี่ย $T_b = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$

อุณหภูมิผิวเฉลี่ย $T = \frac{T_1 + T_2 + T_3 + T_4}{4}$

U_m คือ ความเร็วเฉลี่ย (m/s)

μ คือ ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล ($N \cdot s / m^2$)

ρ คือ ความหนาแน่นของอากาศ (kg / m^3)

C_p คือ ค่าคงที่จำเพาะของอากาศ ($J / kg \cdot K$)

k คือ ค่าคงที่ ($kW / m \cdot K$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$T_b (^\circ C)$	43.6	42.55	42.95	43.90	43.15	42.50	43.45	44.0
$T_w (^\circ C)$	81.50	76.40	72.70	67.70	63.20	61.20	59.80	57.50
$\mu \times 10^{-7}$	189.81	189.50	189.50	189.81	189.50	189.50	189.50	189.81
ρ	1.125	1.127	1.127	1.125	1.127	1.127	1.127	1.125
C_p	1007.68	1007.64	1007.64	1007.68	1007.64	1007.64	1007.64	1007.68
k	27.12	27.07	27.07	27.12	27.07	27.07	27.07	27.12

10.2 การคำนวณหาเรย์โนลด์ส์นัมเบอร์ที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$Re = \frac{\rho U_m D_h}{\mu}$$

โดย D_h คือ เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (ประมาณ 0.4615)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
Re	8205	10978	13723	16411	19212	21957	24701	27353

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

10.3 การคำนวณหาอัตราการไหลที่ความเร็วเฉลี่ยต่างๆ

$$m = \frac{Re \pi D_h \mu}{4}$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$m \times 10^{-3}$	5.64	7.54	9.42	11.29	13.19	15.08	16.96	18.81

10.4 ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉลี่ย

$$\bar{h} = \frac{m C_p (T_{out} - T_{in})}{A_s (T_w - T_b)}$$

โดย A_s คือ พื้นที่ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือบริเวณที่มีการติดตั้งอุปกรณ์ทำความร้อน

$$(A_s = 2 \times 0.40 \times 0.29)$$

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
\bar{h}	14.11	19.06	23.69	31.73	34.58	37.83	40.11	48.43

10.5 ค่า Nusselt number

$$\bar{N}_{u_{D_h}} = \frac{\bar{h} D_h}{k}$$

โดย $D_h = \frac{4A_c}{P}$

A_c คือ พื้นที่หน้าตัดของการไหล ($0.30 \times 0.025 \text{ m}^2$)

P คือ เส้นรอบรูปของการไหล ($0.30 + 0.30 + 0.025 + 0.025 \text{ m}$)

U_m	3	4	5	6	7	8	9	10
$\bar{N}_{u_{D_h}}$	24.0	32.49	40.38	54.00	58.96	64.49	68.38	82.41

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สวอนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้