

การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบช่องแผ่นชน  
มุมการติดตั้งครีบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัว V

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN  
RECTANGULAR CHANNEL HEAT EXCHANGER WITH V-SHAPED  
TRIANGULAR AND RECTANGULAR RIBS



วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2553

KMITL-2010-EN-M-030-049

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบช่องแผ่นขนาน  
ที่มีการติดตั้งกริปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN  
RECTANGULAR CHANNEL HEAT EXCHANGER WITH V-SHAPED  
TRIANGULAR AND RECTANGULAR RIBS



T110545



อธิการบดี

CHITAKORN KHANOKNAIYAKARN

กพ.  
๖๓๙๒๗  
๒๕๕๓  
ร.๒

เลขหมู่.....  
เลขทะเบียน 110545  
วัน,เดือน,ปี. - 4 พ.ย. 2553

b. 12258544  
i.....

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

พ.ศ. 2553

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรณีที่มีการศึกษาเท่านั้น อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
KMITL-2010-EN-M-030-049  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF HEAT TRANSFER IN  
RECTANGULAR CHANNEL HEAT EXCHANGER WITH V-SHAPED  
TRIANGULAR AND RECTANGULAR RIBS**



**A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILLMENT  
OF THE REQUIREMENT FOR THE DEGREE OF  
MASTER OF ENGINEERING IN MECHANICAL ENGINEERING  
FACULTY OF ENGINEERING  
KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

**2010**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**KMITL-2010-EN-M-030-049**



**COPYRIGHT 2010**

**FACULTY OF ENGINEERING**

**KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG**

เอกสารนี้เป็นทรัพย์สินของสถาบันฯ ที่ขอสงวนลิขสิทธิ์ไว้ ไม่อนุญาตให้ไปลงหรือใช้ไปใช้ในประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**คณะวิศวกรรมศาสตร์**  
**สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง**  
**ใบรับรองวิทยานิพนธ์**

**หัวข้อวิทยานิพนธ์** การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบช่องแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี

**Thesis Title** Experimental Investigation of Heat Transfer in Rectangular Channel Heat Exchanger with V-shaped Triangular and Rectangular Ribs

**นักศึกษา** นายจิตรกร กนกนัยการ

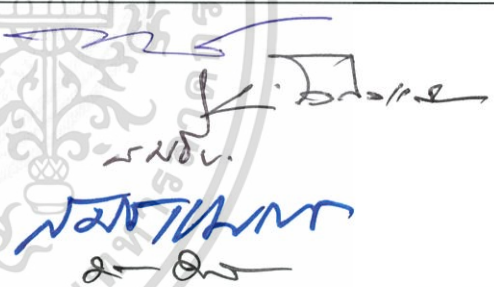
**รหัสประจำตัว** 48060312

**ปริญญา** วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

**สาขาวิชา** วิศวกรรมเครื่องกล

**อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์** รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงค์

**หมายเลขวิทยานิพนธ์** KMITL-2010-EN-M-030-049

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์		ลายมือชื่อ
รศ.ดร.จารุวัตร	เจริญสุข	
ผศ.มิ่ง	โลกิจแสงทอง	
รศ.ดร.สมชัย	นรเศรษฐ์ โสภาน	
รศ.ดร.สมิทธิ์	เอี่ยมสอาด	
รศ.ดร.พงษ์เจต	พรหมวงค์	

วัน / เดือน / ปี ที่สอบ วันศุกร์ที่ 7 พฤษภาคม พ.ศ. 2553 เวลา 13.00-15.00 น.

สถานที่สอบ ณ อาคาร A ชั้น 3 ห้องประชุม 1

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

KING MONGKUT'S INSTITUTE OF TECHNOLOGY LADKRABANG

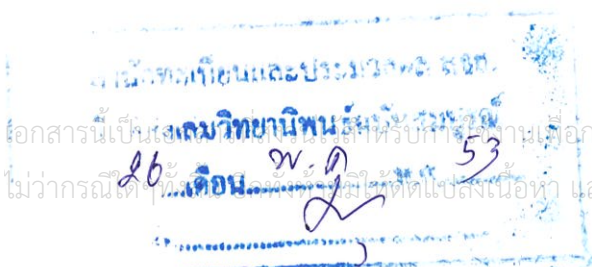
คณะวิศวกรรมศาสตร์ รับรองแล้ว



(รองศาสตราจารย์ ดร.กอบชัย เดชหาญ)

คณบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์

เอกสารนี้เป็นของมหาวิทยาลัยพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง สำหรับการศึกษาค้นคว้าวิจัย เมื่อวันที่ 7 พฤษภาคม พ.ศ. 2553 โยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆก็ตาม ขอสงวนสิทธิ์ในสิ่งที่ปรากฏ และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาเชิงทดลองของการถ่ายเทความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนแบบช่องแผ่นขนานที่มีการติดตั้งครีบบางเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี
นักศึกษา	นายจิตรกร กนกนัยการ
รหัสนักศึกษา	48060312
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
พ.ศ.	2553
อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์	รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้ทำการศึกษาคุณลักษณะของการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทานที่เกิดขึ้นในช่องแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าบนผิวของแผ่นขนาน โดยทำการทดลองที่สภาวะการถ่ายเทความร้อนที่ผิวแบบคงที่ (Constant Heat Flux) ในการทดลองใช้การปรับความเร็วลมหลายๆค่าในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 5,000 - 25,000$  และทำการเปรียบเทียบผลของช่องขนานที่มีผนังเรียบกับช่องขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุม 30 องศาชี้ตามทิศทางการไหล ที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ 4 สัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ 0.4 โดยพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนที่แสดงในเทอมของเลขนัสเซิลท์ (Nusselt number) และการสูญเสียความดันที่แสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) จากการทดลองพบว่าชุดทดลองที่มีครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4$  และค่า  $PR = 1$  ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานสูงที่สุด เมื่อเปรียบเทียบกับครีบบางที่มีรูปแบบเดียวกันมีค่า  $e/H = 0.4$  และ  $PR = 2, 3, 4$  ครีบบางที่มีรูปแบบเดียวกันที่มีค่า  $e/H = 0.3, 0.2$  ที่มีค่า  $PR = 1, 2, 3, 4$  และครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  และค่า  $PR = 1, 2, 3$  และ 4 ผลการทดลองปรากฏว่าครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4$  และค่า  $PR = 1$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.15 เท่า ตามด้วยครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4$  และค่า  $PR = 1$  มีค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.13 เท่า และลดลงตามลำดับ ในทำนองเดียวกันค่าตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นกับครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4$  และค่า  $PR = 1$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 67.68 เท่าและลดลงตามลำดับ ในขณะที่ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4$  และค่า  $PR = 1$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบในช่วง 21.89 เท่าและลดลงตามลำดับ เมื่อพิจารณาถึงค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ( $\eta$ ) พบว่าครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ค่า  $e/H = 0.2$  และค่า  $PR = 1$  ให้ค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.61 เท่า ซึ่งเป็นค่าที่สูงที่สุดของชุดครีบบที่มีรูปแบบเดียวกัน รองลงมาคือครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.3$  และค่า  $PR = 1$  ให้ค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.55 เท่า ในขณะที่ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4$  และค่า  $PR = 1$  ให้ค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.839 เท่า ซึ่งเป็นค่าที่สูงที่สุด รองลงมาคือครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.3$  และค่า  $PR = 1$  ให้ค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.772 เท่า ดังนั้นหากพิจารณาโดยรวมจากค่า  $\eta$  เฉลี่ยพบว่าครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมเหมาะสมที่จะนำไปพิจารณาประยุกต์ใช้กับงานทางด้านอุตสาหกรรมมากที่สุด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

<b>Thesis Title</b>	Experimental Investigation of Heat Transfer in Rectangular Channel Heat Exchanger with V-shaped Triangular and Rectangular Ribs
<b>Student</b>	Mr. Chitakorn Khanoknaiyakarn
<b>Student ID.</b>	48060312
<b>Degree</b>	Master of Engineering
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Year</b>	2010
<b>Thesis Advisor</b>	Assoc.Prof.Dr. Pongjet Promvonge

### ABSTRACT

The research work presents the study of heat transfer and friction characteristic in a channel fitted with triangular and rectangular v-ribs on one wall. The experiments are carried-out by varying airflow rate for Reynolds number ranging from 5,000 to 25,000 in the test section with a constant surface heat flux on the upper plate. The ribs are placed on the lower surfaces of the test section. while the triangular wavy ribs with a wavelength of channel height are mounted on the lower plate only with the angle of attack of  $30^\circ$  pointing downstream. The effects of four rib pitch to channel height ratios (PR) of 1, 2, 3 and 4; and three rib height to channel height ratios ( $e/H$ ) of 0.2, 0.3 and 0.4 on heat transfer in terms of Nusselt number and friction loss in the form of friction factor are investigated. The experimental result shows that the rectangular v-ribs  $e/H = 0.4$  at  $PR = 1$  provide higher heat transfer and friction factor values than the other ribs. The mean Nusselt number value of rectangular v-ribs  $e/H = 0.4$  at  $PR = 1$  is found to be about 6.15 times over the smooth channel while the mean friction factor value is around 67.68 times over the smooth channel. The mean Nusselt number value of triangular v-ribs  $e/H = 0.4$  at  $PR = 1$  is found to be about 5.13 times over the smooth channel while the mean friction factor value is around 21.89 times over the smooth channel. However, the maximum average thermal performance enhancement values ( $\eta$ ) are found to be 1.839 times for the triangular v-ribs  $e/H = 0.4$  at  $PR = 1$ . In comparison, the rectangular v-ribs with  $e/H = 0.4$  at  $PR = 1$  yields the highest increase in both the Nusselt number and the friction factor but the triangular v-ribs  $e/H = 0.4$  at  $PR = 1$  shows better thermal performance over the others.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# กิตติกรรมประกาศ

งานวิจัยเรื่องการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบและตัวสร้างกระแสวนสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความอนุเคราะห์สนับสนุนจาก รศ.ดร.พงษ์เจต พรหมวงศ์ อาจารย์ที่ปรึกษาเป็นอย่างดี

ขอขอบพระคุณคณาจารย์ทุกท่านที่อยู่ในสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบังที่ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ และขอขอบคุณบริษัท ตะวันออกชินเทค จำกัดและบริษัท ชูติพันธ์พิสุทธิ์ จำกัดที่สนับสนุนในส่วนของการฉนวนกันความร้อนที่ใช้ในงานวิจัยนี้ รวมถึงคุณธีรพัฒน์ ชมภูคำและคุณสมพล สกุดหลง ผู้ร่วมงานจากสายวิชาความร้อนและของไหลที่ให้ความช่วยเหลือข้าพเจ้าโดยตลอดมาในทุกๆ ด้านทำให้งานวิจัยนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ผู้ที่ให้กำลังใจ และให้การสนับสนุนการศึกษาเล่าเรียนและทำวิจัยของผู้วิจัยมาโดยตลอด ได้แก่คุณพ่อ คุณแม่ ครอบครัวของผู้วิจัย และผู้ร่วมงานในบริษัทของผู้วิจัย ผู้วิจัยรู้สึกซาบซึ้งในกำลังใจที่ได้รับเป็นอย่างยิ่ง

ขอขอบพระคุณในทุกประการที่ให้แก่งานวิจัยเรื่องนี้ไว้ ณ โอกาสนี้

จิตกร กนกนัยการ  
ผู้ดำเนินการวิจัย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย.....	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ.....	III
กิตติกรรมประกาศ.....	IV
สารบัญ.....	V
สารบัญตาราง.....	IX
สารบัญรูป.....	X
รายการคำย่อและสัญลักษณ์.....	XVI
บทที่ 1 บทนำ.....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย.....	1
1.3 ขอบเขตของงานวิจัย.....	2
1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ.....	2
1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์.....	2
บทที่ 2 วรรณกรรมปริทรรศน์.....	3
2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง.....	3
บทที่ 3 การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	12
3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	12
3.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล.....	12
3.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง.....	12
3.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล.....	13
3.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	13
บทที่ 4 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	17
4.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	17
4.1.1 การแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลที่ใช้.....	17
4.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน.....	18

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ (ต่อ)

หน้า

4.1.3 การแบ่งประเภทตาม โครงสร้างของอุปกรณ์.....	19
4.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement.....	28
4.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process.....	29
4.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness.....	30
บทที่ 5 วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	31
5.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger.....	31
5.1.1 พลาสติก.....	31
5.1.2 แก้วไฟต์.....	31
5.1.3 แก้ว.....	33
บทที่ 6 ทฤษฎี.....	35
6.1 กลศาสตร์ของไหล.....	35
6.1.1 สถานะการไหล.....	35
6.1.2 ความเร็วเฉลี่ย.....	36
6.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	37
6.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหล แบบปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	39
6.2 การถ่ายเทความร้อน.....	40
6.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย.....	41
6.2.2 สถานะการปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	42
6.3 การสมดุลของพลังงาน.....	43
6.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....	44
6.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว.....	44
6.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม.....	46

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
6.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม.....	47
6.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน.....	48
6.8 การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน.....	48
บทที่ 7 การออกแบบและการคำนวณ.....	50
7.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน.....	50
7.2 การคำนวณ.....	51
7.2.1 พัดลม.....	51
7.2.2 ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลอง.....	52
บทที่ 8 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง.....	53
8.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง.....	53
8.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	53
8.1.2 Supply Air.....	54
8.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ.....	55
8.1.4 ถังพักลม.....	56
8.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์.....	56
8.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ.....	57
8.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม.....	58
8.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ.....	59
8.2 อุปกรณ์การทดลอง.....	59
8.2.1 ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม.....	60
8.1.3 ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	61
8.3 วิธีการทดลอง.....	62
บทที่ 9 ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง.....	64
9.1 ผลการทดลองที่มีผนังเรียบ.....	64
9.1.1 ค่าเลขนัสเซลท์ (Nusselt number).....	64

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญ (ต่อ)

หน้า

9.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor).....	65
9.2 อิทธิพลของครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม.....	65
9.3 อิทธิพลของครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	70
9.4 อิทธิพลความสูงของครีบบทที่ PR ต่างๆ.....	74
9.4.1 อิทธิพลความสูงของครีบบทที่ PR = 1.....	74
9.4.2 อิทธิพลความสูงของครีบบทที่ PR = 2.....	78
9.4.3 อิทธิพลความสูงของครีบบทที่ PR = 3.....	82
9.4.4 อิทธิพลความสูงของครีบบทที่ PR = 4.....	86
9.5 อิทธิพลของ PR ที่ $c/H$ ต่างๆ.....	90
9.6 การสร้างสมการด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร.....	94
(Multiple Linear Regression)	
9.6.1 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบบางรูปสามเหลี่ยม.....	95
9.6.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิล.....	95
9.6.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน.....	96
9.6.2 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบบางรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	97
9.6.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิล.....	97
9.6.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน.....	98
บทที่ 10 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ.....	99
10.1 สรุปผลการทดลอง.....	99
10.2 ข้อเสนอแนะ.....	100
บรรณานุกรม.....	102
ภาคผนวก.....	104
ภาคผนวก ก คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	105
ภาคผนวก ข ออร์บิทัล.....	107
ภาคผนวก ค บทความที่ได้รับการตีพิมพ์.....	111
ประวัติผู้เขียน.....	128

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ.....	26
4.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น.....	27
6.1 ค่า $Nu_D$ สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ กัน.....	48
8.1 แสดงลักษณะครีบบางรูปตัววีของแต่ละกรณีศึกษา.....	62
ก-1 แสดงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ.....	106



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 ไคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Carl-Olof Olsson and Bengt Sunden .....	5
2.2 Rib configurations: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube .....	5
2.3 ไคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Ahn, S.W. ....	6
2.4 รูปแบบครีบกภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn, S.W. ....	6
2.5 ไคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Rajendra Karwa .....	7
2.6 รูปแบบครีบกภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Rajendra Karwa .....	7
2.7 ไคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Giovanni Tanda .....	8
2.8 รูปแบบครีบกภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Giovanni Tanda .....	8
2.9 ไคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi .....	9
2.10 รูปแบบครีบกที่มีร่อง (Rib-grooved) ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi .....	10
2.11 ไคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Benlu and Pei-Xue Jiang .....	11
2.12 รูปแบบครีบกของ Benlu and Pei-Xue Jiang .....	11
4.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow.....	20
4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น.....	21
4.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ tube (a) one pass tube-side (b) two pass tube-side .....	22
4.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน.....	22
4.5 ลักษณะการทำงานของฮีท ไซเปิ้ล.....	26
4.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีท ไซเปิ้ล.....	26
4.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน.....	28
4.8 การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass.....	29
4.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection.....	29
4.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection.....	30
5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้.....	32
5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้.....	32

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
5.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีล.....	33
5.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว.....	33
6.1 การก่อตัวของบาวนด์คาร์โบไฮเดรตของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม.....	35
6.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์ $dx$ สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม.....	37
6.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม.....	40
6.4 การก่อตัวของบาวนด์คาร์โบไฮเดรตทางความร้อนในท่อกลม.....	41
6.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ.....	43
6.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนโดยการติดแผ่นเกลียวบิด.....	48
7.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเหลี่ยมและครีบบาง.....	51
8.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า.....	53
8.2 Blower.....	54
8.3 Motor.....	54
8.4 Inverter.....	55
8.5 Orifice meter.....	55
8.6 Inclined manometer.....	56
8.7 ถังพักลม.....	56
8.8 เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์.....	57
8.9 Data Logger SUPCON.....	57
8.10 คอมพิวเตอร์.....	57
8.11 Thermocouple.....	58
8.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer 475 Mark III Digital Manometer.....	58
8.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445.....	59
8.14 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเหลี่ยมและครีบบาง.....	60
8.15 แสดงชุดทดลองครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมมุม 30 องศา.....	61

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
8.16 แสดงชุดทดลองครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามุม 30 องศา .....	61
9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนับเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ส กรณีที่มีผนังเรียบ.....	64
9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีที่มีผนังเรียบ .....	65
9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนับเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบาง ตัววีรูปสามเหลี่ยม $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ ที่ $PR = 1, 2, 3, 4$ และช่องแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ.....	66
9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนับเซลล์ของแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูป ของแผ่นขนานที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูป สามเหลี่ยมมีค่า $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ และ $PR = 1, 2, 3, 4$ .....	67
9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนาน ที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ ที่ $PR = 1, 2, 3, 4$ และช่องแผ่นขนาน ที่มีผนังเรียบ.....	67
9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทาน ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ ที่ $PR = 1, 2, 3, 4$ .....	68
9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับ เลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ ที่ $PR = 1, 2, 3, 4$ .....	69
9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนับเซลล์กับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบาง ตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ ที่ $PR = 1, 2, 3, 4$ และช่องแผ่นขนาน ที่มีผนังเรียบ.....	70
9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนับเซลล์ของแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูป ของแผ่นขนานที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูป สี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ และ $PR = 1, 2, 3, 4$ .....	71
9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มี ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ ที่ $PR = 1, 2, 3, 4$ และช่องแผ่นขนาน ที่มีผนังเรียบ.....	72
9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทาน ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีค่า $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ ที่ $PR = 1, 2, 3, 4$ .....	73

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับ เลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววิรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$ ที่ $PR = 1, 2, 3, 4$ .....	73
9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเชิลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 1$ .....	75
9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเชิลท์ต่อเลขนัสเชิลท์ที่อ่อนนึ่งเรียบกับ เลขเรย์โนลด์สของรูปทรงกริบและ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 1$ .....	75
9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 1$ .....	76
9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน ต่อตัวประกอบเสียดทานที่อ่อนนึ่งเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 1$ .....	77
9.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงกริบและ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 1$ .....	78
9.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเชิลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 2$ .....	79
9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเชิลท์ต่อเลขนัสเชิลท์ที่อ่อนนึ่งเรียบกับ เลขเรย์โนลด์สของรูปทรงกริบและ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 2$ .....	79
9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 2$ .....	80
9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน ต่อตัวประกอบเสียดทานที่อ่อนนึ่งเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 2$ .....	81
9.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงกริบและ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 2$ .....	82
9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเชิลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 3$ .....	83
9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเชิลท์ต่อเลขนัสเชิลท์ที่อ่อนนึ่งเรียบกับ เลขเรย์โนลด์สของรูปทรงกริบและ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 3$ .....	83

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 3$ .....	84
9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน ต่อตัวประกอบเสียดทานต่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 3$ .....	85
9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน กับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงกริบและ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 3$ .....	86
9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 4$ .....	87
9.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ที่ผนังเรียบกับ เลขเรย์โนลด์ส์ของรูปทรงกริบและ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 4$ .....	87
9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 4$ .....	88
9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทาน ต่อตัวประกอบเสียดทานต่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงกริบ และ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 4$ .....	89
9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงกริบและ $e/H$ ต่าง ๆ ที่ $PR = 4$ .....	90
9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ที่ผนังเรียบกับสัดส่วน ระยะพิตช์ ของรูปทรงกริบและเลขเรย์โนลด์ส์ ต่าง ๆ ที่ $e/H = 0.4$ .....	91
9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานต่อผนัง เรียบกับสัดส่วนระยะพิตช์ ของรูปทรงกริบและเลขเรย์โนลด์ส์ต่าง ๆ ที่ $e/H = 0.4$ .....	92
9.35 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วน ระยะพิตช์ของรูปทรงกริบและเลขเรย์โนลด์ส์ต่าง ๆ ที่ $e/H = 0.4$ .....	93
9.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วน ระยะพิตช์ของรูปทรงกริบและเลขเรย์โนลด์ส์ต่าง ๆ ที่ $e/H = 0.3$ .....	93
9.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วน ระยะพิตช์ของรูปทรงกริบและเลขเรย์โนลด์ส์ต่าง ๆ ที่ $e/H = 0.2$ .....	94

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## สารบัญญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
9.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเชิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขนัสเชิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.2, 0.3$ และ $0.4$ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และ $4$ .....	96
9.39 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.2, 0.3$ และ $0.4$ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และ $4$ .....	97
9.40 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเชิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขนัสเชิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.2, 0.3$ และ $0.4$ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และ $4$ .....	98
9.41 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน $e/H = 0.2, 0.3$ และ $0.4$ สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน $PR = 1, 2, 3$ และ $4$ .....	99
ข-1 Standard orifice plate.....	108
ข-2 แสดงโครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส.....	108
ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice).....	109
ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ.....	109

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์

$A_c$	พื้นที่หน้าตัด, $m^2$
$A_s$	พื้นที่ผิว, $m^2$
$C_f$	สัมประสิทธิ์ความเสียดทาน
$C_1$	ค่าคงที่
$C_2$	ค่าคงที่
$c_p$	ความร้อนจำเพาะของของไหลที่ความดันคงที่, $J/kg \cdot K$
$c_v$	ความร้อนจำเพาะของของไหลที่ปริมาตรคงที่, $J/kg \cdot K$
$D$	เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ, $m$
$D_h$	เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter), $m$
$e$	ความหยาบของผิว, $m$
$f$	ตัวประกอบเสียดทาน
$f_o$	ตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบ
$g$	ระยะร่อง, $m$
$h$	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน, $W/m^2 \cdot K$
$k$	ค่าการนำความร้อน, $W/m \cdot K$
$L$	ความยาวท่อ, $m$
$\dot{m}$	อัตราการไหลของของไหล, $kg/s$
$Nu_D$	นัสเซลต์ที่นัมเบอร์
$Nu_o$	นัสเซลต์ที่นัมเบอร์ของท่อที่มีผนังเรียบ
$n$	ค่าคงที่
$\eta$	การเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน
$P$	เส้นรอบรูป, $m$
$Pr$	พลาตันที่นัมเบอร์
$p$	ระยะพิตช์
$\Delta p$	ความดันลดของของไหล, $N/m^2$
$Q$	อัตราการไหลของของไหล, $m^3/s$
$q_{conv}$	อัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด, $W$
$q_s''$	ฟลักซ์ความร้อนที่ผิว, $W/m^2$
$R$	ค่าคงที่ของก๊าซ, $J/kg \cdot K$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## รายการคำย่อและสัญลักษณ์ (ต่อ)

$Re_D$	เรย์โนลด์สสัมเบอร์
$r$	รัศมีที่ตำแหน่งใดๆ, $m$
$r_o$	รัศมีท่อกลม, $m$
$St$	สแตนต์นัมเบอร์
$T$	อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ, $^{\circ}C$
$T_b$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล, $^{\circ}C$
$T_m$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ, $^{\circ}C$
$T_{m,i}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางเข้า, $^{\circ}C$
$T_{m,o}$	อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อที่ทางออก, $^{\circ}C$
$T_s$	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวครีป, $^{\circ}C$
$u$	ความเร็วตามแนวแกน $x$ , $m/s$
$u_m$	ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ, $m/s$
$\bar{V}$	ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, $m/s$
$v$	ความเร็วตามแนวแกน $r$ , $m/s$
$\dot{W}_{in}$	การจ่ายกำลังให้พัลลัม, $J/s$
$x$	ความยาวที่ตำแหน่งใดๆ, $m$
$x_{fd}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มที, $m$
$x_{fd,h}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัว, $m$
$x_{fdt}$	ความยาวของทางเข้าสำหรับการปรับตัวเต็มทีของความร้อน, $m$
$\alpha$	ค่าการฟุ้งกระจายความร้อน, $m^2/s$
$\rho$	ความหนาแน่นของของไหล, $kg/m^3$
$\mu$	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหล, $N \cdot s/m^2$
$\mu_s$	ความหนืดสมบูรณ์ของของไหลที่ผิว, $N \cdot s/m^2$
$\nu$	ปริมาตรจำเพาะ, $m^2/s$
$\tau_r$	ความเค้นเฉือนในแนวรัศมี, $N/m^2$
$\tau_s$	ความเค้นเฉือนบนผิว, $N/m^2$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

# บทที่ 1

## บทนำ

ในปัจจุบันพบว่าความต้องการพลังงานมีเพิ่มมากขึ้น เนื่องจาก โลกมีความเจริญมากขึ้น ทำให้มีการใช้พลังงานในปริมาณมากขึ้น โดยเฉพาะอย่างยิ่งในวงการอุตสาหกรรมซึ่งมีการพัฒนาไปอย่างก้าวกระโดด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญเป็นอย่างยิ่งและพบได้บ่อยๆ ในด้านวิศวกรรม หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือ คอยล์เย็น ฯลฯ ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น ในอุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิด โดยที่ไม่เกิดการผสมผสานกันทางกายภาพ ประเทศที่มีการพัฒนาทางด้านอุตสาหกรรมหลายประเทศพยายามที่จะหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่เกิดจากการไหลภายในท่อให้เกิดประสิทธิผลสูงที่สุด ดังนั้นการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบังจึงเป็นอีกวิธีหนึ่งที่ได้รับการศึกษาวิจัยเพื่อเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อให้มากขึ้นอย่างแพร่หลาย เพื่อให้สามารถนำไปประยุกต์ใช้กับงานด้านอุตสาหกรรมได้โดยแท้จริง

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในอดีตที่ผ่านมาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายในท่อโดยการทำให้พื้นที่ผิวขรุขระหรือติดครีบบังที่ผิวภายในท่อเพื่อให้เกิดความปั่นป่วนภายในชุดทดลองเพื่อช่วยเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ปัญหาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ ต้องการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น จากปัญหาดังกล่าวถ้าเราสามารถหาวิธีเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้นเป็นผลให้สมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเพิ่มขึ้น หลักการเดิมเป็นการติดครีบบังที่ผิวภายในท่อซึ่งเป็นวิธีการในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ในขณะที่หลักการใหม่พบว่าผลของท่อที่มีครีบบังรวมทั้งการสร้างความปั่นป่วนภายในท่อโดยใช้ครีบบังที่จัดวางเป็นรูปตัววี ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นการศึกษาค้นคว้าเพื่อเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบังจึงเป็นสิ่งที่น่าสนใจต่อการค้นคว้าวิจัย เพื่อเป็นแนวทางในการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

### 1.2 วัตถุประสงค์ของการวิจัย

1.2.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบังตัววีรูปสามเหลี่ยมและเอกสารสิทธิ์ที่ส่งมอบให้สำนักงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.2.2 ศึกษาผลที่ได้จากการติดครีบบางเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี

1.2.3 ศึกษาผลของมุม ระยะพิตซ์และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน โดยติดครีบบที่ผิวของท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

### 1.3 ขอบเขตของงานวิจัย

1.3.1 ศึกษาและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบ

1.3.2 ทดลองที่สภาวะผิวของท่อเป็นฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่

1.3.3 ทำการทดลองครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าโดยทำมุม 30 มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2$  0.3 และ 0.4 และมีสัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1$  2 3 และ 4

1.3.4 ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 30 มิลลิเมตร

1.3.5 ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทาน ในช่วงตัวเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 5,000 - 25,000$

### 1.4 ประโยชน์ที่ได้รับ

1.4.1 เพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันสูญเสียในการไหลภายในท่อ

1.4.2 พัฒนาเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น

1.4.3 สามารถนำหลักการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน ไปประยุกต์ใช้ในงานอุตสาหกรรมอื่นๆ

### 1.5 โครงร่างวิทยานิพนธ์

1.5.1 ศึกษาข้อมูลที่เกี่ยวข้องกับพฤติกรรมกรไหลของอากาศ และผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งการติดตั้งครีบบ

1.5.2 ศึกษาทฤษฎีกลศาสตร์ของไหลและทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน

1.5.3 ออกแบบและสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางที่จัดวางเป็นรูปตัววีและมีรูปทรงสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้า

1.5.4 ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อน โดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และค่าการสูญเสียความดัน โดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor)

1.5.5 เก็บผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

1.5.6 สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 2

### วรรณกรรมปริทรรศน์

กระบวนการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิดที่มีอุณหภูมิแตกต่างกัน เป็นสิ่งสำคัญมากและกระบวนการดังกล่าวมักพบได้ในงานด้านวิศวกรรมที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม เช่น หม้อน้ำ คอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ให้ความร้อนแก่น้ำ หม้อน้ำรถยนต์ คอยล์ร้อน หรือ คอยล์เย็น ฯลฯ อุปกรณ์เหล่านี้ต่างเป็นตัวอย่างของกระบวนการที่ซึ่งความร้อนเกิดการแลกเปลี่ยนกันระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น อุตสาหกรรมปิโตรเคมีสมัยใหม่ โรงงานผลิตพลังงาน ฯลฯ ต่างมีกระบวนการมากมายที่เกี่ยวข้องกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างกระแสของไหล 2 ชนิดโดยไม่เกิดการผสมผสานกันทางกายภาพ อุปกรณ์ที่กล่าวถึงข้างต้นเรียกว่า เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน โดยปรกติเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนอาจแบ่งออกได้เป็น 2 ชนิด ขึ้นอยู่กับการจัดวางทิศทางการสัมผัสของทิศทางการไหลของกระแสของไหลทั้ง 2 ชนิด ถ้ากระแสทั้งสองไหลตัดซึ่งกันและกันในช่องว่างที่โดยปกติเป็นมุมฉาก เครื่องแลกเปลี่ยนนี้ถูกเรียกว่าเป็น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตัดกันหรือตั้งฉากกัน (Cross-flow heat exchanger) ตัวอย่างของเครื่องแบบนี้เช่น หม้อน้ำรถยนต์ หรือขดท่อในท่อระบบปรับอากาศ ชนิดที่สองของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประกอบด้วยเครื่องที่ซึ่งกระแสการไหล 2 ชนิดเคลื่อนที่ในทิศทางขนานกันในช่องว่าง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Shell-and-Tube เป็นรูปแบบที่พบมากที่สุด และเครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อซ้อนกัน (เครื่องแลกเปลี่ยนแบบท่อสองชั้น) ก็เป็นตัวอย่างหนึ่งของเครื่องชนิดนี้

#### 2.1 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow (1978) ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีป, มุมครีป และอัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูง มีผลต่อตัวประกอบเสียดทาน และการถ่ายเทความร้อนในท่อที่มีครีปถูกติดบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 3000 - 30000$  พบว่าการจัดครีปแบบสมมาตรมีผลเหมือนกับการจัดครีปแนวเฉียง รูปร่างของครีปมีผลอย่างมากต่อตัวประกอบเสียดทาน และมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก จากการทดลองพบว่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุดเมื่อครีปมีมุม 45 องศา

Metzger, D.E., C.S. Fan, and Y. Yu (1990) ทำการศึกษาผลของมุมครีปและตำแหน่งครีป มีผลต่อการถ่ายเทความร้อนที่จุดใดๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัส รูปแบบการไหลขึ้นอยู่กับตำแหน่งเอกสารของครีป แบบแรกครีปถูกติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และอีกแบบครีปถูกติดในตำแหน่งที่ต่างกัน ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม พบว่าครีบบวม 60 องศา ให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

**Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee (1991)** ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบบวม 45 องศา และครีบบวม 60 องศา แบบแรกแนวครีบบวม 45 องศาและแนวครีบบวม 60 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล และอีกแบบแนวครีบบวม 45 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล และแนวครีบบวม 60 องศา มีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหล ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 15000 - 90000$  พบว่าแนวครีบบวม 60 องศา มีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหล ให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด ในขณะที่แนวครีบบวม 45 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล ให้ค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด

**Han, J.C., J.J. Huang, and C.P. Lee (1993)** ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีครีบบวมและครีบบวมสามเหลี่ยม เพื่อให้เกิดปั่นป่วนพบว่าครีบบวมสามเหลี่ยมให้สมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด

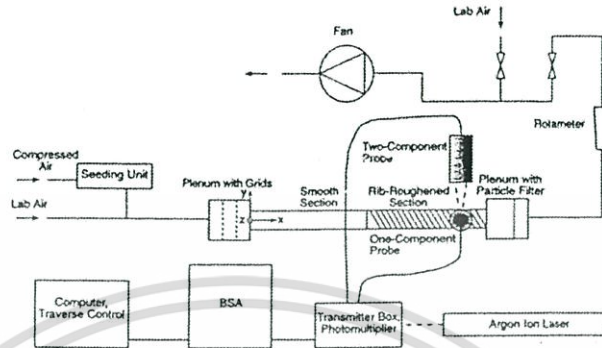
**Zhang, Y.M., W.Z. Gu, and J.C. Han (1994)** ทำการศึกษาผลของร่องระหว่างครีบบวมในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มี Aspect ratio = 1-10 ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 10000 - 50000$  และพบว่าร่องระหว่างครีบบวมให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากกว่าผนังครีบบวม แต่มีค่าความดันตกคร่อมเท่ากัน

**Taslim, M. E., T. Li, and D. M. Kercher (1996)** รายงานค่าเลขนัสเซลท์ที่จุดใดๆ ในท่อสี่เหลี่ยมจัตุรัสที่มีความหยาบเนื่องจากมุมครีบบวม รูปร่างครีบบวม และความไม่ต่อเนื่องครีบบวม (แนวครีบบวมที่มีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม โดยให้ผิวท่อด้านหนึ่งถูกให้ความร้อนด้วยฟลักซ์ความร้อนคงที่ ในขณะที่ผิวท่อด้านอื่นๆ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงความร้อน พบว่าค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุดเมื่อแนวครีบบวม 45 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหล

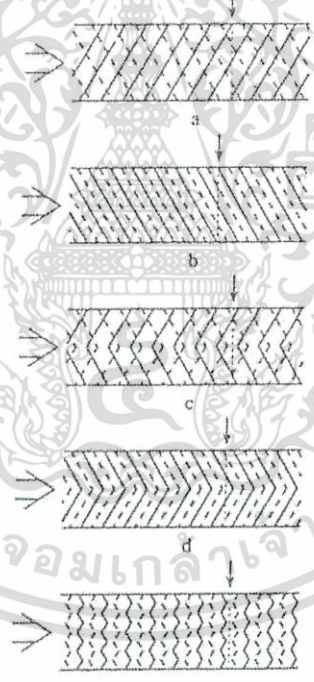
**Carl-Olof Olsson and Bengt Sundén (1998)** ทำการศึกษารูปแบบการไหล, ความดันตกคร่อม และการถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบบวม ที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 500 - 15000$  ค่า aspect ratio ของท่อสี่เหลี่ยมคือ 1-8 และครีบบวมติดกับผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ทำการทดสอบครีบบวมต่างๆ ดังนี้ ครีบบวมติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบบวมติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม, ครีบบวมติดในแนวตัดกันบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม ครีบบวมติดในแนวขนานบนผิวท่อที่อยู่ตรงกันข้าม และครีบบวมติดแบบสลับทิศทางกัน (แนวครีบบวม 45 องศา มีทิศทางเดียวกับการไหลและมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลสลับกันตลอดหน้าตัด) บนผิวท่อที่อยู่

เอกสารนี้จัดทำขึ้นเพื่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมถูกแสดงโดยตัวประกอบ  $j_r$  (Colburn heat transfer coefficient) ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

transfer factor) และตัวประกอบ  $f$  (Fanning friction factor) พบว่าครีบริบรูปตัววีแบบต่อสลับทิศทางกันให้ค่าตัวประกอบ  $j$  และค่าตัวประกอบ  $f$  มากกว่าครีบริบรูปอื่นๆที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 1000 - 2000$



รูปที่ 2.1 ไคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Carl-Olof Olsson and Bengt Sunden

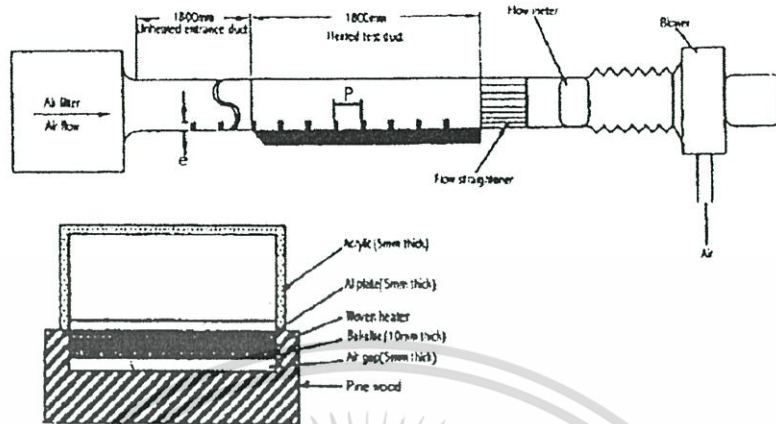


รูปที่ 2.2 Rib configurations: (a) cross rib-roughened (b) parallel rib-roughened (c) cross V-rib-roughened (d) parallel V-rib-roughened (e) Swirl Flow Tube

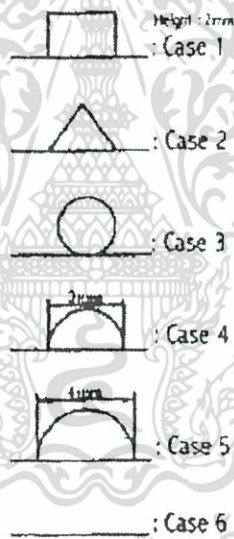
Ahn, S.W. (2001) ทำการศึกษาผลกระทบของครีบริบแบบต่างๆ ที่มีผลต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษารูปทรงครีบริบ 5 ชนิด ได้แก่ครีบริบสี่เหลี่ยม ครีบริบสามเหลี่ยม ครีบริบกลม ครีบริบครึ่งวงกลมทรงต่ำ และครีบริบครึ่งวงกลมทรงสูง โดยทำการศึกษาที่ความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ

0.05, 0.1, 0.2 และ 0.4 โดยทำการศึกษาระยะยาวและระยะสั้น โดยทำการศึกษาระยะยาวที่ความยาวครีบริบเท่ากับ 10 เท่าของความสูงครีบริบ และทำการศึกษาระยะสั้นที่ความยาวครีบริบเท่ากับ 1 เท่าของความสูงครีบริบ นอกจากนี้ยังได้ศึกษาผลของมุมครีบริบที่มีต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษามุมครีบริบ 0, 45, 90 และ 135 องศา โดยทำการศึกษาระยะยาวและระยะสั้น โดยทำการศึกษาระยะยาวที่ความยาวครีบริบเท่ากับ 10 เท่าของความสูงครีบริบ และทำการศึกษาระยะสั้นที่ความยาวครีบริบเท่ากับ 1 เท่าของความสูงครีบริบ นอกจากนี้ยังได้ศึกษาผลของมุมครีบริบที่มีต่อสมรรถนะการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานในท่อสี่เหลี่ยม โดยทำการศึกษามุมครีบริบ 0, 45, 90 และ 135 องศา โดยทำการศึกษาระยะยาวและระยะสั้น โดยทำการศึกษาระยะยาวที่ความยาวครีบริบเท่ากับ 10 เท่าของความสูงครีบริบ และทำการศึกษาระยะสั้นที่ความยาวครีบริบเท่ากับ 1 เท่าของความสูงครีบริบ

0.0476 อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 8 และอัตราส่วนความกว้างต่อความสูง เท่ากับ 2.33



รูปที่ 2.3 โค้ดเอกรวมชุดอุปกรณ์ของ Ahn, S.W.

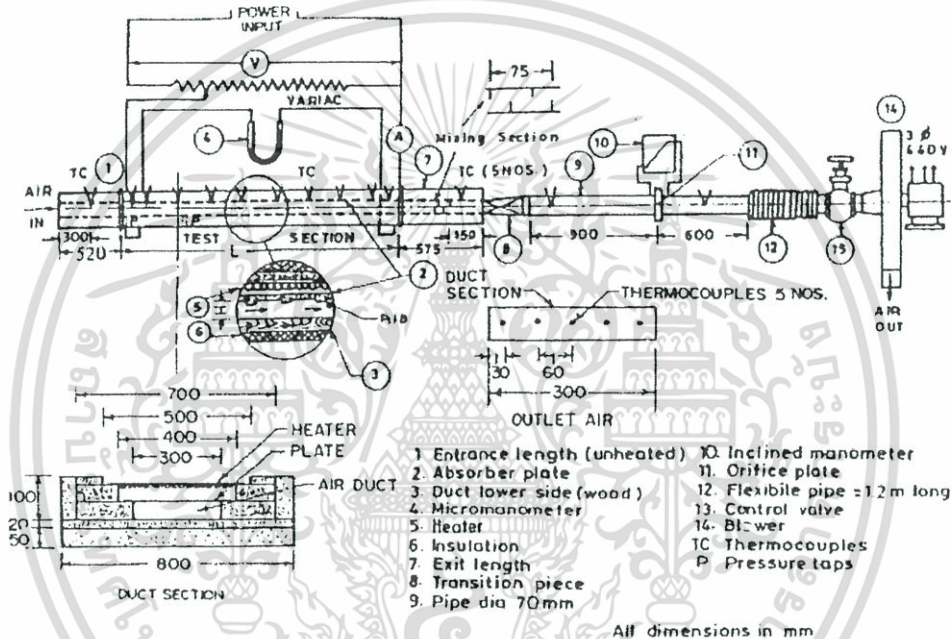


รูปที่ 2.4 รูปแบบครีบริบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Ahn, S.W.

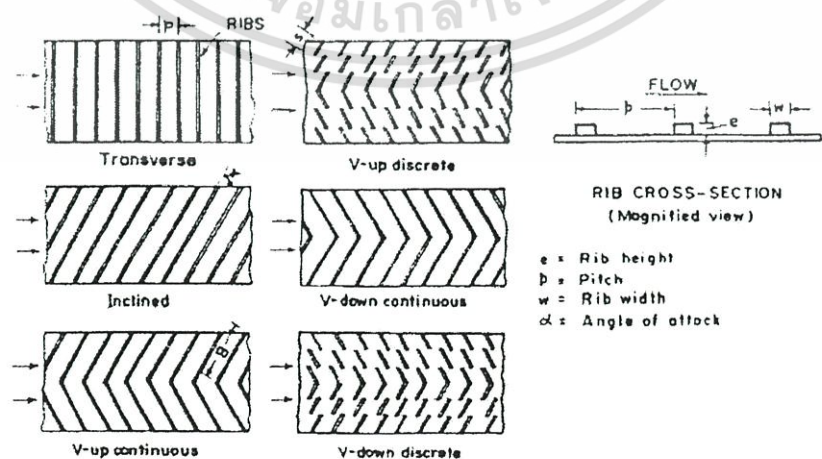
จากการทดลองพบว่าแผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมีค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด ตามด้วยครีบริบสี่เหลี่ยม ส่วนครีบริบกลมและครึ่งวงกลมมีสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกัน โดยในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 10000$  แผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนสูงกว่าแผ่นเรียบ 3 เท่า ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 20000$  จะมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์มีค่าเพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาสมรรถนะโดยรวมพบว่าแผ่นครีบริบสามเหลี่ยมมีสมรรถนะเชิงความร้อนโดยรวมมากที่สุด ตามด้วยแผ่นครีบริบสี่เหลี่ยม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

**Rajendra Karwa (2003)** ทำการศึกษาการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนและตัวประกอบเสียดทานที่เกิดขึ้นภายในท่อเหลี่ยมที่มีครีบบางอยู่หนึ่งด้าน โดยครีบบททดสอบมีลักษณะเป็นครีบบทตรง ครีบบทเอียง ครีบบทรูปตัววี ทั้งในลักษณะยาวต่อเนื่อง และแบบแยกส่วน โดยอุปกรณ์ที่ทดสอบมีอัตราส่วนความกว้างต่อความสูงท่อสี่เหลี่ยมเท่ากับ 7.19 ถึง 7.75 ความสูงครีบบทต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.0476 และ 0.050 และระยะพิชชต่อความสูงครีบบท ( $P/e$ ) เท่ากับ 10 โดยครีบบทรูปตัววีที่ทดสอบเป็นครีบบทรูปตัววีทามุม 60 องศา และครีบบทแยกมุม โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 2800 - 15000$  และความร้อนที่ให้กับท่อสี่เหลี่ยมเป็นฟลักซ์ความร้อนคงที่ (Constant Heat Flux)



รูปที่ 2.5 โค้ดแกรมชุดอุปกรณ์ของ Rajendra Karwa

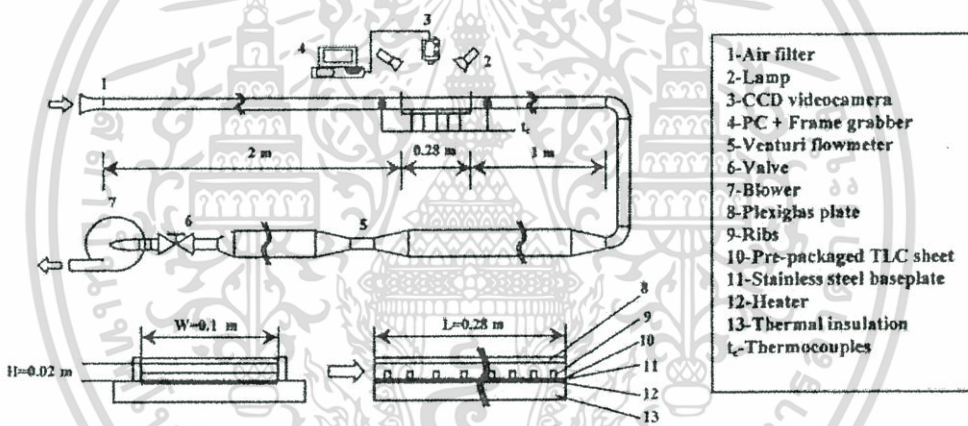


รูปที่ 2.6 รูปแบบครีบบทภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Rajendra Karwa

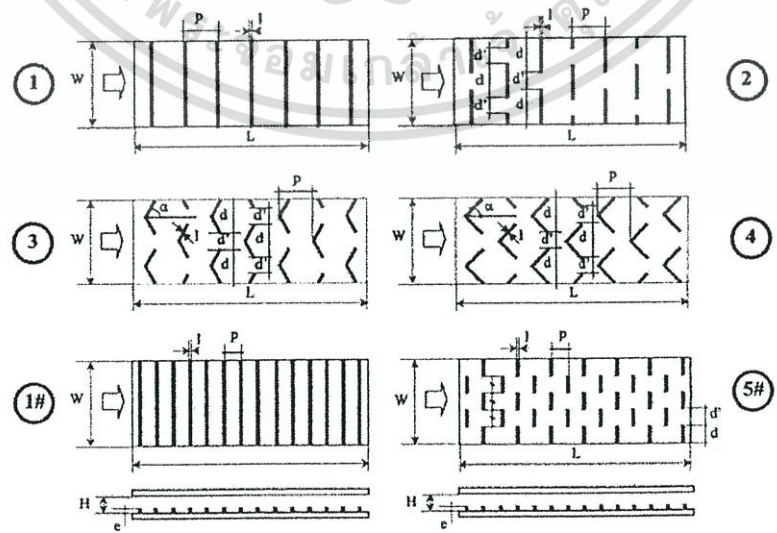
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดลองพบว่าแผ่นครีบริบรูปตัววียาวต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 3.40 ถึง 3.92 เท่า ส่วนแผ่นครีบริบรูปตัววีชนิดยาวไม่ต่อเนื่องมีค่าตัวประกอบเสียดทานน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับแผ่นครีบริบลักษณะต่างๆ และมีค่ามากกว่าแผ่นเรียบประมาณ 2.35 ถึง 2.47 เท่า ในขณะที่ค่าเลขสแตนต์ (Stanton number) สำหรับแผ่นครีบริบรูปตัววีมีทิศทางตรงกันข้ามกับการไหลจะมีแนวโน้มมากที่สุดคือ 2.10 ถึง 2.47 เท่า เมื่อเทียบกับแผ่นเรียบ และมีค่าน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบริบตรง

**Giovanni Tanda (2004)** ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมที่มีครีบริบยาวต่อเนื่องและครีบริบยาวไม่ต่อเนื่อง โดยทำการทดลองในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 8900 - 28500$  ความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.09 และ 0.15 อัตราส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 8 และ 13.3 และความสูงครีบริบต่อระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 0.15 และ 0.25



รูปที่ 2.7 โดอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Giovanni Tanda



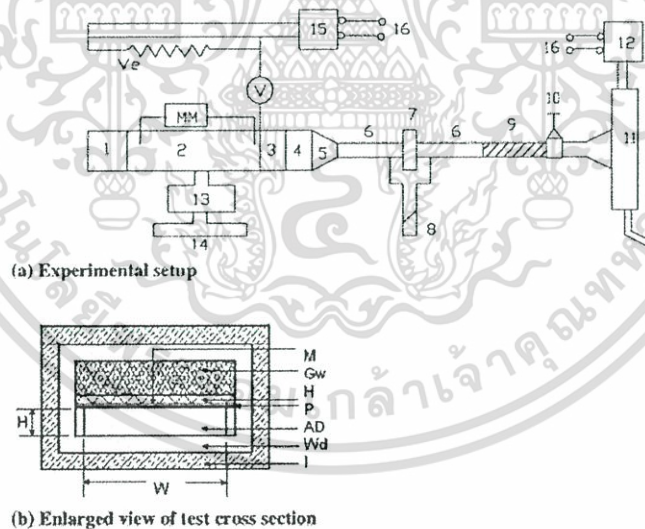
รูปที่ 2.8 รูปแบบครีบริบภายในท่อสี่เหลี่ยมของ Giovanni Tanda

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

โดยครีบบีความหนา ( $l$ ) 3 มิลลิเมตร มีความสูง ( $e$ ) 3 และ 5 มิลลิเมตร และมีระยะพิตซ์ ( $P$ ) 40 มิลลิเมตร แผ่นครีบบูปร่างตัววีมุม 45 และ 60 องศา และครีบบยาวไม่ต่อเนื่องมีระยะห่างระหว่างแต่ละครีบ ( $d'$ ) 20 มิลลิเมตร

จากการทดลองพบว่าครีบภายในท่อสี่เหลี่ยมสามารถเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนให้มากขึ้น โดยขึ้นอยู่กับตำแหน่งการวางครีบและรูปแบบครีบ ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อความสูงครีบบีค่าเพิ่มขึ้น ครีบบยาวไม่ต่อเนื่องที่ระยะพิตซ์ 50 มิลลิเมตร มีค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากกว่าที่ระยะพิตซ์ 30 มิลลิเมตร ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มลดลงเมื่อความสูงครีบบีค่าลดลง

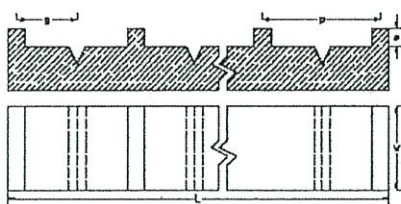
Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi (2005) ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่นโซลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยมชนิดผิว Rib-grooved โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 3000-21000$  ความสูงครีบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) เท่ากับ 0.0181- 0.0363 อัตราส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงครีบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 4.5-10.0 และระยะร่องต่อระยะพิตซ์ ( $g/P$ ) เท่ากับ 0.3-0.7



1. Inlet section (560 mm x 156 mm)	11. Blower
2. Test section (1200 mm x 156 mm)	12. Electric motor Selector-switch
3. Mixing section (300 mm x 156 mm)	13. Selector-switch
4. Outlet section (540 mm x 156 mm)	14. Temperature Recorder
5. Transition section	15. Power source
6. G. I. pipe, 78 mm diameter	16. Voltage stabilizer
7. Orificemeter	MM Micro-manometer
8. Manometer	V Volt meter
9. Flexible pipe	A Ammeter
10. Control valve	Ai Air inlet
	Ve Variac

รูปที่ 2.9 ไคอะแกรมชุดอุปกรณ์ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



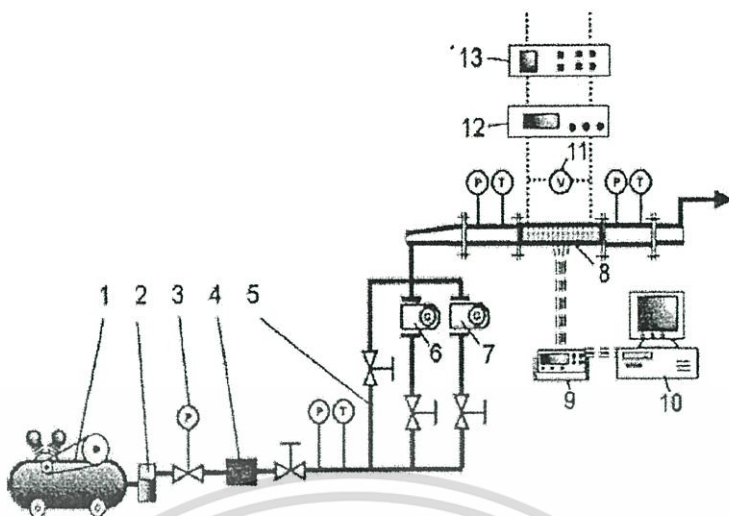
รูปที่ 2.10 รูปแบบครีบริบที่มีร่อง (Rib-grooved) ของ Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi

จากการทดลองพบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่น Rib-grooved จะมีค่าเพิ่มขึ้นเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้น การเพิ่มขึ้นมีลักษณะเป็นเส้นตรง ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของแผ่น Rib-grooved จะมีค่ามากกว่าแผ่น Rib อย่างเดียว และมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) มีค่าลดลง และมีค่าสูงสุดที่อัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 6 เมื่อระยะร่องต่อระยะพิชต์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเลขนัสเซลิต์  $Nu$  มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิชต์ ( $g/P$ ) เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อยๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิชต์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน ส่วนค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่ออัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น จนกระทั่งอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) เท่ากับ 6 และจะมีแนวโน้มลดลงเมื่อค่าอัตราส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบริบ ( $P/e$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อระยะร่องต่อระยะพิชต์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor) มีค่าสูงสุดเมื่อระยะร่องต่อระยะพิชต์ ( $g/P$ ) เท่ากับ 0.4 และมีแนวโน้มลดลงเรื่อยๆ เมื่อระยะร่องต่อระยะพิชต์ ( $g/P$ ) มีค่าเพิ่มขึ้น เมื่อความสูงครีบริบต่อเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก ( $e/D_h$ ) มีค่าเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน

Benlu and Pei-Xue Jiang (2005) ทำการศึกษาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานของแผ่น ไชลาร์ฮีตเตอร์สี่เหลี่ยม ครีบริบเพียงทำมุม 0, 20, 30, 45, 60 และ 90 องศา กับทิศทางการไหล โดยมีขอบเขตการศึกษาในช่วงอัตราการไหลของอากาศเท่ากับ  $0.001-0.0018 \text{ kg/s}$  ครีบริบมีความสูง 0.8 มิลลิเมตร มีความกว้าง 1 มิลลิเมตร และมีระยะพิชต์ 4 มิลลิเมตร

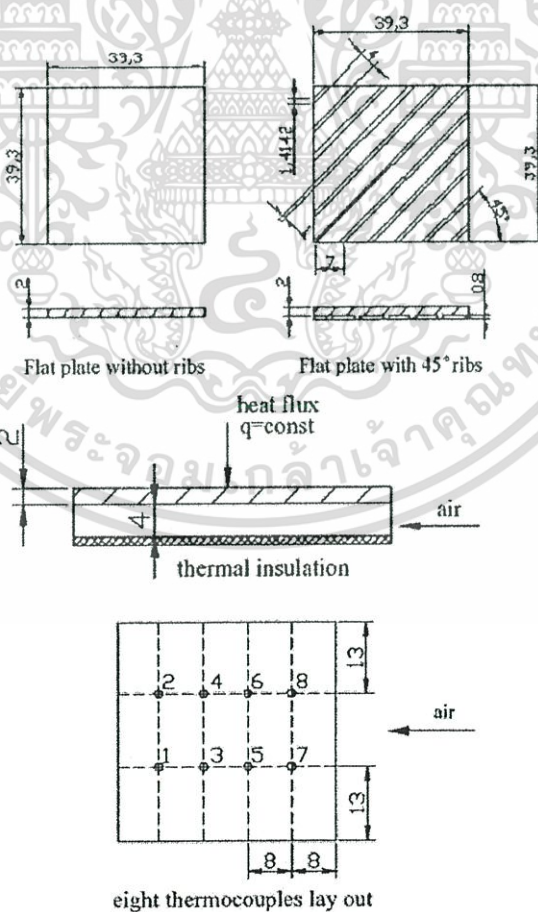
จากการทดลองพบว่าครีบริบมุม 60 องศาให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมมากที่สุด ครีบริบมุม 0 องศาให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุด และครีบริบมุม 20 องศาให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนดีที่สุด เมื่อครีบริบมุม 20 องศา มีระยะพิชต์น้อยลงจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมเพิ่มขึ้น และที่ระยะพิชต์ 1 และ 2 มิลลิเมตร พบว่าค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมากที่สุดและมีค่าความดันตกคร่อมใกล้เคียงกัน ในขณะที่ระยะพิชต์ 6 มิลลิเมตร ให้ค่าความดันตกคร่อมน้อยที่สุดเมื่อเทียบกับครีบริบมุมเดียวกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่เผยแพร่โดยกรมส่งเสริมการค้าระหว่างประเทศ กระทรวงพาณิชย์ เพื่อใช้ในการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



- 1-compressor      2-water filter      3-pressure regulator      4-filter
- 5-by-pass      6-volumetric flow meters (0.75-7.5 m<sup>3</sup>/h)
- 7-volumetric flow meters (4.5-45 m<sup>3</sup>/h)
- 8-test section      10-computer
- 9-Keithley 2700 data acquisition
- 11-TX3 voltmeter      12-voltage regulator
- 13-TND\_10000B voltage stabilizer

รูปที่ 2.11 โค้ดแกรมชุดอุปกรณ์ของ Benlu and Pei-Xue Jiang



รูปที่ 2.12 รูปแบบครีบบนของ Benlu and Pei-Xue Jiang

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 3

# การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

### 3.1 เงื่อนไขในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

คำนิยามของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมหมายถึง เครื่องมือใดๆ ที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของไหลที่มีระดับพลังงานความร้อน (อุณหภูมิ) แตกต่างกัน 2 ชนิด ผ่านผนังกั้นระหว่างของไหลทั้งสอง ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน สิ่งแรกที่จะต้องศึกษาคือ คุณสมบัติของไหลที่ใช้ จากนั้นจึงทำการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับจุดประสงค์และเงื่อนไขของการใช้มากที่สุด หัวข้อที่จะกล่าวถึงต่อไปนี้เป็นสิ่งสำคัญที่จะต้องพิจารณาในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูง และถูกหลักเศรษฐกิจด้วย

#### 3.1.1 คุณสมบัติทางกายภาพของของไหล (Physical Properties of Fluid)

คุณสมบัติของของไหลที่สำคัญที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ ความหนืด ความหนาแน่น ความจุความร้อนจำเพาะของของไหล ปริมาณของสิ่งเจือปนหรืออนุภาคของแข็งที่มีอยู่ในของไหล ตลอดจนคุณสมบัติของสิ่งเจือปนเหล่านั้น เนื่องจากว่าสิ่งเจือปนอนุภาคของแข็งและตะกอนมักจะสะสมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จนเกิดการกีดขวางการไหลหรือเกาะเป็นคราบ (Scale) ติดกับผิวนำความร้อน ทำให้ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง จึงควรระวังเป็นพิเศษ ในกรณีที่มีการระเหยหรือการควบแน่นของของไหลในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ถ้าสภาพการไหลของของไหลไม่เหมาะสม อาจเกิดการสั่นสะเทือนราวกับทุบหม้อน้ำ (Water hammer) หรือเกิดการสะสมของก๊าซ ซึ่งทำให้ประสิทธิภาพของเครื่องลดลง

#### 3.1.2 เงื่อนไขของการเดินเครื่อง (Operating Conditions)

เงื่อนไขต่างๆ ที่เกี่ยวกับความแข็งแรงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะถูกกำหนดโดยความดันและอุณหภูมิของของเหลวที่ใช้ในการออกแบบ เพื่อให้วิธีแลกเปลี่ยนความร้อนและความแข็งแรงของวัสดุที่ใช้ปลอดภัยพอสำหรับการปฏิบัติงาน เราจำเป็นต้องใช้เงื่อนไขของการเดินเครื่องในการคำนวณความหนาของเชลล์ (Shell) ที่บางที่สุดที่ต้องใช้ ตลอดจนสัดส่วนของแฟลนจ์ (Flange) ที่เหมาะสม

ในกรณีที่ต้องจำกัดผลการลดความดันของของไหลระหว่างทางออกและทางเข้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอย่างเคร่งครัด เราควรพิจารณาทบทวนแบบของเครื่องที่เลือกไว้

แล้ว ในกรณีที่การเดินเครื่องเป็นแบบพักๆ (batch) ปริมาณของของไหล เวลาที่ใช้ในการเดินเครื่อง และผลต่างของอุณหภูมิที่ยอมให้ได้ในการเดินเครื่องแต่ละครั้ง เป็นปัจจัยสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงด้วย

### 3.1.3 คุณสมบัติทางเคมีของของไหล (Chemical Properties of Fluid)

การกัดกร่อน (Corrosion) และการกัดเซาะ (Erosion) ผิวสัมผัสของการไหลเป็นปัญหาสำคัญที่จะต้องคำนึงถึงเสมอ ในการออกแบบอุปกรณ์ทางอุตสาหกรรมเคมี การเกิดสนิมเป็นผลของการเปลี่ยนแปลงทางเคมีที่ของไหลกระทำต่อผิวสัมผัส ซึ่งโดยปกติแล้ว ผิวสัมผัสจะถูกกัดให้บางลงอย่างสม่ำเสมอ แต่ในบางครั้งสนิมอาจกัดเฉพาะแห่ง เนื่องจากปรากฏการณ์ทางด้านเซลล์ไฟฟ้า ส่วนการกัดเซาะนั้นเกิดจากการปะทะของของไหลกับผิวสัมผัส หรืออาจจะเป็นผลของความสึกหรอที่เกิดจากความดันต่ำที่เกิดขึ้น ณ จุดบางจุด วัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจึงควรเป็นวัสดุที่ไม่เกิดการกัดกร่อนหรือถูกกัดเซาะ โดยของไหลที่ใช้ได้ง่าย

สิ่งที่กล่าวถึงข้างต้นนี้คือ ปัจจัยทั้งหมดที่จะต้องคำนึงถึงในการเลือกแบบและวัสดุที่ใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในขณะที่เดียวกันยังต้องคำนึงถึงราคาของการผลิตของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประกอบเข้าไปด้วย

### 3.2 ความเหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger Optimization)

ถึงแม้ว่าการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมาตรฐานต่างๆ ไป จะเป็นที่พอใจของความต้องการในการทำงาน หน่วยธรรมดาที่อุณหภูมิและความดันปานกลางสำหรับกรณีโดยเฉพาะ ถูกออกแบบให้ใช้ได้กับงานพิเศษได้มากมาย คือ ได้ช่วงอุณหภูมิและความดันตั้งแต่ค่าต่ำๆ จนค่าสูงๆ

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนหลายตัว ถูกออกแบบสำหรับงานหลากหลายชนิด ดังนั้น มาตรการสำหรับความเหมาะสมที่สุด ขึ้นกับชนิดของงานที่จะนำไปใช้ เช่น มาตรการที่เหมาะสมที่สุด อาจจะถูกต้องการให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีน้ำหนักน้อยที่สุด ปริมาตรหรือพื้นที่ที่ใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่สุด เช่น ถ้าต้นทุนในการผลิต (Initial Cost) และค่าใช้จ่ายในการดำเนินงาน (Operation Cost) จะมีค่าสูงเพราะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดใหญ่ ต้องใช้สารทำงาน (Working fluid) มากกว่า และต้องใช้ Pump ใหญ่ขึ้น Pressure Drop ก็มากกว่าด้วย ต่อมา เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรมีการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด แต่ความดันที่ลดลงน้อยที่สุด (Pressure Drop) ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยน้อยที่สุด

ดังนั้นเพื่อที่จะนำไปสู่การศึกษาความเหมาะสมที่สุด ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนควรถูกแสดง และการคำนวณควรถูกการทำซ้ำสำหรับแต่ละการออกเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แบบที่สามารถแปรผันได้ จนกระทั่งมาตรการที่เหมาะสมที่สุดถูกทำให้พึงพอใจ และได้มีการนำโปรแกรมทางคอมพิวเตอร์มาใช้ในการออกแบบด้านอุณหภูมิของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

Bell อธิบายคอมพิวเตอร์ช่วยการออกแบบกระบวนการทางความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิด Shell and Tube

Shah เกี่ยวกับพื้นฐานของลักษณะเด่นคอมพิวเตอร์ที่ช่วยในการออกแบบทางความร้อนและกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด

Spalding โครงร่างทั่วไปของลักษณะเด่นของวิธีทาง numerical สำหรับการคำนวณ Fluid Dynamics และสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขั้นพื้นฐาน จะมีการมุ่งความสนใจไปทางด้าน การออกแบบให้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดกะทัดรัด แต่ให้มีประสิทธิภาพดี

ขั้นแรกของกระบวนการที่เหมาะสมที่สุดคือ การแก้ปัญหาของการประเมินค่า (Rating Problem) และการกำหนดขนาด (Sizing Problem)

ปัญหาด้านการประเมินค่า (Rating Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิทางออกและความดันที่ลดลงในแต่ละด้าน และปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ ที่ระบุในปัญหาการประเมินค่าคือ ชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, พื้นผิวรูปทรงเรขาคณิต, การจัดการการไหล, อัตราการไหล และอุณหภูมิด้านเข้า

ปัญหาด้านขนาด (Sizing Problem) ถูกเกี่ยวพันกับการหาค่ามิติของเมตริกซ์ เพื่อจะได้พบการถ่ายเทความร้อนจำเพาะ (Specific heat transfer) และความดันลดลง (Pressure Drop) ที่ต้องการ งานของผู้ที่จะออกแบบคือ การเลือกชนิดของ โครงสร้าง, การจัดการการไหล และพื้นผิวรูปทรงเรขาคณิตทั้งสองด้าน

ปริมาณต่อไปนี้เป็นปริมาณอย่างกว้างๆ คือ อุณหภูมิของเหลวที่ทางเข้าและอุณหภูมิทางออก, อัตราการไหล, ความดันลดลง และอัตราการถ่ายเทความร้อน

Shah อธิบายจุดเด่นของความสำคัญของคอมพิวเตอร์ ในการทำ Subroutine ที่ถูกต้อง ให้มีการคิดคำนวณการหาขนาด และการประเมินอัตราต่างๆ ซึ่งรวมถึงข้อต่อไปนี้

1. การออกแบบโดยเฉพาะ (Design specific) การออกแบบโดยเฉพาะที่มีการกำหนดแน่นอนที่สมบูรณ์ ควรถูกหาได้ที่ Computer subroutine ข้อมูลควรรวบรวมชนิดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน, การจัดการการไหล, พื้นผิวเรขาคณิต, ค่าสภาวะการทำงาน เช่น อุณหภูมิทางเข้า, ความดัน, อัตราการไหล, ชนิดของของเหลว และอื่นๆ

2. คุณสมบัติของของเหลว (Fluid Properties) คุณสมบัติทางกายภาพหลายๆ อย่างของของเหลว เช่น ความร้อนจำเพาะ, ความหนาแน่น, ความหนืด, ค่าการนำความร้อน และเพลาตันน์เบอร์ ค่าเหล่านี้ควรถูกรวมเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิในเทอมที่มีความสัมพันธ์ร่วมกัน หรือที่เรียกว่า

เอกสารสัมพันธ์ (Correlation) สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. Matrix geometry ข้อมูลที่บ่งบอกพฤติกรรมของ Matrix geometry ควรถูกแบ่งแต่ละด้านของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงพื้นที่ที่มีการไหลแบบอิสระให้น้อยที่สุด, เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิกส์, ขนาดครีบ ถูกจำเป็นสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของครีบ และอื่นๆ

4. ความสัมพันธ์ระหว่าง  $\varepsilon$ -NTU ( $\varepsilon$ -NTU Relation) เนื่องจากวิธี  $\varepsilon$ -NTU ถูกนำไปใช้ในการออกแบบเกี่ยวกับความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระจัด การกำหนดสูตรหลายๆ สูตรของความสัมพันธ์ระหว่าง  $\varepsilon$ -NTU ควรถูกจัดทำขึ้น ความสัมพันธ์ควรนำไปใช้ได้กับกรณีทั่วไปในการหา เมื่อรู้ NTU และ  $C = C_{\min}/C_{\max}$  และคำนวณ NTU เมื่อรู้  $\varepsilon$  และ  $C$

5. ความสัมพันธ์  $h$  และ  $f$  ( $h$  and  $f$  relation) ลักษณะเฉพาะของการแลกเปลี่ยนความร้อนและความเสียดทานการไหลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระจัด ถูกใช้ในทอม  $j$  และ  $f$  และ plot กราฟ ในทอมของ Reynolds number และ ข้อมูล  $h$ ,  $f$  และ  $Re$  ควรถูกจัดทำขึ้นเป็นสหพันธ์ (Correlation)

6. ประสิทธิภาพครีบ (Fin Efficiency) เมื่อพื้นผิวถูกขยาย มีการใช้ใน Heat Transfer Matrix ประสิทธิภาพครีบ ( $\eta$ ) และประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบ ( $\eta'$ ) ถูกต้องการในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นในการกำหนดสูตรประสิทธิภาพครีบ และข้อมูลที่ต้องการสำหรับการคำนวณประสิทธิภาพของพื้นที่ครีบควรถูกจัดทำ

7. ความดันลดลง (Pressure Drop) ความดันที่ลดลงสำหรับการไหลผ่านตลอด Matrix เกิดจากความเสียดทานการไหล การเร่งและการหน่วง อันเนื่องมาจากการถ่ายเทความร้อน, การหดและการขยายที่ทางเข้าและทางออกของ Matrix ความสัมพันธ์ที่เหมาะสมควรถูกทำขึ้น การคำนวณความดันที่ลดลงเนื่องจากสาเหตุหลัก และรวมทั้งข้องอ (Bends), หัวจ่าย (Headers) และท่อรวม (Mainfolds)

Rating Problem ถ้าเป็นปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับอัตราการถ่ายเทความร้อนหรือความดันลดลง ถัดมา Rating Problem ถูกแก้ปัญหและเป็นผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนและความดันลดลงถูกคำนวณ การแก้ปัญหของ Rating Problem จะถูกคอมพิวเตอร์นำมาคิดแทน

Sizing Problem ถ้าปัญหาเกี่ยวข้องกับการเหมาะสมที่สุด (Optimization) ซึ่งถูกสัมพันธ์กับขนาด, น้ำหนัก หรือพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อน รวมถึงราคาด้วย ดังนั้น Sizing Problem ถูกแก้ปัญห และขนาดของแกนกลางของ Matrix และพื้นที่การแลกเปลี่ยนความร้อนถูกคำนวณ

Optimization Problem มาตรการที่เหมาะสมที่สุดขึ้นกับงานโดยเฉพาะ ดังนั้นปริมาณที่จะถูกทำให้เกิดสถานะเหมาะสมที่สุดควรมีการกำหนดว่าต้องการมากที่สุด (Maximized) หรือต่ำสุด (Minimized) เนื่องจากอาจจะมีเงื่อนไขบางตัว ถูกเพิ่มเข้ามา หนึ่งในความหลากหลายของวิธีหลายๆ วิธี อาจจะถูกนำมาใช้ให้ถึงจุดของการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด แต่อย่างไรก็ตาม วิธีนั้นก็จะถูก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเท่านั้น ไม่ควรเผยแพร่ไปยังบุคคลอื่นโดยไม่ได้รับอนุญาตจากเจ้าของเอกสาร  
แม้ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คาดการณ์ไว้ว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เป็นแบบเหมาะสมที่สุด สำหรับราคาถูกที่สุด ปัญหาเกี่ยวกับพื้นที่เปิดเผยให้เห็นแจ้ง เช่น พื้นที่ด้านหน้าที่ถูกคงที่ (Fixed Frontal Area) และ ช่วงของขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และเงื่อนไขที่แสดงเป็นนัย (Implicit Constraints) โดยเฉพาะอัตราการถ่ายเทความร้อนน้อยที่สุด และความดันลดลงมากที่สุด ครั้งหนึ่งพื้นที่ผิว เรขาคณิตถูกเลือก ผู้ออกแบบมีทางเลือกในการเพิ่มเงื่อนไข เช่น ค่าต่ำสุดและสูงสุดของความสูง ครีป, ความหนาครีป, ระยะห่างระหว่างครีป, ค่าการนำทางความร้อนครีป, ความยาวครีป, อัตราการ ไหลของแก๊ส ดังนั้นปัญหาลดลงจากการแก้ปัญหาของ Rating Problem ภายในช่วงของการปรับ ค่าที่เจาะจง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

### 4.1 การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การแบ่งประเภทการใช้งานของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในอุตสาหกรรมอาจกระทำได้ 6 วิธีคือวิธีแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้ วิธีแบ่งประเภทตามลักษณะการใช้งาน หรือจุดประสงค์ของการใช้งาน วิธีแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์ วิธีการแบ่งตามขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน วิธีการแบ่งตามการถ่ายเทความร้อน และวิธีการแบ่งตามการไหลของของไหล

#### 4.1.1 การแบ่งประเภทตามสถานะของของไหลที่ใช้

วิธีการแบ่งนี้เป็นที่บ่งว่าของไหล 2 ประเภทที่ทำการแลกเปลี่ยนความร้อนผ่านผนังถ่ายเทความร้อนมีสถานะเป็นอะไร และมีการเปลี่ยนสถานะภายในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อนหรือไม่

1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลทั้ง 2 ชนิดต่างก็เป็นของเหลว ซึ่งเพียงแต่ถูกให้ความร้อนขึ้น หรือเย็นลงเท่านั้น ตัวอย่างเช่น เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างน้ำมันก๊าดร้อนและน้ำมันดิบในอุปกรณ์กลั่นน้ำมัน เป็นต้น

2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลวกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของเหลวฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะเปลี่ยนสถานะเป็นก๊าซหรือระเหยเป็นไอในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องต้มน้ำ (Reboiler) ของหอกลั่นน้ำมัน ซึ่งใช้น้ำมันอุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลทั้ง 2 ชนิดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่างเป็นก๊าซ ซึ่งไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว ตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นอากาศ (Air preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทิ้งเป็นแหล่งความร้อน เป็นต้น

4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับก๊าซ (มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ของไหลฝ่ายหนึ่งในเครื่องจะควบแน่นเป็นของเหลวในระหว่างการแลกเปลี่ยนความร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่น โดยการทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ

5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสถานะ) ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้ ของไหลฝ่ายหนึ่งของผนังถ่ายเทความร้อนจะเป็นก๊าซ ส่วนของไหลอีกฝ่ายหนึ่งจะเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อน (Economizer หรือ Feed water Preheater) ซึ่งใช้ก๊าซทิ้งจากหม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารของหอสมุดกลาง สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซกับของเหลว (มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ) ยกตัวอย่างเช่น หม้อไอน้ำแบบท่อน้ำ (Water tube boiler) ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น (Condenser) ซึ่งควบแน่นไอน้ำให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน เป็นต้น

วิธีการแบ่งประเภทตามสภาวะของของไหลนี้ สะดวกสำหรับการหาค่าโดยประมาณของสัมประสิทธิ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้

#### 4.1.2 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่แบ่งประเภทตามจุดประสงค์ของการใช้งาน หรือลักษณะการใช้งานนั้น แบ่งออกได้ดังนี้

1. เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี้ยว (Concentrator) จุดประสงค์ของการใช้งานคือการระเหยของเหลวให้เป็นไอ เพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้นโดยทั่วไป นอกจากส่วนของการถ่ายเทความร้อนแล้ว ยังมีส่วนสำหรับสะสมไอน้ำด้วย ดังนั้นรูปร่างภายนอกจึงมักจะแตกต่างจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อ

2. เครื่องอุ่นหรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่ออุ่นหรือทำให้ของเหลวร้อนล่วงหน้า เพื่อเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการ โดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามการใช้งาน หรือตามประเภทของไหลที่อุ่นให้ร้อน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler feed water preheater)

3. เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิของของไหลให้สูงขึ้น โดยให้ความร้อน

4. เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Super-heater) เครื่องนี้ทำหน้าที่เพิ่มความร้อนแก่ของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด ยกตัวอย่างเช่น เครื่องดงไอ (Stream Superheater) เป็นต้น

5. เครื่องต้มซ้ำ (Reboiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนแก่ของเหลวควบแน่น เพื่อระเหยให้เป็นไอน้ำอีกครั้งหนึ่ง แสดงตัวอย่างของการใช้เครื่องต้มซ้ำ ซึ่งติดตั้งอยู่ที่ใกล้ฐานของหอกลั่นหน้าทีของเครื่องในทันทีคือ การให้ความร้อนแก่น้ำมันก๊าด เพื่อระเหยองค์ประกอบจุดเดือดต่ำที่มีอยู่ในน้ำมันนั้น เครื่องต้มซ้ำมีเป็นแบบกาต้ม (Kettle Type) และแบบกาลักน้ำเชิงความร้อน (Thermosy) ซึ่งจะอธิบายรายละเอียดในภายหลัง

6. เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ก็เพื่อควบแน่นไอที่ควบแน่นได้ ให้กลายเป็นของเหลว ยกตัวอย่างเช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำให้กลับเป็นน้ำ

7. เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นประเภทหนึ่งที่ใช้หอกลั่น แต่ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอทั้งหมดที่ออกมาจากยอดของหอกลั่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) คล้ายกับเครื่องควบแน่นหมด เครื่องควบแน่นบางส่วนนี้เป็นเครื่องประเภทหนึ่งที่ใช้กับหอกลั่น แต่มีจุดประสงค์เพื่อเพียงควบแน่นส่วนหนึ่งของไอที่ออกจากยอดของหอกลั่นให้เป็นของเหลว

9. เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้มีหน้าที่ระบายความร้อนออกจากของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

10. เครื่องทำให้เย็นจัด (Chiller) เครื่องนี้ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้เหลือต่ำมาก โดยการใช้สารทำความเย็น (Refrigerant) จำพวกแอมโมเนียและฟรอน เป็นต้น

11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในคำจำกัดความที่แคบนี้ แตกต่างจากเครื่องต่างๆ ที่กล่าวมาข้างต้น ในแง่ที่ว่าไม่มีจุดประสงค์เพื่อให้ความร้อนแก่ของของไหลตัวหนึ่ง ในขณะที่เดียวกันระบายความร้อนออกจากของไหลอีกตัวหนึ่ง

จุดประสงค์ของตั้งแต่ (1) เครื่องระเหย จนถึง (5) เครื่องคั้นน้ำ คือการให้ความร้อนแก่ของไหล ส่วนจุดประสงค์ของ (6) เครื่องควบแน่น จนถึง (10) เครื่องทำให้เย็น คือการดึงเอาความร้อนออกจากของไหล อนึ่งจุดประสงค์ของ (11) เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือทั้งให้และดึงความร้อนแหล่งความร้อนที่นิยมใช้ในการให้ความร้อน คือไอน้ำ แต่ในบางครั้งแหล่งความร้อนอาจจะเป็นของเหลว เช่น น้ำมันร้อน และน้ำร้อน เป็นต้น หรือเป็นก๊าซเฉื่อยอุณหภูมิสูง เช่น ก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ และก๊าซไนโตรเจน หรือเป็นก๊าซทิ้งที่ได้จากการสันดาปเชื้อเพลิง

โดยทั่วไปจะใช้แม่น้ำ หรือน้ำบ่อในการระบายความร้อน หรือควบแน่นไอ แต่ในบางครั้งอาจใช้สารทำความเย็นจำพวกแอมโมเนีย แคลเซียมคลอไรด์ ฟรอน เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องมีใช้เสมอกับหอกลั่น ซึ่งทำหน้าที่แยกองค์ประกอบต่างๆ ออกจากของเหลวผสม โดยอาศัยความแตกต่างของจุดเดือดขององค์ประกอบเหล่านั้น โดยเฉพาะอย่างยิ่ง โรงกลั่นน้ำมันจะมีหอกลั่นจำนวนมาก ในกรณีนี้จะเห็นได้ว่าหอกลั่นหนึ่งหอจะต้องการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน 4 ประเภท ดังนั้นจึงทำให้เราสามารถวาดภาพออกได้ว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความสำคัญมากเพียงไร

#### 4.1.3 การแบ่งประเภทตามโครงสร้างของอุปกรณ์

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีมากมายหลายประเภท แต่เมื่อแยกประเภทตาม โครงสร้างของอุปกรณ์แล้ว มีดังต่อไปนี้

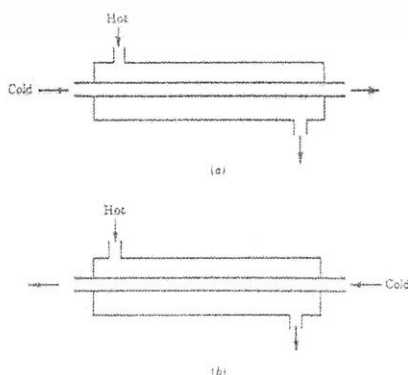
1. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ เนื่องจากโครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนนี้เป็นแบบง่ายๆ และราคาข่อมเยา จึงมีใช้กันมาก ในปัจจุบันจะพบเห็นบ่อยๆ ในรูปของเครื่องระบายความร้อนแบบกล่อง (Box Cooler) ในกระบวนการกลั่นน้ำมัน และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีขนาดเล็ก หรือในกรณีที่ใช้ของเหลวที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง โครงสร้างของเครื่องประเภทนี้ไม่

เอกสารต้องการกรรมวิธีการผลิตที่ละเอียด วัสดุที่ใช้ทำขดท่อ (Coil) มีตั้งแต่ท่อทองแดง ท่อเหล็ก จนถึงท่อสแตนเลส ไม่ว่าจะเป็นกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

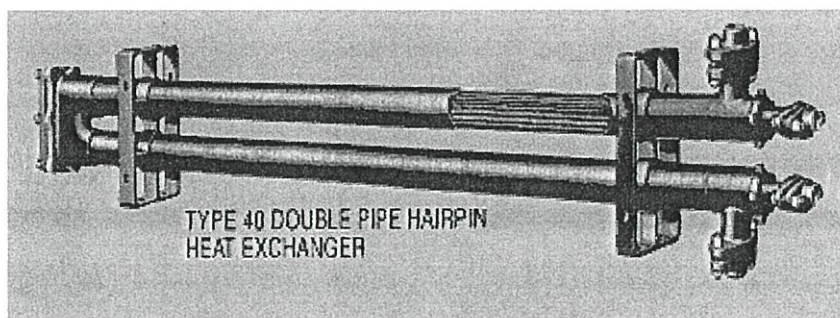
วัสดุที่แปรรูปได้ยาก เช่น กระเบื้องดินเผา เซรามิก แก้ว เหล็กหล่อซิลิกอนสูง (High Silicon Cast Iron) กราไฟท์ (Graphite) ยางสังเคราะห์ (Synthetic Resin) เป็นต้น เนื่องจากเป็นขดท่อจึงมีความแข็งแรงสูง แม้ว่าของไหลในท่อจะมีความดันสูง ดังนั้น ข้อดีคือ ปัญหาของการรั่วไหลมีน้อย แต่มีข้อเสียคือ ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำ และมีพื้นที่การถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย เมื่อเทียบกับสัดส่วนภายนอกของเครื่อง ด้วยเหตุนี้อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อหนึ่งหน่วยปริมาตรของเครื่องจึงมีค่าน้อย เครื่องแบบนี้มักใช้สำหรับการควบคุมอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บให้มีค่าอยู่ในช่วงที่ต้องการ

2. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเปิด เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ใช้ระบายความร้อนโดยการปล่อยให้ น้ำหยดลงบนท่อที่ติดตั้งอยู่ในแนวระดับ เพื่อลดอุณหภูมิของของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ ชื่อเรียกอื่นๆ ของเครื่องประเภทนี้ก็มี เช่น เครื่องระบายความร้อนแบบทริกเกิล (Trickle Cooler) แบบทรอมโบน (Trombone Cooler) แบบคาสเคด (Cascade Cooler) หรือแบบตัว S (S-type Cooler) เป็นต้น โครงสร้างทั่วไปประกอบด้วยท่อตรงและส่วนโค้ง (Bend) และสามารถวางซ้อนกันหลายชั้น เพื่อเพิ่มความสามารถทำงานของเครื่อง เครื่องแบบนี้เหมาะที่จะใช้กับของไหลความดันสูงที่มีฤทธิ์กัดกร่อนสูง เพราะโอกาสที่จะเกิดการรั่วไหลมีน้อย และถ้าเกิดการรั่วไหลขึ้นก็รู้ได้ทันที วัสดุที่ใช้ทำท่อมีตั้งแต่ท่อเหล็ก จนกระทั่งวัสดุประเภทต่างๆ ที่ทนการกัดกร่อน เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อ

3. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น โครงสร้างของเครื่องแบบนี้ประกอบด้วยท่อ 2 ขนาดซ้อนกันอยู่ โดยมีแกนกลางของท่อร่วมกัน ของไหลชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในท่อใน และของไหลอีกชนิดหนึ่งจะไหลอยู่ในช่องว่างรูปวงแหวนระหว่างท่อในและท่อใน โดยทั่วไปปลายข้างหนึ่งจะถูกเชื่อมต่อกันด้วยท่อโค้งรูปตัว U (U-Bend) ดังรูปที่ 4.1 บางทีก็เรียกชื่อตามรูปร่างของเครื่องว่าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฮร์พิน เครื่องแบบนี้เหมาะสำหรับการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลภายในท่อที่มีความดันสูง ความหนืดสูง หรือฤทธิ์กัดกร่อนสูง ในบางครั้งจะใช้ท่อที่มีครีปเป็นท่อชั้นในเพื่อเพิ่มพื้นที่ถ่ายเทความร้อน และความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่อง



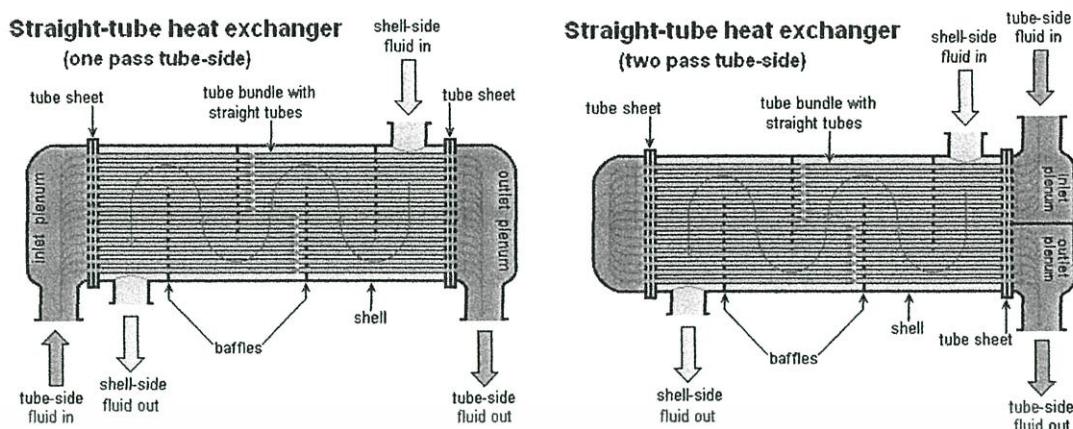
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่รูปที่ 4.1 ลักษณะการไหลในท่อสองชั้น (a) parallel flow (b) counter flow ขนด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น

ลักษณะเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้นคือ โครงสร้างค่อนข้างง่าย ราคาของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ความร้อนมีราคาถูก และเมื่อมีความจำเป็น สามารถเพิ่มความสามารถทำงานได้ง่าย โดยการเอาเครื่องที่มีสัดส่วนเหมือนกันหลายๆชุดมาต่อกันแบบอนุกรม (Series) หรือแบบขนาน (parallel) เพื่อให้ของไหลไหลสวนทางกันด้วยความเร็วที่เหมาะสม ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนที่ได้จะมีค่าสูง ในขณะที่ความดันสูญเสียมีค่าต่ำ แต่เมื่อขนาดของเครื่องเพิ่มมากขึ้นเรื่อยๆ ปริมาตรของเครื่องต่อหนึ่งหน่วยพื้นที่ถ่ายเทความร้อนจะเพิ่มตามขึ้น ทำให้ราคาของเครื่องค่อนข้างแพง เมื่อเปรียบเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบอื่น ดังนั้นเครื่องแบบนี้จึงควรเลือกใช้ในกรณีที่มีปริมาณการถ่ายเทความร้อนค่อนข้างน้อย หรือในกรณีที่ต้องการพื้นที่ถ่ายเทความร้อนน้อยกว่า 20 ตารางเมตร

4. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมีส่วนใหญ่มีลักษณะเป็นประเภทนี้ เนื่องจากความนิยมใช้อุปกรณ์ประเภทนี้มีมากที่สุด ส่วนประกอบของ Heat Exchanger จะมีพวก tube bundle, shell, front and rear end header, and baffles เป็นตัวใช้ในการสนับสนุน (support) tube ทำให้เพิ่มการเป็นเทอร์บูเลนซ์ หลักการเลือก baffles จะขึ้นกับช่องว่าง, อัตราการไหล (flow rate), การเกิด pressure drop และ tube support requirement และการไหลที่ทำให้เกิดการสั่นสะเทือนภายในท่อ ลักษณะของชนิดของของไหล แบ่งเป็นหลายแบบเช่น liquid to liquid, liquid to gas, gas to gas, liquid to liquid fluid ทั้ง 2 จะถูก pump ผ่าน Exchanger ดังนั้น Heat transfer ทั้งภายในและภายนอก tube จะเป็นแบบ forced convection ดังนั้น heat transfer coefficient จะสูงโดยเกิดจากการไหลของของไหลอยู่แล้ว ไม่จำเป็นต้องติดครีบกาวเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ liquid to gas ครีบกาวจะต้องถูกตัดเข้าไปใน gas side ของ tubes ซึ่งเป็นจุดที่ค่า Heat transfer coefficient ต่ำ แบบ gas to gas จะใช้กับ Exhaust gas และเครื่องอุ่นอากาศ สำหรับระบบ gas-turbine, cryogenic gas-liquefaction system และ steel furnaces ทั้งในและนอก tube จะมีการติดครีบกาวเข้าไปเพื่อเป็นการเพิ่ม Heat transfer



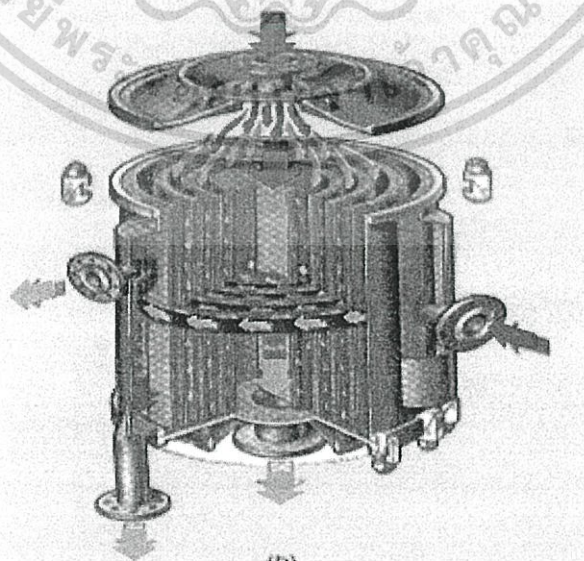
รูปที่ 4.3 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน shell and tube แบบ tube (a) one pass tube-side

(b) two pass tube-side

### 5. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคานปลายป็น

เส้นทางการไหลภายในท่อประกอบด้วยท่อนอก ซึ่งปลายข้างหนึ่งมีฝาปิดอยู่ และท่อในซึ่งสอดอยู่ในท่อนอก ของไหลภายในท่อจะแลกเปลี่ยนความร้อนกับของไหลภายในเชลล์ในระหว่างที่ไหลอยู่ในช่องว่างระหว่างท่อในและท่อนอก เนื่องจากมัดท่อของเครื่องประเภทนี้ สามารถติดตั้งหรือถอดออกได้โดยไม่เกี่ยวข้องกับของไหลภายในเชลล์ เครื่องประเภทนี้สะดวกที่จะสอดเข้าในภาชนะบรรจุหรือระบบท่อได้โดยตรง เพื่อเพิ่มหรือลดอุณหภูมิของของไหลในเชลล์ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบคานปลายป็นมีราคาสูง เมื่อเทียบกับเครื่องชนิดอื่นๆ ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง แต่เหมาะสำหรับใช้กับอุปกรณ์ที่มีอยู่แล้ว เพื่อเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนจากเดิมให้สูงขึ้น

### 6. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน



รูปที่ 4.4 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังที่แสดงไว้ในรูปที่ 4.4 โครงสร้างของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ประกอบด้วยท่อทองแดง ท่ออลูมิเนียม หรือท่อวัสดุอ่อนอื่นๆ ซึ่งเล็กและยาวหมุนวนเป็นเกลียวหลายๆชั้น แล้วบรรจุในภาชนะรูปทรงกระบอก ผลที่ได้คือ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมาก แต่มีการสูญเสียความร้อนน้อยมาก เพราะพื้นผิวที่ความร้อนหนีออกจากเครื่องมีน้อยโดยโครงสร้าง นอกจากการผลิต การซ่อมแซมทำได้ยากและราคาสูงแล้ว ข้อเสียอย่างอื่นคือ ของไหลในท่อและในเซลล์จะต้องสะอาดและมีฤทธิ์กัดกร่อนน้อยจึงจะใช้ได้ ในปัจจุบันนี้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อหมุนวนส่วนใหญ่จะใช้กับอุปกรณ์แยกก๊าซ ซึ่งทำให้อากาศหรือก๊าซอื่นๆ กลายเป็นของเหลวที่อุณหภูมิต่ำมากๆ เพื่อทำการแบ่งแยกต่อไป

#### 7. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ใช้อากาศเป็นตัวระบายความร้อนแทนน้ำเย็น จึงเป็นที่นิยมใช้กันเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ในปัจจุบันนี้ ซึ่งขนาดเคลื่อนน้ำระบายความร้อน โครงสร้างของเครื่องมี 3 องค์ประกอบคือ มัดท่อซึ่งประกอบด้วยท่อถ่ายเทความร้อนที่มีครีบ (Fin) โครงเหล็ก ซึ่งใช้สำหรับยึดมัดท่อ และเครื่องเป่าลมพร้อมมอเตอร์สำหรับเป่าอากาศผ่านมัดท่อ เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบระบายความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบที่เป่าพัดอากาศผ่านมัดท่อ (Forced-Draft) และแบบที่ชักนำอากาศให้ผ่านมัดท่อ (Induced-Draft) คุณลักษณะพิเศษของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนประเภทนี้คือ ไม่ต้องอาศัยน้ำเป็นตัวระบายความร้อน (ผลคือไม่ต้องกังวลเรื่องการแสวงหาแหล่งน้ำหรือการแก้ไขคุณภาพของน้ำที่ใช้) และอากาศที่ใช้สำหรับระบายความร้อนก็มีอยู่ไม่จำกัดปริมาณ ยิ่งกว่านั้น เหตุขัดข้องที่เกิดจากสนิมหรือความสกปรกของครีที่ใช้น้ำระบายความร้อนก็ไม่มี ข้อเสียอย่างอื่นคือค่าบำรุงรักษาสูงกว่าครีที่ใช้น้ำ และเวลาเกิดการรั่วไหลของท่อขึ้น เรื่องที่น้ำจะเข้าไปปนกับของเหลวภายในท่อก็ไม่มี อย่างไรก็ตาม ข้อเสียหลายอย่าง เช่น เสียงดัง ต้องใช้พื้นที่ติดตั้งมาก ค่าก่อสร้างสูง และต้องเลือกสถานที่ติดตั้งให้ดี

#### 8. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้ม

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปลอกหุ้มนี้ มีใช้ในกระบวนการของอุตสาหกรรมเคมีมาเป็นเวลานาน โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วยปลอกหุ้มถังเก็บหรือถังปฏิกรณ์ (Reactor) เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ข้อเสียคือสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมมีค่าต่ำเทียบกับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบเซลล์และท่อหรือแบบอื่นๆ อีกทั้งพื้นที่ถ่ายเทความร้อนก็ถูกจำกัดโดยขนาดของตัวถัง ดังนั้นจึงไม่เหมาะสำหรับงานที่มีจุดประสงค์หลักเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนข้อดีคือโครงสร้างเป็นแบบง่ายๆ ราคาถูกและความจุของภาชนะภายในสูง ดังนั้นจึงเหมาะสำหรับการให้ความร้อนหรือทำความเย็นแก่ของเหลว โดยเฉพาะอย่างยิ่งสะดวกสำหรับการรักษาอุณหภูมิของของเหลวในถังเก็บหรือถังวางให้คงที่ ในบางครั้งเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน อาจมีการติดตั้งเครื่องกวนสำหรับของเหลวภายในถัง หรือเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อนโดยใช้ชุด

เอกสารที่ถ่ายเทความร้อนร่วมด้วย โดยปกติแล้วการทำความสะอาดภายในปลอกหุ้มทำไม่ได้ ดังนั้นของ  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ไหลที่ใช้ในปลอกหุ้มควรเป็นไอน้ำ น้ำเย็น ฟรีออน (Freon) หรือแอมโมเนีย (Ammonia) ที่มีความสกปรกน้อย

#### 9. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น

ลักษณะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่นคือ การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อนหลายๆแผ่นมาวางเรียงกันในระยะที่ห่างคงที่ แล้วให้ของเหลวแต่ละชนิดไหลผ่านช่องว่างระหว่างแผ่นในลักษณะสลับกัน ช่องเว้นช่อง เครื่องแบบนี้มักใช้กับการเพิ่มอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าหม้อไอน้ำ (Boiler) ในกรณีนี้ค่าสูญเสียความดันจะน้อย แต่ประสิทธิภาพก็ไม่ดีนัก ปัจจุบันได้มีการปรับปรุงและพัฒนาเครื่องแบบนี้โดยจะใช้แผ่นเหล็กสแตนเลส (Stainless Steel) บางๆ หรือแผ่นไทเทเนียม (Titanium) ซึ่งทนต่อสนิมได้อย่างดี เอามาอัดให้เกิดส่วนนูน ส่วนเว้า แล้ววางประกบกันหลายๆแผ่น ของไหลแต่ละชนิดจะไหลสลับกันไปตามช่องว่างที่เกิดจากการประกบเพื่อแลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อเพิ่มความแข็งแรง ป้องกันอากาศรั่ว และให้มีช่องว่างไหลดี ผิวของแผ่นนำความร้อนจะมีทั้งส่วนนูน และส่วนเว้า ปะเก็น (gasket) จะถูกติดตั้งไว้ในตำแหน่งที่เหมาะสมเพื่อป้องกันไม่ให้อากาศรั่วไหล และรักษาระยะห่างระหว่างแผ่นที่ต้องการสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบปรับปรุงใหม่นี้มีค่าสูง ส่วนคุณลักษณะดีเด่นอย่างอื่นคือ สามารถถอดเป็นแผ่นๆออกมาทำความสะอาดได้ทั่วถึง การบำรุงรักษาก็ง่าย และสามารถปรับปริมาณการถ่ายเทความร้อนได้โดยการเพิ่มหรือลดจำนวนแผ่นถ่ายเทความร้อน เนื่องจากปะเก็นที่ใช้โดยปกติทำจากยางหรือยางสังเคราะห์ จึงไม่เหมาะที่จะใช้กับอุณหภูมิสูง หรือความดันสูง เครื่องแบบนี้นิยมใช้กันมากในอุตสาหกรรมเวชภัณฑ์ และอุตสาหกรรมอาหาร ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูงประมาณ  $1300-3500 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$  ส่วนความดันและอุณหภูมิสูงสุดที่ใช้ได้ประมาณ  $5 \text{ kg/cm}^2$  และ  $150$  องศาเซลเซียส ตามลำดับ แผ่นจะต้องราบเรียบ หากแผ่นไม่สมมาตรจะไม่สามารถใช้กับงานที่ต้องทนความดันกับความดันสูง (high pressure) ค่าของ compactness factor จะอยู่ในช่วง  $120$  ถึง  $230 \text{ m}^2/\text{m}^3$  การเอาแผ่นถ่ายเทความร้อน 2 แผ่น มาประกบกันให้เกิดช่องทางไหลเหมือนกับขดท่อ ลักษณะการใช้ มีตั้งแต่การเอามาวางประกบกันหลายๆแผ่น ให้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น การวางใช้ในภาชนะบรรจุแทนขดท่อถ่ายเทความร้อน (Coil) ตลอดจนการวางติดกับผนังถังแทนปลอกหุ้ม (jacket)

#### 10. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบหอยโข่ง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้สร้างขึ้นจากแผ่นราบ 2 แผ่นที่เอามาตัดขนานกันให้เหมือนลายหอยโข่ง คุณลักษณะที่ดีเด่นคือ โครงสร้างเป็นแบบไม่จำเป็นต้องค้ำนึ่งถึงการยึดหดตัวเชิงความร้อน สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมสูง เมื่อเทียบกับค่าสูญเสียความดันที่น้อย และการไหลก็สม่ำเสมอด้วย ดังนั้นจึงสามารถออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ขนาดเล็กเมื่อเทียบกับพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ข้อเสียคือ ทำความสะอาดหรือซ่อมแซมได้ยาก เพราะปกติสร้างขึ้น

โดยการเชื่อมโลหะ (Welding) ดังนั้นจึงไม่เหมาะที่จะใช้กับของไหลที่สกปรกมาก ของไหลที่มีค่า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฤทธิ์กักความร้อนแตกต่างกัน หรือของไหลที่มีความดันสูง ในปัจจุบันเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมกระดาษ อุตสาหกรรมอาหาร เป็นต้น แต่การใช้ที่เหมาะสมคือ ใช้เป็นเครื่องทำความเย็นในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งใช้เป็นเครื่องควบแน่นที่ความดันใกล้สูญญากาศ

### 11. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอด

ส่วนใหญ่แล้วเลือกการใช้วัสดุประเภทโลหะที่เหมาะสมกับการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารเคมีสองชนิดที่มีฤทธิ์กัดกร่อนผิดแผกกันนั้นทำได้ลำบาก ในกรณีเช่นนี้สมควรที่จะใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบล้อยอดซึ่งทำจากตะกั่วดำหรือวัสดุทนการกัดกร่อนอื่นๆ ก้อนๆ เดียว โครงสร้างของเครื่องประกอบด้วย ก้อนวัสดุทนการกัดกร่อนซึ่งเจาะรูยาวจำนวนมากให้ตั้งฉากกันระหว่างแต่ละชั้นของรู ของไหลแต่ละชนิดไหลสลับชั้นกันไปตามรูปที่เจาะไว้ เครื่องแบบนี้มีใช้ในอุตสาหกรรมเคมีภัณฑ์ เช่น กรดเกลือ กรดกำมะถัน และเคมีภัณฑ์อื่นๆ แต่โครงสร้างของเครื่องจำกัดการใช้ในเฉพาะกรณีปริมาณการแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยที่ความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ

### 12. เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัด

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการลดขนาดของเครื่องให้เล็กที่สุด แต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัดจะเรียกชื่อได้ก็ต่อเมื่ออัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (ในหน่วย  $\text{ft}^2$ ) กับปริมาตร (ในหน่วย  $\text{ft}^3$ ) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 200 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง ในกรณีที่ใช้ท่อกลมปกติจะใช้ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางเล็กกว่า  $1/4$  นิ้ว ร่วมกับครีป (Fin) หรือแผ่นโครงสร้างแสดงตัวอย่างทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกระทัดรัด เนื่องจากโครงสร้างแบบนี้ซ่อมแซมทำความสะอาดได้ยาก และอุณหภูมิหรือความดันที่ใช้ก็มีจำกัด จึงไม่ค่อยใช้ในกระบวนการอุตสาหกรรมเคมี แต่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีเลิศระหว่างก๊าซ 2 ชนิดที่สกปรกน้อย

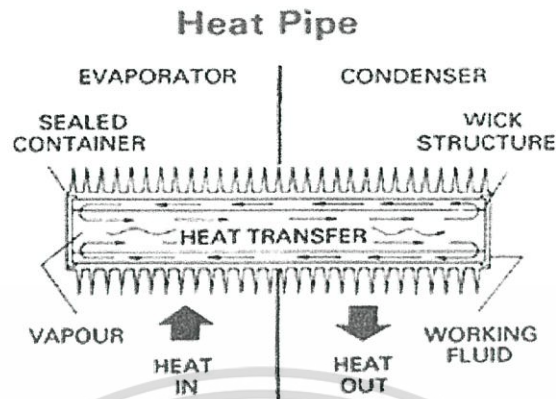
### 13. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแนวใหม่ที่มีอัตราการนำความร้อนสูง และมีสมรรถนะสูง แม้ว่าผลต่างของอุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน (heat source) และแหล่งรับความร้อน (heat sink) มีค่าน้อยกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ประกอบด้วยฮีทไปป์ ซึ่งเป็นท่อปิดผนึก ภายในบรรจุวิกส์ (Wick) และของเหลวใช้งาน (Working Fluid) ที่ความดันสูญญากาศ

ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์มีแสดงอยู่ในรูปที่ 4.5 กล่าวคือ เมื่อฮีทไปป์รับความร้อนจากแหล่งให้ความร้อนผ่านผนังท่อของช่วงการระเหย (Evaporation Section) ไปยังวิกส์ ของเหลวใช้งานที่อยู่ในวิกส์จะระเหยกลายเป็นไอ ไอที่เกิดขึ้นจะเคลื่อนที่ไปตามท่อไปยังช่วงการควบแน่น (Condensation Section) ซึ่งมีความดันไอลำกว่า ณ ที่นี้ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นจากการควบแน่นจะถ่ายเทผ่านผนังท่อไปสู่แหล่งรับความร้อน ส่วนของเหลวจากการควบแน่นจะไหลซึมกลับไปยังช่วง

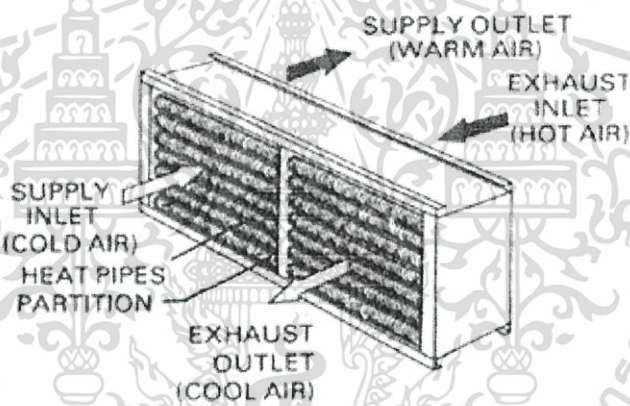
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การระเหยโดยแรงคาพิลลารี (Capillary Action) ของวิกต์ รูปที่ 4.6 แสดงตัวอย่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ฮีทไปป์เป็นตัวถ่ายเทความร้อน



รูปที่ 4.5 ลักษณะการทำงานของฮีทไปป์

### Heat Pipe Heat Exchanger



รูปที่ 4.6 โครงสร้างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์

ตารางที่ 4.1 ความสัมพันธ์ระหว่างของเหลวใช้งานกับอุณหภูมิ

ช่วงอุณหภูมิ (องศาเซนติเกรด)	ของเหลวใช้งาน
20-40	แอมโมเนีย
50-200	น้ำ
250-650	ปรอท
400-800	โปแตสเซียม
500-1000	โซเดียม
1000-1800	ลิเทียม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 4.2 การเปรียบเทียบเชิงปริมาณของสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ  
สำหรับกรณีของก๊าซร้อนและก๊าซเย็น

ประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	ความดันที่สูญเสีย	สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	การบำรุงรักษา	ราคา	พลังงานเสริม	การรั่วผสมของไหล	พื้นที่การถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตร 1 หน่วย	คะแนนรวม
Regeneration	ปานกลาง 3	สูง 4	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	มี 0	มาก 4	15
Shell and Tube	สูง 2	สูง 4	ธรรมดา 3	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	น้อย 2	19
Plate fin	ต่ำ 4	ปานกลาง 3	ธรรมดา 3	สูง 2	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	มากพิเศษ 5	22
Recirculating	ต่ำ 4	ต่ำ 2	ยาก 2	สูง 2	จำเป็น	ไม่มี 5	มากพิเศษ 3	18
Secondary medium								
Heat-pipe	ต่ำ 4	สูง 4	ง่าย 5	ปานกลาง 3	ไม่จำเป็น	ไม่มี 5	มาก 4	25

จุดเด่นของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์มีดังต่อไปนี้

1. ไม่ต้องใช้แหล่งพลังงานเสริมในการใช้งาน ยกเว้นเครื่องเป่าลม หรือสูบของเหลว
2. อุณหภูมิที่ใช้งานมีช่วงกว้างและสามารถทำงานได้ แม้อุณหภูมิระหว่างแหล่งให้ความร้อน และแหล่งรับความร้อนต่างกัน ไม่มาก ถ้าเลือกของเหลวใช้งานให้เหมาะสมกับช่วงอุณหภูมิ ดังแสดงในตารางที่ 4.1
3. อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อพื้นที่หนึ่งหน่วยมีค่าสูงกว่าอัตราการนำความร้อนของโลหะ
4. ปัญหาในการใช้งานและการดูแลรักษามีน้อย เพราะไม่มีส่วนที่เคลื่อนไหว (Moving Parts)

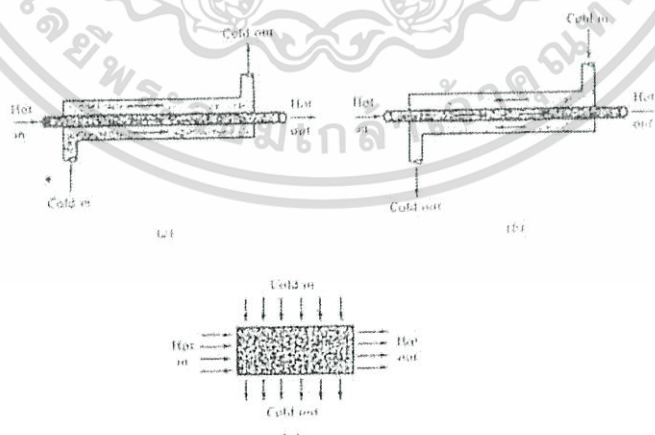
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์สามารถนำไปประยุกต์ใช้งานในลักษณะต่างๆ เช่น ในการรักษาอุณหภูมิในยานอวกาศให้มีค่าสม่ำเสมอทุกจุด, ในการกำจัดความร้อนออกจากชิ้นส่วนอิเล็กทรอนิกส์ประเภททรานซิสเตอร์ อุปกรณ์สารกึ่งตัวนำและวงจรรวมไอซี, ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นเพื่อประหยัดพลังงาน, ในการควบคุมอุณหภูมิในถังปฏิกรณ์, ในเอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การอบแห้งเส้นใยและกระดาษ, ในการเก็บความร้อนทิ้งจากหม้อไอน้ำ, ในการระบายความร้อนจากระบบเบรคของเครื่องบิน, เตาเผาขยะและกระบวนการผลิต เป็นต้น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนระหว่างก๊าซร้อนและก๊าซเย็นในอดีตรมีหลายประเภท การเปรียบเทียบเชิงปริมาณระหว่างสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบฮีทไปป์ กับอุปกรณ์ประเภทอื่นๆ ทำได้ค่อนข้างลำบากก็จริง แต่ Basiulis ก็เคยลองทำการเปรียบเทียบโดยวิธีให้คะแนนหัวข้อเปรียบเทียบต่างๆ ดังที่แสดงไว้ในตารางที่ 4.2

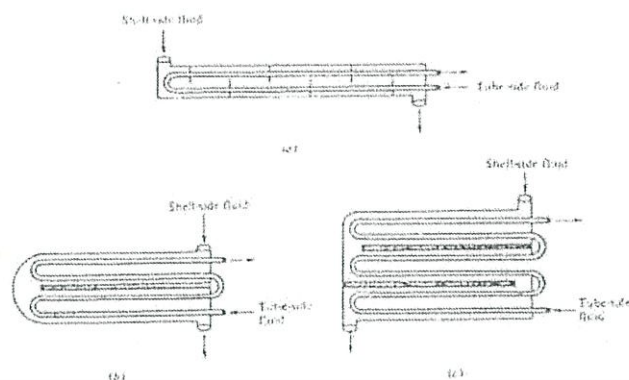
อย่างไรก็ดีถ้าการเลือกวัสดุและการออกแบบฮีทไปป์กระทำอย่างไม่ถูกต้องก็อาจเกิดปัญหาในการใช้งานได้ เช่น การหลุดลุ่ยของผนังท่อ จะทำให้ฮีทไปป์หมดประสิทธิภาพในการทำงานโดยสิ้นเชิง การผุกร่อนของผนังด้านในอาจก่อให้เกิดการอุดตัน หรือเสื่อมคุณภาพของวิกค์ได้บางครั้ง วิกค์อาจเกิดการแห้งตัวได้ (Dry out) ถ้าแรงคาพิลลารีมีไม่เพียงพอที่จะถ่ายเทความร้อนของเหลวควบแน่นกลับไปยังการระเหยได้ทัน ของเหลวใช้งานก็อาจเสื่อมคุณภาพได้ที่อุณหภูมิสูงเกินไป

#### 4.1.4 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Flow Arrangement

1. Parallel flow การไหลจะเป็นการไหลแบบทางเดียวกัน ดังรูปที่ 4.7 (a)
2. Counter flow จะเป็นการไหลแบบสวนทางกัน ดังรูปที่ 4.7 (b)
3. Cross flow จะเป็นการไหลแบบตัดขวาง ดังรูปที่ 4.7 (c)
4. Multi pass นิยมใช้ในการเพิ่มการทำ Heat Exchanger เพราะว่าการเพิ่ม Multipassing จะทำให้ overall effectiveness over individual effectiveness ดังรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.7 (a) การไหลขนานกัน (b) การไหลสวนทางกัน (c) การไหลตัดขวางกัน



รูปที่ 4.8 การไหลแบบ Multipass (a) one shell pass, two tube pass (b) two shell pass, four tube pass (c) three shell pass, six tube pass

#### 4.1.5 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Transfer Process

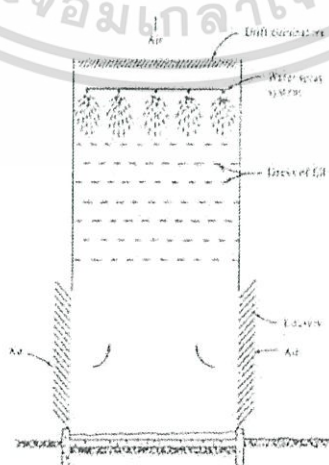
1. Direct Contact การถ่ายเทความร้อนจะเป็นการถ่ายเทระหว่าง Immiscible Fluids เช่น Cooling Tower สำหรับส่วนในของ Cooling Towers จะใช้ความร้อนมาจากโรงงานอุตสาหกรรม (Industrial Process) โดยนำความร้อนที่เกิดขึ้นส่งไปที่น้ำ เช่น River lake ocean โดยจะแบ่งเป็นการพาความร้อน 2 แบบ คือ

1.1 การพาความร้อนแบบธรรมชาติ (Natural Convection)

1.2 การพาความร้อนแบบบังคับ (Forced Convection)

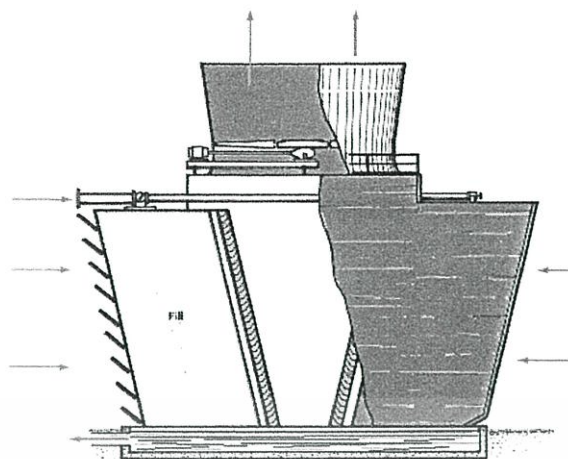
สำหรับ Cooling Towers แบบ Natural Convection เป็นตามรูปที่ 4.9 โดยจะมีการพ่นน้ำ (sprayed water) จากทางด้านบนลงมาด้านล่าง โดยมีความร้อนขึ้นด้านบน สำหรับ Cooling Tower แบบ Forced Convection เป็นไปตามรูปแบบ 4.10

2. Indirect Contact จะเป็นพวกหม้อน้ำรถยนต์ (Automobile Radiators)



รูปที่ 4.9 แสดง Cooling Towers แบบ Natural Convection

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4.10 แสดง Cooling Towers แบบ Forced Convection

#### 4.1.6 ลักษณะการแบ่งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตาม Compactness

เป็นการแบ่งวัดตามอัตราส่วนของ Heat transfer surface one area ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ต่อปริมาตรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หากมีค่ามากกว่า  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  จะเรียกว่าเป็น Compact heat exchanger ยกตัวอย่างก็จะเป็นพวก Automobile radiator จะมี Area Density ประมาณ  $1,100 \text{ m}^2/\text{m}^3$  สำหรับ Vehicular gas turbine จะมี Area Density ประมาณ  $6,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  เป็น Compact Heat Exchanger สำหรับปอดของมนุษย์ (Human lungs) จะมี Area Density ประมาณ  $20,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  เป็นต้น จะถือว่าเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีค่า Compact Heat Exchanger สูงสุด สำหรับ Stirling engine เป็น Area Density เข้าใกล้ปอดของมนุษย์ (Human lungs) สำหรับ Plane tubular และเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Shell and tube exchanger) ที่มี Area Density ในช่วง 70 ถึง  $500 \text{ m}^2/\text{m}^3$  จะไม่คิดว่าเป็น Considered Compact สำหรับการทำให้ Ratio มีค่าสูงทำได้โดยการติดครีป (fins) ในการถ่ายเทความร้อนระหว่างแก๊สไปที่ของเหลว (Gas to Liquid) Heat transfer coefficient ของทางด้านแก๊ส (Gas) น้อยกว่าทางด้าน (Liquid) จะต้องมีการติดครีป (fin) ทางด้านแก๊ส (Gas) เพื่อจะให้มีความกระตักครัดมากขึ้น

## บทที่ 5

# วัสดุที่ใช้ทำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

### 5.1 วัสดุที่ใช้ในการทำ Heat Exchanger

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ แทบทั้งหมดทำจากโลหะแทบทั้งสิ้น โลหะเป็นวัสดุที่มีให้เลือกใช้อย่างกว้างขวาง พร้อมลักษณะสมบัติความแข็งแรงที่หลากหลาย โลหะสามารถแต่งขึ้นรูปได้สะดวกและสามารถเชื่อมต่อได้โดยการเชื่อมหรือการบัดกรี ปัจจัยทางด้านเศรษฐกิจเป็นตัวชี้้นำให้ใช้โลหะที่มีราคาต่ำสุดที่ยังสามารถทนต่อการไหลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนได้ ความสามารถในการทนต่อการไหลที่สำคัญคือ ความต้านทานต่อการกัดกร่อนของเหลวและไอที่กัดกร่อน เช่น กรดไฮโดรคลอริก กรดกำมะถัน และกรดฟอสฟอริก เป็นเหตุให้ต้องหันไปใช้โลหะที่มีราคาแพง เช่น ไททาเนียม แทนทาลัม เซอร์โคเนียม และแฮสเทลลอย ตลอดจนโลหะผสมอื่นๆ ของไหลบางชนิดมีความกัดกร่อนมากจนไม่สามารถหาโลหะที่มีความเหมาะสมในเชิงความต้านทานต่อการกัดกร่อนได้ ภายใต้อัจฉริยภาพทางเศรษฐศาสตร์ ทางเลือกก็คือใช้โลหะที่ไม่ใช่โลหะ เช่น พลาสติก แก้ว ไฟต์ แก้ว เป็นต้น

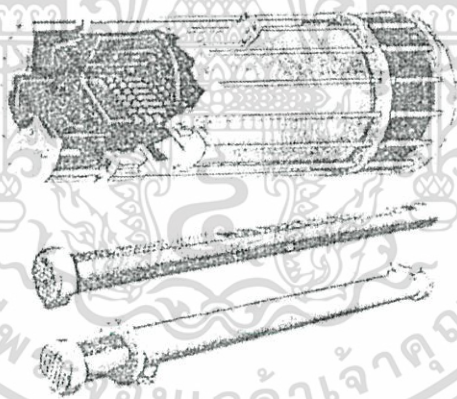
#### 5.1.1 พลาสติก

วัสดุพลาสติก โดยเฉพาะอย่างยิ่ง Teflon หรือ Fluon (Polytetrafluoroethylene, PTFE) ได้รับความนิยมเป็นพิเศษเนื่องจากสมบัติที่ดีเยี่ยมในด้านความต้านทานต่อการทำลายทางเคมี และการเสื่อมสภาพ เราสามารถสร้างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีประสิทธิภาพสูงได้โดยการใช้กลุ่มท่อ PTFE ที่ยาวบางและยึดหยุ่น ซึ่งปลายท่อถูกยึดเข้ากับท่อพักที่ทำด้วยวัสดุชนิดเดียวกัน กลุ่มท่อนี้จะถูกม้วนหรือแขวนอยู่ในถังระบายความร้อนที่เปิดบรรจุน้ำระบายความร้อน อีกเทคนิคหนึ่งเป็นการชุบ PTFE บนพื้นผิวภายในท่อและพื้นผิวอื่นๆ ที่สัมผัสกับของไหลที่กัดกร่อน

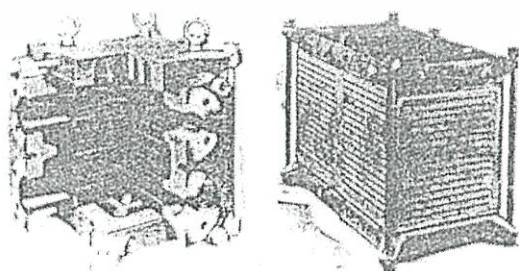
#### 5.1.2 แก้วไฟต์

แก้วไฟต์เป็นวัสดุที่มีการนำไปใช้อย่างกว้างขวางเช่นกัน ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับของไหลที่กัดกร่อนมาก แก้วไฟต์มีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูงมาก เป็นตัวนำความร้อนที่ดี และมีสัมประสิทธิ์การขยายตัวทางความร้อนต่ำ (นั่นคือทนต่อการกระชอกทางความร้อน) แก้วไฟต์สามารถรับการกัดกร่อนทางกลได้ดี แต่ไม่สามารถเชื่อมได้และมีความต้านทานต่อแรงดึงต่ำ ในการออกแบบจึงมุ่งให้แก้วไฟต์ทำงานภายใต้แรงกด ชัดแจ้งทางด้านอุณหภูมิและความดันสำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แก้วไฟต์โดยทั่วไปคือ 175 °C และ 1.7 MPa ตามลำดับ การ

ขบวนการผลิตทางอุตสาหกรรมอย่างกว้างขวางเมื่อไม่กี่สิบปีมานี้ อันเป็นผลจากการพัฒนาเทคนิค ทำให้แกรไฟต์ไม่เป็นรูปพรุน โดยการทำให้อ้อมตัวภายใต้ความดันโดยเรซินที่เหมาะสม การขยายขอบเขตการใช้งานนี้พอดีพ้องกับการขยายตัวโดยทั่วไปทางอุตสาหกรรมทางเคมี โดยเฉพาะอย่างยิ่งในส่วนที่เกี่ยวข้องกับตัวประกอบอินทรีย์ของคลอรีนและฟลูออรีน ปัญหาจากการที่แกรไฟต์มีความแข็งแรงต้านทานแรงดึงต่ำ สามารถแก้ไขได้โดยการออกแบบให้ชิ้นส่วนที่เป็นแกรไฟต์ทำงานอยู่ภายใต้ความเค้นกดแทนที่จะเป็นความเค้นดึง วิธีหนึ่งก็คือการหุ้มแกรไฟต์ด้วยเปลือกโลหะ ชิ้นส่วนแกรไฟต์ที่ประกอบเข้าด้วยกันค่อนข้างแน่น จะถูกประกอบที่อุณหภูมิสูงเพื่อว่าเมื่อเย็นตัวลงโลหะจะเกิดการหดตัวและบีบแกรไฟต์ให้อยู่ภายใต้แรงกด สำหรับการใช้งานที่ความดันสูง มักจะนำเอาเทคนิครูไขว้ ซึ่งจะทำให้การเจาะรูเป็นแถวขนานกันในแท่งแกรไฟต์ตัน รูที่เจาะจะมีด้วยกันสองชุดที่ทำมุมจากกันและอาจมีเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เท่ากัน ชุดที่หนึ่งสำหรับของไหลที่กักร่อนทางด้านท่อ ส่วนอีกชุดหนึ่งสำหรับของไหลที่ไม่กักร่อนทางด้านเซลล์ รูปที่ 5.1 และรูปที่ 5.2 แสดงตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้เทคนิคดังกล่าว แม้ว่าแกรไฟต์จะสามารถต้านทานการกักร่อนโดยการไหลส่วนใหญ่ได้ แต่ก็ไม่แนะนำให้ใช้กับสารละลายของโบรไมน์ ฟลูออโรโรน ฟอสฟอรัสแดง สารละลายซูป โครเมียม กรดไนตริก และกรดโคมิก หากมีข้อสงสัยควรปรึกษาผู้ผลิตแกรไฟต์โดยตรง

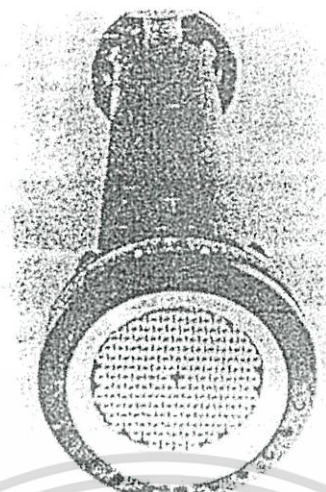


รูปที่ 5.1 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเซลล์ที่สร้างโดยใช้เทคนิครูไขว้



รูปที่ 5.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสี่เหลี่ยมที่ทำด้วยแกรไฟต์โดยใช้เทคนิครูไขว้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.3 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ที่ทำด้วยแก้ว โดยมีเทฟลอนเป็นแผ่นยึดท่อและซีล



รูปที่ 5.4 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบขดท่อแก้ว

### 5.1.3 แก้ว

แก้วเป็นวัสดุอีกชนิดหนึ่ง ที่มีการนำมาใช้ทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในงานพิเศษเฉพาะอย่าง แก้วเป็นวัสดุที่น่าสนใจเป็นพิเศษสำหรับการใช้งานที่กักความร้อนอื่นๆ แก้วมีความต้านทานต่อการกัดกร่อนสูง โดยนอกจากนี้แก้วยังได้รับความนิยมสูงในอุตสาหกรรมยาและอาหาร ซึ่งมีความสะอาดและความบริสุทธิ์ถือเป็นหัวใจสำคัญ ถ้าวัสดุของกระบวนการผลิตสัมผัสเฉพาะกับแก้วและเทฟลอนเท่านั้น โอกาสเกิดการปนเปื้อนจะน้อยมาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำด้วยแก้วโดยทั่วไปมีโครงสร้างสองแบบ ดังที่แสดงในรูปที่ 5.3 และรูปที่ 5.4 รูปที่ 5.3 แสดงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อในเชลล์ ตามปกติทั่วไปที่ใช้ท่อซึ่งทำด้วยแก้วและใช้แผ่นยึดท่อและซีลที่ทำเทฟลอน ตัวเชลล์อาจจะทำด้วยแก้วถ้าของไหลทั้งทางด้านเชลล์และด้านท่อที่เป็นของไหลที่กักความร้อน ในกรณีความดันและอุณหภูมิการใช้งานถูกจำกัดไว้ที่ประมาณ 140 kPa และ 175 °C ตามลำดับ หากต้องการให้ทำงานที่ความดันและอุณหภูมิสูงกว่านี้จะต้องใช้เชลล์ที่ทำด้วย

เหล็กกล้าคาร์บอนซึ่งได้รับการฉาบหรือปิดหน้าด้วยเทลลอนหรือยาง รูปที่ 5.4 แสดงขดท่อ คอนเดนเซอร์และขดท่อบอยเลอร์ที่เป็นแก้ว ในกรณีแรกน้ำหล่อเย็นจะไหลเวียนอยู่ในขดท่อ ส่วนในกรณีหลังไอน้ำหรือของไหลชนิดอื่นจะอยู่ในท่อ ในการใช้งานอาจมีขดท่อหลายชุดวาง ซ้อนกันในแนวตั้งก็ได้ เนื่องจากแก้วมีค่าสภาพการนำความร้อนต่ำมากเมื่อเทียบกับโลหะ จึงดูเหมือนว่าเป็นวัสดุที่ไม่เหมาะสมสำหรับการทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเลย อย่างไรก็ตามเมื่อ พิจารณาในทุกๆ แ่งแล้วข้อเสียในส่วนนี้ของแก้วอาจไม่ร้ายแรงอย่างที่คิดแต่แรกก็เป็นได้ ปัจจัยที่ คือพื้นผิวที่เรียบของแก้วจะช่วยลดทอนการเกิดคราบสกปรกอย่างได้ผลในหลายๆกรณี ความ ต้านทานทางด้านเพลาจึงเป็นตัวต้านทานความร้อนที่มีอิทธิพลที่สุด และเมื่อเปรียบเทียบกันแล้ว ความต้านทานจากท่อมีค่าน้อยมาก ถึงแม้ว่าแก้วคงจะไม่มีโอกาสที่จะกลายเป็นวัสดุทางการถ่ายเท ความร้อนที่ใช้กันอย่างกว้างขวางแต่ด้วยคุณสมบัติที่สามารถต้านทานการกัดกร่อนที่ดีเยี่ยม ไม่ทำ ให้เกิดการปนเปื้อนและป้องกันการซึมผ่านได้ดี ประกอบกับมีให้เลือกใช้ได้หลายรูปแบบในราคา ที่ต่ำ จึงทำให้ยังคงมีการใช้งานต่อไปในขบวนการหลายอย่าง โดยเฉพาะอย่างยิ่งในอุตสาหกรรมยา อาหาร เครื่องดื่ม



# บทที่ 6

## ทฤษฎี

การไหลภายในท่อมีขอบเขตจำกัด โดยที่ความหนาของบาวนด์รีเลเยอร์ไม่สามารถเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ได้ เพราะว่าเมื่อไหลไปได้ระยะหนึ่งบาวนด์รีเลเยอร์ก็ก่อตัวเต็มพื้นที่หน้าตัดของท่อจึงไม่สามารถขยายออกไปได้อีก รูปร่างของความเร็วมักจะมีลักษณะชัดเจนแน่นอน ไม่เปลี่ยนแปลงต่อไปอีก ซึ่งการไหลลักษณะเช่นนี้เรียกว่าการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow) ส่วนการไหลก่อนหน้านั้นเรียกว่าการไหลที่กำลังปรับตัว (developing flow) และเรียกช่วงระยะของการไหลแบบนี้ว่า Hydrodynamic entrance region

### 6.1 กลศาสตร์ของไหล

ตัวพารามิเตอร์ความดันตกเกี่ยวข้องกับกำลังงานของพัดลมโดยตรง ยิ่งความดันตกมาก จำเป็นต้องใช้กำลังขับเคลื่อนของไหลมาก

การจ่ายกำลังให้พัดลม,  $\dot{W}_m$

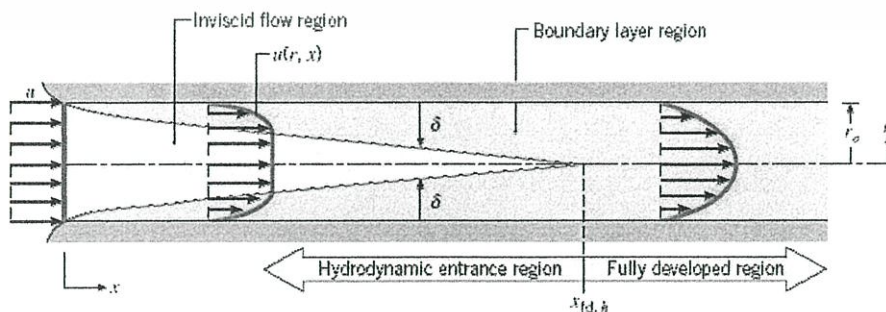
$$\dot{W}_m = Q\Delta p \tag{6.1}$$

ความดันตกของของไหล,  $\Delta p$

$$\Delta p = f \frac{\rho L \bar{V}^2}{2D} \tag{6.2}$$

#### 6.1.1 สถานะการไหล

พิจารณาการไหลแบบราบเรียบในท่อกลมที่มีรัศมี  $r_0$  ตามรูปที่ 6.1



รูปที่ 6.1 การก่อตัวของบาวนด์รีเลเยอร์ของการไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลภายในท่อนั้น ต้องคำนึงถึงการขยายตัวของช่วงบริเวณทางเข้า (entry region) ซึ่งจะขึ้นอยู่กับว่าการไหลนั้นเป็นอย่างไร แบบราบเรียบหรือปั่นป่วน

เลขเรย์โนลด์ส์,  $Re_D$

$$Re_D = \frac{\rho u_m D}{\mu} \quad (6.3)$$

เมื่อ  $u_m$  คือ ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ  
 $D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

เลขเรย์โนลด์ส์วิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากราบเรียบเป็นปั่นป่วน เริ่มต้นจาก  $Re_{D,c} \approx 2300$  และการไหลเป็นแบบปั่นป่วนเต็มที่ที่  $Re_D \geq 4000$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ( $Re_D \leq 2300$ ) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

$$\left( \frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{lam} \approx 0.05 Re_D \quad (6.4)$$

ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วน ( $Re_D \geq 4000$ ) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับการหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับเลขเรย์โนลด์ส์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left( \frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60 \quad (6.5)$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า  $x_{fd} > 10D$  สำหรับการไหลแบบปั่นป่วน

### 6.1.2 ความเร็วเฉลี่ย (mean velocity)

ความเร็วภายในท่อจะแปรเปลี่ยนทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังนั้นจึงใช้ความเร็วเฉลี่ย  $u_m$  (mean velocity) แทน โดยนิยามว่าความเร็วเฉลี่ยคือ ความเร็วคูณด้วยพื้นที่หน้าตัดของท่อและความหนาแน่นของของไหล จะเท่ากับอัตราการไหลของมวล

$$\dot{m} = \rho u_m A_c \quad (6.6)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ถ้าเป็นการไหลสถานะคงที่ ที่อัดตัวไม่ได้ภายในท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ ค่า  $m$  และ  $u_m$  ย่อมมีค่าคงที่ตลอดความยาวท่อ

สำหรับท่อกลม ( $A_c = \pi D^2/4$ ) ค่าของเลขเรย์โนลด์ส์ลดรูปเป็น

$$Re_D = \frac{4\dot{m}}{\pi D \mu} \tag{6.7}$$

เพราะว่าค่า  $\dot{m}$  อาจหาได้จากการอินทิเกรตของฟลักซ์มวล ( $\rho u$ ) ทั่วทั้งพื้นที่หน้าตัด

$$\dot{m} = \int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c \tag{6.8}$$

ดังนั้นสำหรับท่อกลม กรณีของไหลอัดตัวไม่ได้ จะได้

$$u_m = \frac{\int_{A_c} \rho u(r, x) dA_c}{\rho A_c} = \frac{2\pi\rho}{\rho\pi r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr = \frac{2}{r_o^2} \int_0^{r_o} u(r, x) r dr \tag{6.9}$$

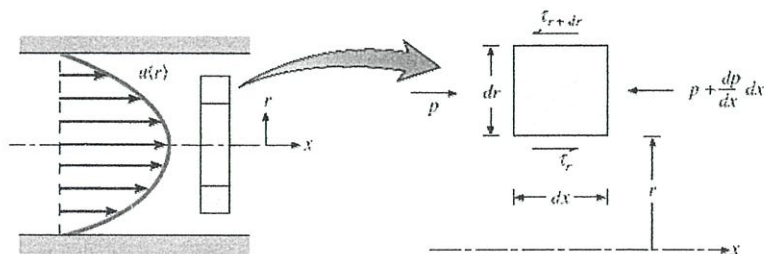
ซึ่งจะหาค่า  $u_m$  ได้ทันที เมื่อรู้ velocity profile,  $u(r)$  ที่ตำแหน่งนั้น

### 6.1.3 รูปร่างของความเร็วของของไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

รูปร่างของความเร็วสามารถหาได้ สำหรับการไหลแบบราบเรียบของของไหลที่คุณสมบัติคงที่ อัดตัวไม่ได้ ในช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วของท่อกลม (สำหรับปั๊มวน ส่วนใหญ่ต้องอาศัยผลจากการทดลองเป็นหลัก) โดยทั่วไปจะเป็นฟังก์ชันของรัศมี

สิ่งสำคัญสำหรับเงื่อนไขข้างต้นก็คือ ค่าความเร็วในแนวรัศมีและการเปลี่ยนแปลงของความเร็วตามแนวแกนต่างๆ แห่งมีค่าเป็นศูนย์  $v=0$  และ  $(\partial u/\partial x)=0$  ดังนั้นความเร็วตามแนวแกนจะมีค่าขึ้นอยู่กับ  $r$  เท่านั้น [ $u(x, r)=u(r)$ ]

ความเร็วตามแนวแกนหาได้จากการแก้สมการที่เหมาะสมของสมการโมเมนตัมตามแนว  $x$  หรือหาโดยคิดสมดุลของการอนุรักษ์โมเมนตัมก็ได้ตามรูปที่ 6.2



เอกสารรูปที่ 6.2 สมดุลแรงบนอิลิเมนต์  $dx$  สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ก่อตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม การคำนวณว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนี้

สำหรับอติเมทริกซ์เฟอเรนเซียลรูปวงแหวนของรูปที่ 6.2 สามารถเขียนสมมูลของแรงได้

$$\begin{aligned} & -\tau_r(2\pi r dx) + \left\{ \tau_r(2\pi r dx) + \frac{d}{dr}[\tau_r(2\pi r dx)]dr \right\} \\ & + p(2\pi r dr) - \left\{ p(2\pi r dr) + \frac{d}{dx}[p(2\pi r dr)]dx \right\} = 0 \end{aligned} \quad (6.10)$$

ซึ่งลดรูปเป็น 
$$-\frac{d}{dr}(r\tau_r) = r \frac{dp}{dx} \quad (6.11)$$

จากกฎความหนืดของนิวตัน เราทราบว่า  $\tau_r = \mu \frac{du}{dr}$

ดังนั้น (6.11) จะเป็น 
$$\frac{\mu}{r} \frac{d}{dr} \left( r \frac{du}{dr} \right) = \frac{dp}{dx} \quad (6.12)$$

เพราะว่า  $dp/dx$  นั้นไม่ขึ้นกับ  $r$  ดังนั้นเราสามารถอินทิเกรต (6.12) ได้

$$r \frac{du}{dr} = \frac{1}{\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{2} + C_1 \quad (6.13)$$

และ 
$$u(r) = \frac{1}{\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) \frac{r^2}{4} + C_1 \ln r + C_2 \quad (6.14)$$

จากเงื่อนไขที่ขอบ ได้ว่า  $u(r_o) = 0$  และ  $\partial u / \partial r|_{r=0} = 0$  จะได้

$$u(r) = -\frac{1}{4\mu} \left( \frac{dp}{dx} \right) r_o^2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (6.15)$$

ดังนั้นรูปทรงของความเร็วสำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว จะเป็นพาราโบลา และจะสังเกตว่าการเปลี่ยนแปลงความดัน ( $dp/dx$ ) ต้องเป็นลบเสมอ

ผลลัพธ์ที่กล่าวมานี้อาจใช้หาค่าความเร็วเฉลี่ยได้ ( $u_m$ ) โดยแทนสมการ (6.15) ใน (6.9) แล้วอินทิเกรต จะได้

$$u_m = -\frac{r_o^2}{8\mu} \frac{dp}{dx} \quad (6.16)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

แทนสมการ (6.16) ใน (6.15) จะได้รูปร่างของความเร็วเป็น

$$\frac{u(r)}{u_m} = 2 \left[ 1 - \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (6.17)$$

เพราะว่า  $u_m$  สามารถหาได้จากการรู้อัตราการไหลของมวล ดังนั้นสมการ (6.16) สามารถใช้หาเกรเดียนต์ของความดันได้ ( $dp/dx$ )

#### 6.1.4 การเปลี่ยนแปลงความดันและตัวประกอบเสียดทานในการไหลแบบปรับตัวเต็มที่แล้ว

ปกติวิศวกรมักสนใจเกี่ยวกับความดันลดในการไหลภายในท่อ เนื่องจากตัวพารามิเตอร์นี้เกี่ยวข้องกับการหาขนาดกำลังงานของปั๊มหรือพัดลมโดยตรง ในการหาความดันลดเราจะใช้ตัวประกอบเสียดทานของ Moody (Darcy) ซึ่งเป็นพารามิเตอร์ไร้มิติ โดยนิยามว่า

$$f = \frac{-(dp/dx)D}{\rho u_m^2/2} \quad (6.18)$$

ค่านี้ต่างกับสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน  $C_f$  ซึ่งบางครั้งเรียกว่าตัวประกอบเสียดทานพैनิง ซึ่งนิยามว่า

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho u_m^2/2} \quad (6.19)$$

เพราะว่าแรงเฉือนบนผิวของของไหลเท่ากับทิศทางตรงกันข้ามแรงบนผิวของของไหล ดังนั้นความเค้นเฉือนบนผิวกำหนดเป็น  $\tau_s = -\mu(du/dr)|_{r=r_o}$  ได้

$$C_f = \frac{f}{4} \quad (6.20)$$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว

$$f = \frac{64}{\text{Re}_D} \quad (6.21)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว การวิเคราะห์ยุ่งยากมากกว่าต้องใช้ผลจากการทดลองตัวประกอบเสียดทานสำหรับค่าเลขเรย์โนลด์ส์ต่างๆ ได้แสดงในไดอะแกรมของ Moody ในรูปที่ 6.2 ตัวประกอบเสียดทานจะมีค่าขึ้นอยู่กับเลขเรย์โนลด์ส์และสภาวะผิวของท่อ ซึ่งจะมีค่าน้อยสำหรับผิวเรียบและเพิ่มมากขึ้นเมื่อความหยาบของผิว (e) เพิ่มขึ้นโดยประมาณดังนี้

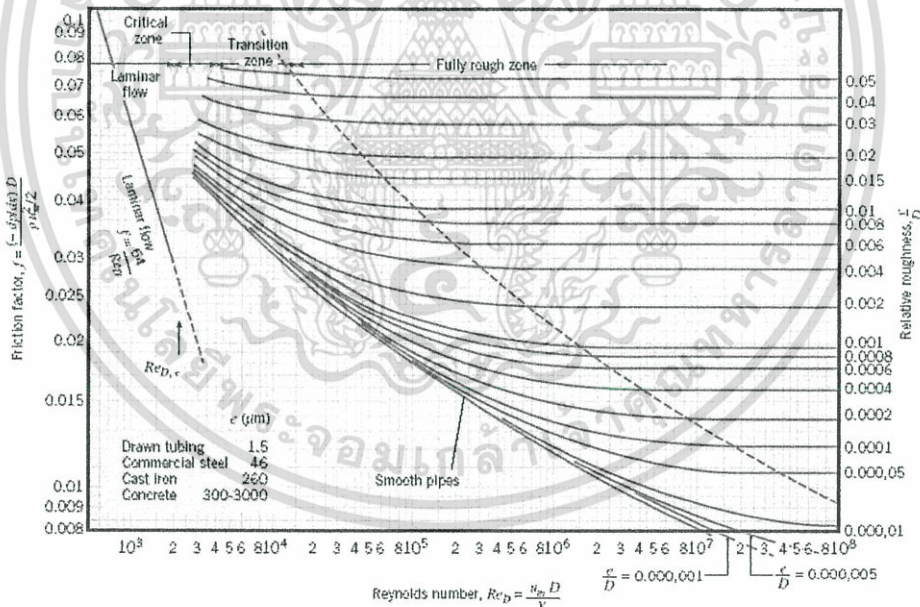
$$f = 0.316 Re_D^{-1/4} \quad Re_D < 2 \times 10^4 \quad (6.22)$$

$$f = 0.184 Re_D^{-1/5} \quad Re_D > 2 \times 10^4 \quad (6.23)$$

นอกจากนี้เรารู้ว่าความดันตก ( $\Delta p$ ) ระหว่างระยะ  $x_1$  ถึง  $x_2$  เป็น

$$\Delta p = - \int_{p_1}^{p_2} dp = f \frac{\rho u_m^2}{2D} \int_{x_1}^{x_2} dx = f \frac{\rho u_m^2}{2D} (x_2 - x_1) \quad (6.24)$$

ซึ่งค่า  $f$  หาจากรูปที่ 6.3 หรือจากสมการ (6.21) สำหรับการไหลแบบราบเรียบ และจากสมการ (6.22) และ (6.23) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมผิวเรียบ



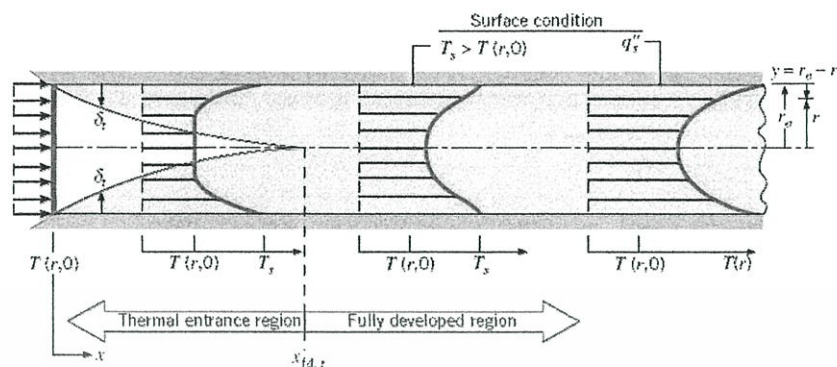
รูปที่ 6.3 ตัวประกอบเสียดทานสำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลม

## 6.2 การถ่ายเทความร้อน

ถ้าของไหลไหลเข้าไปในท่อตามรูปที่ 6.4 ที่อุณหภูมิสม่ำเสมอ  $T(r,0)$  ซึ่งมีค่าแตกต่างจากอุณหภูมิที่ผิวแล้ว การพาความร้อนจะเกิดขึ้นและบาวน์คาร์เลเยอร์ของความร้อนจะเริ่มต้นก่อดำขึ้น อย่างไรก็ตามถ้าสภาวะที่ผิวของท่อคงที่ โดยอาจเป็นอุณหภูมิผิวสม่ำเสมอคงที่ ( $T_s =$  คงที่) หรือ

เอกสภาวะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวสม่ำเสมอ ( $q_s'' =$  คงที่) สภาวะที่ปรับตัวคงที่แล้วของความร้อน (thermally fully developed) ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

fully developed condition) ก็จะเกิดขึ้น ในที่สุดรูปร่างของอุณหภูมิที่ปรับตัวเต็มที่แล้วจะแตกต่างกันตามเงื่อนไขไม่ว่าอุณหภูมิผิวคงที่หรือฟลักซ์ความร้อนคงที่



รูปที่ 6.4 การก่อตัวของบาวนด์รีทางความร้อนในท่อกลม

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ระยะความยาวของทางเข้าสำหรับปรับตัว

$$\left(\frac{x_{fd,t}}{D}\right)_{lam} \approx 0.05 \text{Re}_D \text{Pr} \quad (6.25)$$

โดยการเปรียบเทียบบริเวณทางเข้า (entrance region) ของอุณหภูมิตามสมการ (6.25) กับสมการของความเร็ว (6.4) จะพบว่าต่างกันที่ค่า Pr เท่านั้น จึงพอสรุปได้ว่า ถ้า  $\text{Pr} > 1$  แล้ว ไฮโดรไดนามิกบาวนด์รีเลเยอร์ขยายเร็วกว่าบาวนด์รีเลเยอร์ของความร้อนมาก ( $x_{fd,v} > x_{fd,t}$ ) และจะกลับกันถ้า  $\text{Pr} < 1$  สำหรับค่า Pr สูงๆ เช่น น้ำมัน ( $\text{Pr} \geq 100$ )  $x_{fd,v}$  จะน้อยกว่า  $x_{fd,t}$  มาก และอาจสมมุติได้ว่ารูปทรงของความเร็วที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว มีตลอดช่วงบริเวณทางเข้าของความร้อนในทางกลับกันของไหลที่มีค่า Pr ต่ำมากๆ เช่น โลหะเหลว ( $\text{Pr} \leq 0.05$ ) รูปร่างอุณหภูมิอาจเป็นแบบปรับตัวเต็มที่แล้วได้เร็วมาก ในขณะที่รูปร่างของความเร็วยังอยู่ในช่วงกำลังก่อตัวอยู่ ส่วนในการไหลแบบปั่นป่วนเงื่อนไขทั้งสองเกือบจะเป็นอิสระไม่ขึ้นกับ Pr และโดยการประมาณได้ว่า  $x_{fd,t}/D = 10$

## 6.2.1 อุณหภูมิเฉลี่ย

ในเรื่องอุณหภูมิ จำเป็นต้องใช้อุณหภูมิเฉลี่ย ( $T_m$ ) โดยให้ความหมาย

$$T_m = \frac{\int_{A_c} \rho u c_v T dA_c}{m c_v} \quad (6.26)$$

สำหรับท่อกลม และเป็นการไหลที่อัดตัวไม่ได้

$$T_m = \frac{2}{u_m r_o^2} \int_0^r u T r dr \quad (6.27)$$

ค่าของ  $T_m$  จะเปลี่ยนตามแนว  $x$  ถ้ามีความร้อนเข้าหรือออกจากของไหล ซึ่งต่างจาก  $u_m$  มีค่าคงที่ สำหรับท่อที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่

ฟลักซ์ความร้อน ( $q_s''$ ) ระหว่างของไหลกับผิวท่อที่จุดใดๆ หาได้จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน

$$q_s'' = h(T_s - T_m) \quad (6.28)$$

ซึ่ง  $h$  เป็นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ตำแหน่งใดๆ  $T_m$  เปลี่ยนแปลงตามทิศทาง นั่นคือ  $dT_m/dx$  จะไม่เป็นศูนย์ ถ้ามีการถ่ายเทความร้อนเกิดขึ้น

### 6.2.2 สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed conditions)

เนื่องจากการพาความร้อนเกิดขึ้นจริงระหว่างผิวและของไหล นั่นคืออุณหภูมิของไหลยังคงเปลี่ยนแปลงตามระยะ  $x$  สิ่งหนึ่งที่ยากรู้คือเกิดภาวะ Thermal fully developed หรือยัง สถานการณ์นี้จะแตกต่างไปจากกรณีการไหลของของไหลที่  $(\partial u/\partial x)=0$  ในช่วงบริเวณปรับตัวเต็มที่แล้ว ในทางกลับกัน ถ้ามีการพาความร้อนแล้ว  $(dT_m/dx)$  เช่นเดียวกับ  $(\partial T/\partial x)$  ที่รัศมี  $r$  ใดๆ จะไม่เป็นศูนย์ ผลที่ตามมาคือรูปร่างของอุณหภูมิ  $T(r)$  จะเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ  $x$  ซึ่งเปรียบเสมือนว่า สภาวะการปรับตัวเต็มที่แล้วของอุณหภูมิไม่เคยเกิดขึ้นเลย ปรัชญาการณีนี้อาจต้องจัดใหม่ให้อยู่ในรูปไว้มิติของอุณหภูมิเพื่อให้ได้เงื่อนไขนี้

ความแตกต่างอุณหภูมิไว้มิติในรูป  $(T_s - T)/(T_s - T_m)$  ซึ่งเป็นเงื่อนไขที่มีอยู่จริง ซึ่งอัตราส่วนนี้จะเป็นอิสระกับ  $x$  นั่นคือถึงแม้ว่า  $T(r)$  ยังคงเปลี่ยนแปลงอย่างต่อเนื่องกับ  $x$  แต่รูปร่างสัมพัทธ์ของ profile นี้จะไม่เปลี่ยนแปลงเลย และการไหลแบบนี้เรียกว่า การไหลปรับตัวเต็มที่แล้วทางความร้อน (Thermally fully developed) และจะได้ว่า

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[ \frac{T_s(x) - T(r, x)}{T_s(x) - T_m(x)} \right]_{fd,t} = 0 \quad (6.29)$$

เมื่อ  $T_s$  คือ อุณหภูมิผิวท่อ

$T$  คือ อุณหภูมิของของไหลที่ตำแหน่งใดๆ

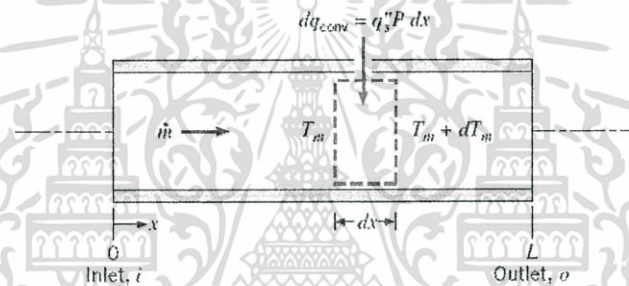
$T_m$  คือ อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหลทั่วพื้นที่หน้าตัดของท่อ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่วางไว้สำหรับใช้วางแบบเพื่อลดความซ้ำซ้อน ไม่สงวนลิขสิทธิ์ให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เงื่อนไขที่กำหนดให้สำหรับสมการ (6.29) ซึ่งจะเกิดขึ้นในท่อ อาจจะเป็นกรณี  $q_s''$  คงที่ หรือ  $T_s$  คงที่ก็ได้ เงื่อนไขที่ผิวแบบนี้เกิดขึ้นมากในทางวิศวกรรม เช่น ในผนังท่อที่ได้รับความร้อนจากไฟฟ้าหรือผิวภายนอกที่ได้รับความร้อนจากการแผ่รังสีอย่างสม่ำเสมอ จะเป็นกรณีของ  $q_s''$  คงที่ ส่วนกรณี  $T_s$  คงที่ จะเกิดขึ้นถ้ามีการเปลี่ยนสถานะ (เนื่องจากการเดือดหรือการควบแน่น) เกิดขึ้นที่ผิวภายนอก

### 6.3 การสมดุลของพลังงาน (Energy Balance)

พิจารณาการไหลในท่อตามรูปที่ 6.5 ของไหลไหลด้วยอัตรามวลคงที่  $\dot{m}$  และมีการพาความร้อนเกิดขึ้นที่ผิวภายใน โดยทั่วไปการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์ของของไหล รวมทั้งการนำความร้อนในทิศทางตามแนวแกนจะไม่นำมาคิด ดังนั้นถ้าไม่มีงานเพลลาซึ่งกระทำโดยของไหลขณะไหลผ่านท่อแล้ว จะมีเพียงอิทธิพลที่เกี่ยวข้องกับการเปลี่ยนแปลงพลังงานความร้อนและงานจากการไหลเท่านั้น



รูปที่ 6.5 ปริมาตรควบคุมสำหรับการไหลภายในท่อ

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

โดยการประยุกต์การอนุรักษ์พลังงานต่อปริมาตรควบคุมตามรูปที่ 6.5 และจากนิยามของ  $T_m$  จะได้

$$dq_{conv} + \dot{m}(c_v T_m + pv) - \left[ \dot{m}(c_v T_m + pv) + \dot{m} \frac{d(c_v T_m + pv)}{dx} dx \right] = 0 \quad (6.30)$$

หรือ 
$$dq_{conv} = \dot{m} d(c_v T_m + pv) \quad (6.31)$$

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

$$dq_{conv} = \dot{m} c_p dT_m \quad (6.32)$$

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

รูปของสมการ (6.32) เกี่ยวข้องกับเงื่อนไขสำหรับท่อทั้งหมด โดยการอินทิเกรตจากทางเข้าถึงทางออกของท่อ จะได้

$$q_{conv} = \dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i}) \quad (6.33)$$

โดยที่  $q_{conv}$  เป็นอัตราการถ่ายเทความร้อนของท่อทั้งหมด

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน,  $h$

$$h = \frac{\dot{m} c_p (T_{m,o} - T_{m,i})}{A_s (T_s - T_b)} \quad (6.34)$$

อุณหภูมิเฉลี่ยของของไหล,  $T_b$

$$T_b = \frac{T_{m,i} + T_{m,o}}{2} \quad (6.35)$$

เลขนัสเซิลท์,  $Nu_D$

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (6.36)$$

เงื่อนไขความร้อนที่ผิวคือฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ (Constant Surface Heat Flux) โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ที่ผิวครบ

## 6.4 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบราบเรียบในท่อกลม

### 6.4.1 ช่วงบริเวณที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed region)

ที่จุดใดๆ ในท่อ สมการพลังงานจะเป็น

$$u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial r} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (6.37)$$

เทอมทางซ้ายมือของสมการ (6.37) เป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการพา และเทอมทาง

ขวามือเป็นการถ่ายเทพลังงานสุทธิโดยการนำ ในทิศทางตามแนวรัศมี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์หรือสงวนชื่อผู้จัดทำขึ้น เมื่อผู้จัดทำให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

คำตอบของสมการ (6.37) ได้หาไว้แล้วสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ในช่วงนี้การประมาณบาวน์คาร์ลีเลอร์ของความเร็วนั้นที่พอใจ นั่นคือ  $v=0$  และ  $(\partial u/\partial x)=0$  สำหรับกรณีของรูปร่างความเร็วตามแนวแกนเป็นแบบพาราโบลา นอกจากนี้สำหรับกรณีฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การประมาณบาวน์คาร์ลีเลอร์ของอุณหภูมิให้ผลที่เป็นที่พอใจเช่นกัน นั่นคือ  $\partial^2 T/\partial x^2 = 0$  แทนการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิตามแนวแกนและความเร็วตามแนวแกน สมการพลังงาน (6.37) ลดรูปเป็น

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} (rdT) = \frac{2u_m}{\alpha} \left( \frac{dT_m}{dx} \right) \left[ 1 - (r/r_o)^2 \right] \quad q_s'' = \text{คงที่} \quad (6.38)$$

ซึ่งเทอม  $(2u_m/\alpha)(dT_m/dx)$  คงที่ โดยการแยกตัวแปรและอินทิเกรต 2 ครั้ง จะได้

$$T(r) = \frac{2u_m}{\alpha} \left( \frac{dT_m}{dx} \right) \left[ \frac{r^2}{4} - \frac{r^4}{16r_o^2} \right] + C_1 \ln r + C_2$$

ค่าคงที่ของการอินทิเกรต  $C_1$  และ  $C_2$  หาจากเงื่อนไขที่ขอบดังนี้

$T$  ที่  $r=0$  หรือ  $(\partial T/\partial r = 0$  ที่  $r=0$ ) จะได้  $C_1 = 0$  และ  $T(r_o) = T_s$  ที่ซึ่ง  $T_s$  แปรตาม  $x$  จะได้  $C_2 = T_s - (2u_m/\alpha)(dT_m/dx)(3r_o^2/16)$  ดังนั้นสำหรับช่วงที่ปรับตัวเต็มที่แล้วและฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่จะได้การกระจายของอุณหภูมิในรูป

$$T(r) = T_s - \frac{2u_m r_o^2}{\alpha} \left( \frac{dT_m}{dx} \right) \left[ \frac{3}{16} + \frac{1}{16} \left( \frac{r}{r_o} \right)^4 - \frac{1}{4} \left( \frac{r}{r_o} \right)^2 \right] \quad (6.39)$$

เมื่อรู้การกระจายของอุณหภูมิ ค่าพารามิเตอร์อื่นๆ ก็สามารถหาได้ เช่นถ้ารูปร่างของความเร็วมุมและอุณหภูมิตามสมการ (6.15) และ (6.39) โดยแทนในสมการ (6.27) และอินทิเกรตทั่วทั้ง  $r$  จะได้

$$T_m = T_s - \frac{11}{48} \left( \frac{u_m r_o^2}{\alpha} \right) \left( \frac{dT_m}{dx} \right) \quad (6.40)$$

จากสมการ 
$$\frac{dT_m}{dx} = \frac{q_s'' P}{\dot{m} c_p}$$

ซึ่ง  $P = \pi D$  และ  $\dot{m} = \rho u_m (\pi D^2/4)$  จะได้

$$T_m - T_s = -\frac{11}{48} \frac{q_s'' D}{k} \quad (6.41)$$

จากกฎการเย็นตัวของนิวตัน สมการ (6.28) และ (6.41) ได้ว่า

$$h = \frac{48}{11} \left( \frac{k}{D} \right)$$

หรือ 
$$Nu_D = \frac{hD}{k} = 4.36 \quad \text{สำหรับ } q_s'' \text{ คงที่} \quad (6.42)$$

ดังนั้นในท่อกลมที่มีคุณลักษณะฟลักซ์ความร้อนที่ผิวคงที่ การไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว ค่าเลขนัสเซิลท์จะคงที่ ไม่ขึ้นกับ  $Re_D$ ,  $Pr$  และตำแหน่งตามแนวแกน  $x$

## 6.5 สหพันธ์การพาความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลม

สมการหา  $Nu_x$  สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมเรียบเสนอโดย Colburn ซึ่งได้มาจาก Chilton-Colburn analogy

$$\frac{C_f}{2} = \frac{f}{8} = St Pr^{2/3} = \frac{Nu_D}{Re_D Pr} Pr^{2/3} \quad (6.43)$$

แทน  $f$  จากสมการ (6.23) สมการของ Colburn เป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \quad (6.44)$$

Dittus-Boelter ได้เสนอสมการเป็น

$$Nu_D = 0.023 Re_D^{4/5} Pr^n \quad (6.45)$$

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

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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการนี้ได้รับการยืนยันจากผลการทดลองสำหรับช่วงของเงื่อนไขดังนี้

$$\begin{cases} 0.7 \leq Pr \leq 160 \\ Re_D \geq 10,000 \\ L/D \geq 10 \end{cases}$$

สมการต่างๆ นี้จะใช้เฉพาะกรณีย่อยๆ ที่ความแตกต่างอุณหภูมิ ( $T_s - T_m$ ) ไม่มากนัก โดยคุณสมบัติต่างๆ คิดที่  $T_m$  สำหรับการไหลที่แสดงลักษณะการแปรเปลี่ยนคุณสมบัติหลายๆ Seider และ Tate ได้แนะนำให้ใช้สมการต่อไปนี้

$$Nu_D = 0.027 Re_D^{4/5} Pr^{1/3} \left( \frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad (6.46)$$

สำหรับ

$$\begin{cases} 0.7 \leq Pr \leq 16,700 \\ Re_D \geq 10,000 \\ L/D \geq 10 \end{cases}$$

โดยที่คุณสมบัติต่างๆ ยกเว้นค่า  $\mu_s$  หาที่  $T_m$  โดยที่  $\mu_s$  หาที่  $T_s$

## 6.6 สหพันธ์การพาความร้อน ท่อที่ไม่กลม

ถึงแม้ว่ามีข้อจำกัดมากเกี่ยวกับการพิจารณาต่อการไหลภายในท่อกลม การประยุกต์ทางวิศวกรรมส่วนใหญ่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนในท่อที่ไม่กลม โดยการใช้เส้นผ่านศูนย์กลางประสิทธิภาพเป็นความยาวเฉพาะ (characteristic length) ซึ่งเรียกว่า เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก เส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter),  $D_h$

$$D_h = \frac{4A_c}{P} \quad (6.47)$$

เมื่อ

$A_c$  คือ พื้นที่หน้าตัด

$P$  คือ เส้นรอบรูปของการไหล











เส้นผ่านศูนย์กลางนี้จะใช้ในการคำนวณพารามิเตอร์ต่างๆ เช่น  $Re_D$  และ  $Nu_D$

สำหรับการไหลแบบราบเรียบ ค่า  $Nu_D$  ที่สอดคล้องกับเงื่อนไขปรับตัวเต็มที่แล้วหาได้จาก

### ตารางที่ 6.1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

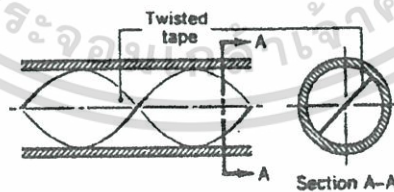
ตารางที่ 6.1 ค่า  $Nu_D$  สำหรับการไหลแบบราบเรียบที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อพื้นที่หน้าตัดต่างๆ กัน

Cross Section	$\frac{b}{a}$	$Nu_D = \frac{hD_h}{k}$		$f Re_{D_h}$
		(Uniform $q_s'$ )	(Uniform $T_s$ )	
	—	4.36	3.66	64
	1.0	3.61	2.98	57
	1.43	3.73	3.08	59
	2.0	4.12	3.39	62
	3.0	4.79	3.96	69
	4.0	5.33	4.44	73
	8.0	6.49	5.60	82
	$\infty$	8.23	7.54	96
	$\infty$	5.39	4.86	96
	—	3.11	2.49	53

Used with permission from W. M. Kays and M. E. Crawford, *Convection Heat and Mass Transfer*, 3rd ed. McGraw-Hill, New York, 1993.

## 6.7 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน (Heat Transfer Enhancement)

การเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน โดยการทำให้เกิดการหมุนวนด้วยการสอดใส่แผ่นเกลียวบิดตามรูปที่ 6.6 การสอดแทรกนี้ประกอบด้วยแผ่นบางที่ถูกบิดเป็นคาบของมุม  $360^\circ$  เป็นผลให้ความเร็วของการไหลเพิ่ม เนื่องจากความเร็วสัมผัสเพิ่มใกล้ผนังท่อ การเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนเป็นผลให้เกิดความดันตก (pressure drop) มากขึ้น



รูปที่ 6.6 การเพิ่มการถ่ายเทความร้อน โดยการติดแผ่นเกลียวบิด

## 6.8 ประสิทธิภาพการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน

กำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบ ( $P_o$ ) เท่ากับกำลังของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ ( $P_r$ )

$$P_o = P_r$$

$$(PQ)_o = (PQ)_r$$

$$\left[ \left( \frac{f\rho L\bar{V}^2}{2D_h} \right) (\bar{V}A) \right]_o = \left[ \left( \frac{f\rho L\bar{V}^2}{2D_h} \right) (\bar{V}A) \right]_r$$

$$(f\bar{V}^3)_o = (f\bar{V}^3)_r$$

$$(f \text{Re}^3)_o = (f \text{Re}^3)_r$$

$$\frac{f_o}{f_r} = \frac{\text{Re}_r^3}{\text{Re}_o^3}$$

$$\frac{\text{Re}_r}{\text{Re}_o} = \left( \frac{f_o}{f_r} \right)^{1/3}$$

$$\frac{\text{Re}_r}{\text{Re}_o} = \frac{1}{(f_r/f_o)^{1/3}}$$

$$\text{Re}_r = \frac{\text{Re}_o}{(f_r/f_o)^{1/3}}$$

(6.48)

ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนพิจารณาที่ค่าลึงของพัดลมที่ใช้ในการจ่ายอากาศผ่านท่อที่มีผนังเรียบและท่อที่มีครีบลักษณะต่างๆ เท่ากัน

$$Nu = f(\text{Re})$$

$$\eta = \frac{Nu}{Nu_o} \Big|_{\text{pumping power}}$$

$$\eta = \frac{Nu/Nu_o}{(f/f_o)^{1/3}} \quad (6.49)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

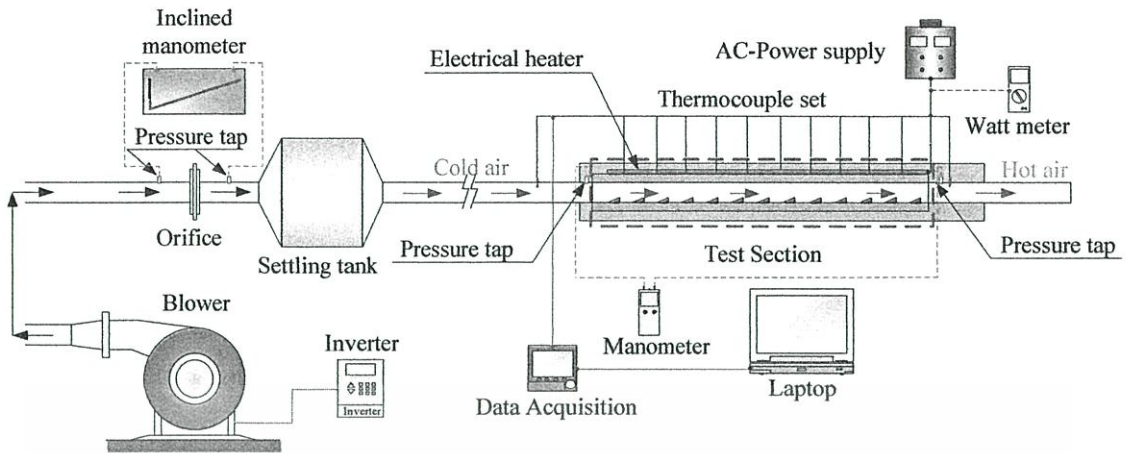
## บทที่ 7

### การออกแบบและการคำนวณ

#### 7.1 การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่ใช้เทคนิคอากาศไหลแบบปั่นป่วนภายในท่อทดลองเพื่อช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อน การไหลแบบปั่นป่วนได้ถูกนำมาใช้ในงานทางด้านอุตสาหกรรมเป็นจำนวนมาก และได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันของอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีบ การติดครีบได้ถูกนำมาใช้เพื่อเพิ่มการสัมผัสกันอย่างทั่วถึงระหว่างอากาศที่ถูกจ่ายเข้าภายในชุดทดลองกับอากาศที่ผิวครีบ และช่วยเพิ่มระยะเวลาในการรับความร้อนที่ผิวครีบ ซึ่งการติดครีบที่ผิวภายในท่อเป็นผลให้อากาศเกิดความปั่นป่วนขึ้น สามารถนำไปสู่การเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อน ลดพื้นที่ผิวสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อน และเป็นผลให้อุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนมีขนาดเล็กลง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบและอุปกรณ์ต่างๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 7.1 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 30 มิลลิเมตร ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลองทำจากอะคริลิกใสขนาดหน้าตัดกว้าง 300 มิลลิเมตร สูง 30 มิลลิเมตร และมีความยาว 1800 มิลลิเมตร โดยมีครีบบางสามเหลี่ยมและครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววี โดยทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงครีบ  $PR = 1, 2, 3$  และ 4 ครีบทุกแบบทำจากอลูมิเนียม ครีบต่างๆ เป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาคือครีบ ไม่มีความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีบ แผ่นครีบถูกติดกับผิวท่อภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า โดยหลักการทำงานของอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะใช้ Blower เป็นแหล่งจ่ายอากาศ ทำให้เกิดการไหลของอากาศผ่านถึงพักลมท่อทางเข้าสู่ชุดทดลอง และชุดทดลอง ในการทดลองกำหนดให้มีอัตราการไหลของอากาศในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 5,000 - 25,000$  ซึ่งอัตราการไหลของอากาศจะถูกควบคุมด้วยอินเวอร์เตอร์และวัดค่าอัตราการไหลออกมาโดยชุดออร์ฟิสโฟลมิเตอร์



รูปที่ 7.1 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางตีวี ประกอบด้วย พัดลม, อินเวอร์เตอร์, ออร์ฟิสมิเตอร์, มานอมิเตอร์, ถังพักลม, ท่อทางเข้าชุดทดลอง, ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์, เทอร์โมคัพเบิล, ชุดวัดอุณหภูมิ, ชุดวัดความดันตกคร่อม และ ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

## 7.2 การคำนวณ

### 7.2.1 พัดลม

การหาขนาดพัดลม โดยพิจารณาที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 20000$  ซึ่งพัดลมรับภาระสูงสุด จากสมการเส้นผ่านศูนย์กลางไฮดรอลิก (Hydraulic diameter)

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

$$= \frac{4(3.2 \times 30 \times 10^{-4})}{(2 \times 3.2 \times 10^{-2}) + (2 \times 30 \times 10^{-2})}$$

$$= 0.0578313m$$

จากตารางคุณสมบัติอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ยเท่ากับ 318 K จะได้  $\rho = 1.099712 \text{ kg/m}^3$  และ  $\mu = 191.3992795 \times 10^{-7} \text{ N}\cdot\text{s/m}^2$

จากสมการตัวเลขเรย์โนลด์ส์

$$Re_D = \frac{\rho \bar{V} D_h}{\mu}$$

หาความเร็วเฉลี่ย

$$\bar{V} = \frac{Re_D \mu}{\rho D_h}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเฉพาะเท่านั้น ไม่ควรนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 20000 × 191.3992795 × 10<sup>-7</sup>  
 1.099712 × 0.0578313  
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$= 6.019 \text{ m/s}$$

จากสมการ  $Q = \bar{V} A_c$

$$= 6.019 \times 3.2 \times 30 \times 10^{-4}$$

$$= 0.0577824 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$= 3.467 \text{ m}^3/\text{min}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้พัดลมมีอัตราการไหลมากกว่า 3.467 ลูกบาศก์เมตรต่อนาที

## 7.2.2 ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลอง

สำหรับการไหลแบบลามินาร์ ( $Re_D \leq 2300$ ) ความยาวของช่วงบริเวณทางเข้าสำหรับการปรับตัว หาได้จากสมการ

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

เรย์โนลด์ส์นัมเบอร์วิกฤติ สำหรับการเปลี่ยนแปลงของการไหล จากลามินาร์เป็นเทอร์บูเลนซ์ เริ่มต้นจาก  $Re_{D,c} \approx 2300$  และการไหลเป็นแบบเทอร์บูเลนซ์เต็มที่ที่  $Re_D \geq 4000$

ส่วนในการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์ ( $Re_D \geq 4000$ ) ไม่มีสมการที่แน่นอนสำหรับหาระยะทางสำหรับการปรับตัว แต่รู้เพียงว่าไม่เกี่ยวข้องกับตัวเลขเรย์โนลด์ส์ และมีค่าประมาณดังนี้

$$10 \leq \left( \frac{x_{fd,h}}{D} \right)_{turb} \leq 60$$

สำหรับค่าที่ใช้ในที่นี้ เราจะสมมุติว่า  $x_{fd} = 20D_h$  สำหรับการไหลที่ปรับตัวเต็มที่แล้ว (fully developed flow)

จากสมการ  $x_{fd} = 20D_h$

$$= 20 \times 0.0578313$$

$$= 1.157 \text{ m}$$

ดังนั้นในการทดลองใช้ท่อทางเข้าสู่ชุดทดลองมีความยาว 1.2 เมตร

## บทที่ 8

# อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

ในการทดลองชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววีสามารถแบ่งขั้นตอนการทดลองออกเป็น 3 ขั้นตอน โดยขั้นตอนที่หนึ่งเป็นการเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง ขั้นตอนที่สองเป็นการติดตั้งอุปกรณ์ในการทดลอง และขั้นตอนที่สามเป็นขั้นตอนการทดลองและเก็บผลการทดลอง

### 8.1 การเตรียมอุปกรณ์ในการทดลอง

ในการศึกษาถึงผลของรูปร่างครีบบางและตำแหน่งการจัดวางครีบบาง ซึ่งเป็นงานวิจัยเชิงการทดลอง การจัดเตรียมและสร้างอุปกรณ์ในการทดลองจึงมีการกล่าวถึงรายละเอียดต่างๆ ของอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

#### 8.1.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลองซึ่งติดตั้งครีบบางสามเหลี่ยมและครีบบางภายในท่อโดยทำการเปรียบเทียบผลของท่อที่มีผนังเรียบ ท่อที่มีครีบบางสามเหลี่ยมและท่อที่มีครีบบางโดยทำการจัดวางในลักษณะต่างๆ ดังแสดงในรูปที่ 8.1



รูปที่ 8.1 ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ชิ้นงานทดลองมีความกว้าง 300 มิลลิเมตร มีความยาว 800 มิลลิเมตร และมีระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 30 มิลลิเมตร ซึ่งผนังของชุดทดลองจะประกอบไปด้วยฉนวน 2 ชั้น ฉนวนชั้นแรกเป็นฉนวนใยเซรามิกหนา 50 มิลลิเมตร ฉนวนชั้นที่สองเป็นฉนวนใยแก้วหนา 50 มิลลิเมตร และมีแผ่นปิดทั้งด้านบนและด้านล่างของชุดทดลอง ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวน

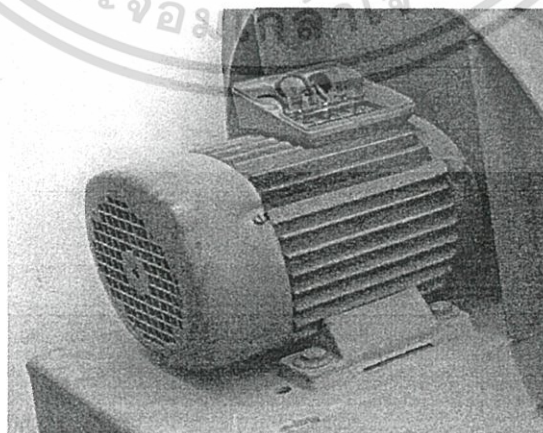
### 8.1.2 Supply Air

Blower MODEL TB-150 เป็นแหล่งจ่ายอากาศ ซึ่งเป็น Blower แบบ 12 ใบพัด ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ หรือ 2 HP ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V PRESSURE 700 mm.Aq ดังแสดงในรูปที่ 8.2



รูปที่ 8.2 Blower

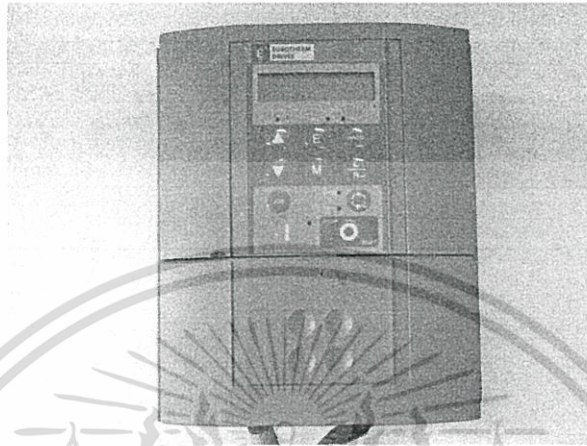
Motor เป็นต้นกำลังในการขับ Blower ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 50 Hz 2900 rpm 14.8 A ดังแสดงในรูปที่ 8.3



รูปที่ 8.3 Motor

Inverter TYPE FVR7.5E11S-4JE ถูกนำมาใช้ในการควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

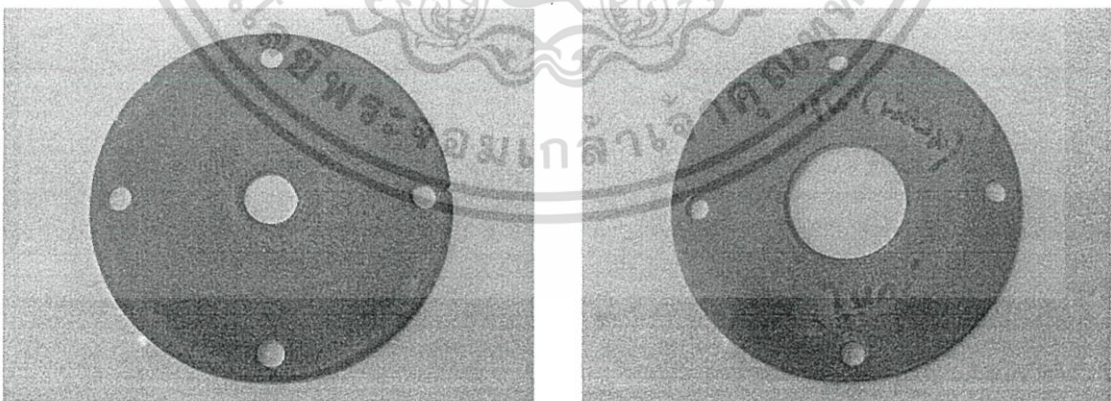
ขับ Blower ในการควบคุมอัตราการไหลของอากาศให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 8.4 โดย Inverter สามารถปรับความเร็วรอบได้สูงสุดเท่ากับ 2400 rpm และมีค่าความละเอียดในการปรับความเร็วรอบในหลักหน่วย ใช้กระแสไฟฟ้า 380 V 3 PHASES



รูปที่ 8.4 Inverter

### 8.1.3 อุปกรณ์วัดอัตราการไหลของอากาศ

Orifice meter เป็นอุปกรณ์ในการวัดอัตราการไหลของอากาศ โดย Orifice meter เป็นชุดวัดอัตราการไหลของอากาศที่ทางเข้าชุดทดลองดังแสดงในรูปที่ 8.5 ในการสร้างอุปกรณ์ Orifice meter ได้สร้างตามมาตรฐานของ JIS (JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD) Measurement of Fluid Flow by Means of Orifice Plates, Nozzles and Venturi Tubes JIS Z 8762



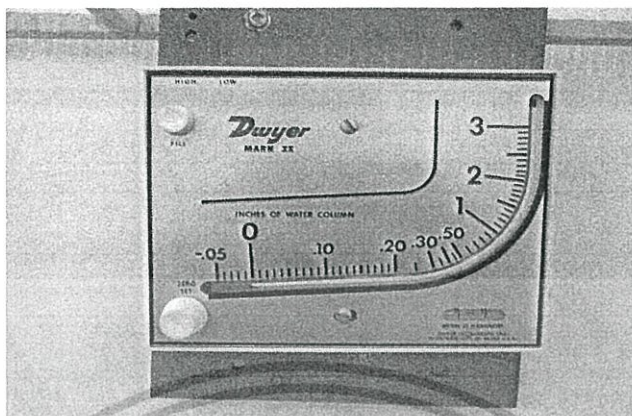
รูปที่ 8.5 Orifice meter

Manometer ใช้วัดความแตกต่างของความดันเพื่อใช้หาอัตราการไหลของอากาศ ความแตกต่างของความดัน ซึ่งสามารถอ่านค่าได้จากความแตกต่างของระดับน้ำ Inclined manometer

Mark II Model No.25 ใช้วัดความแตกต่างของความดันที่มีค่าน้อย ซึ่งจะทำให้สามารถอ่านค่าของ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้เท่านั้น เมื่อผู้ใดเห็นใบเซอร์เวอชิงนี้ในการค้าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

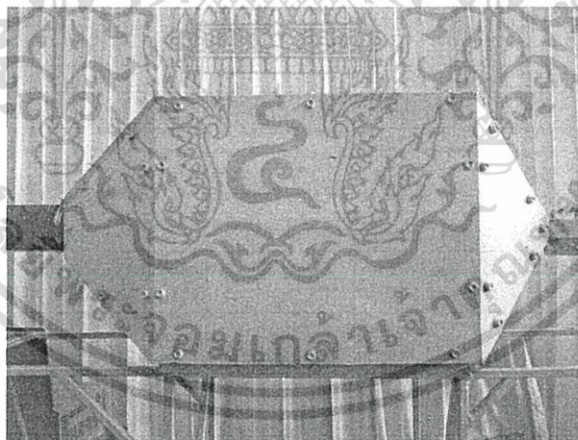
ระดับ red gage oil (specific gravity 0.826) ได้มีความถูกต้องมากขึ้นดังแสดงในรูปที่ 8.6



รูปที่ 8.6 Inclined manometer

#### 8.1.4 ถังพักลม

ถังพักลมเป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการปรับสภาพการไหลของอากาศจากท่อกลมมาเป็นท่อเหลี่ยมหรือจัดเรียงอากาศให้เกิดการปั่นป่วนน้อยที่สุดก่อนออกไปสู่ท่อเหลี่ยมซึ่งมีลักษณะเป็นรูปทรงสี่เหลี่ยมมีความกว้าง 38 เซนติเมตร ยาว 45 เซนติเมตร และ สูง 38 เซนติเมตร ดังแสดงในรูปที่ 8.7

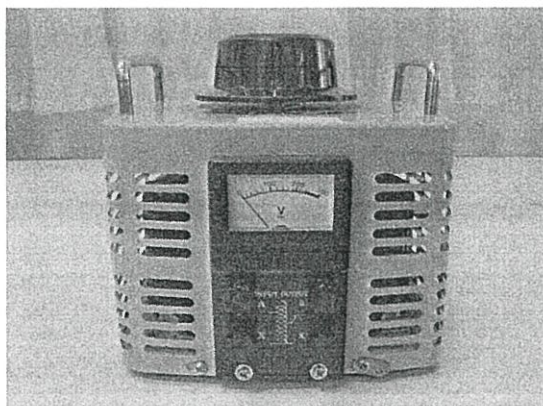


รูปที่ 8.7 ถังพักลม

#### 8.1.5 อุปกรณ์ควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์ แบบสไลด์โวลท์เทจ TDGC 2-3 kVA CAPACITY : 3000 VA MAX. 12 Amp เป็นอุปกรณ์ที่ใช้ในการควบคุมโวลท์เทจที่ให้กับแผ่นฮีตเตอร์ ในการควบคุมฟลักซ์ความร้อนของแผ่นฮีตเตอร์ให้ได้ตามที่กำหนดดังแสดงในรูปที่ 8.8 โดยเครื่องควบคุมความร้อนสามารถปรับโวลท์เทจได้สูงสุดเท่ากับ 250 V

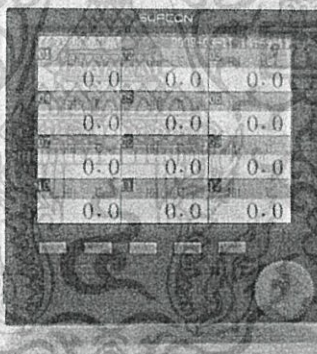
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 8.8 เครื่องควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์

### 8.1.6 อุปกรณ์วัดอุณหภูมิ

Data Logger SUPCON เป็นอุปกรณ์แสดงอุณหภูมิผิวครีปที่ตำแหน่งต่าง ๆ อุณหภูมิที่ทางเข้าครีป และอุณหภูมิที่ทางออกครีปดังแสดงในรูปที่ 8.9 สามารถอ่านค่าอุณหภูมิได้ทั้งหมด 12 ตำแหน่ง



รูปที่ 8.9 Data Logger SUPCON

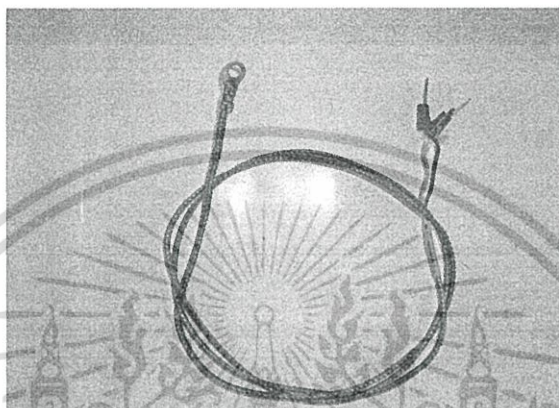


รูปที่ 8.10 คอมพิวเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารคอมพิวเตอร์เป็นอุปกรณ์ที่ใช้เก็บข้อมูลอุณหภูมิผิวครีปแผ่นละ 10 ตำแหน่ง อุณหภูมิที่ค่าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ทางเข้าครีป อุณหภูมิที่ทางออกครีป และใช้เก็บข้อมูลความดันตกคร่อมระหว่างข้างหน้าครีปและข้างหลังดังแสดงในรูปที่ 8.10

Thermocouple เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดอุณหภูมิผิวครีป อุณหภูมิที่ทางเข้าครีป และอุณหภูมิที่ทางออกครีปดังแสดงในรูปที่ 8.11 ซึ่งเป็น Thermocouple type K และใช้ Thermocouple ในการทดลองทั้งหมด 12 ตัว



รูปที่ 8.11 Thermocouple

### 8.1.7 อุปกรณ์วัดความดันตกคร่อม

เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer (Range 0 – 10 in water) เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความดันตกคร่อมภายในชุดทดสอบระหว่างตำแหน่งที่มีการติดครีปแรกถึงครีปสุดท้าย ในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 8.12

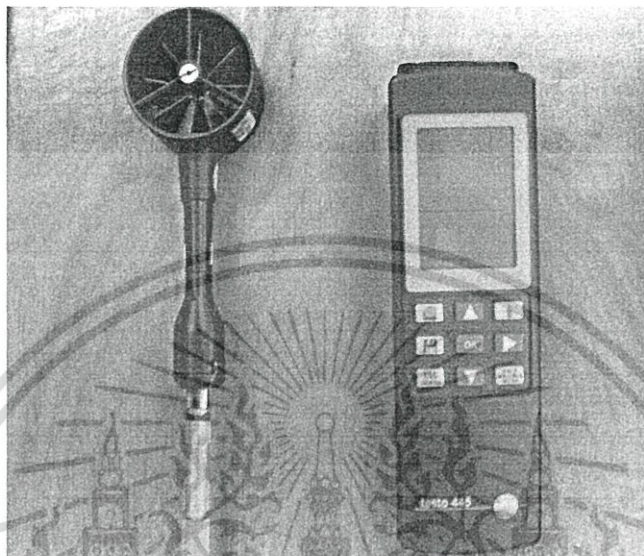


รูปที่ 8.12 เครื่องวัดความดันตกคร่อม Dwyer 475 Mark III Digital Manometer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 8.1.8 อุปกรณ์วัดความเร็วของอากาศ

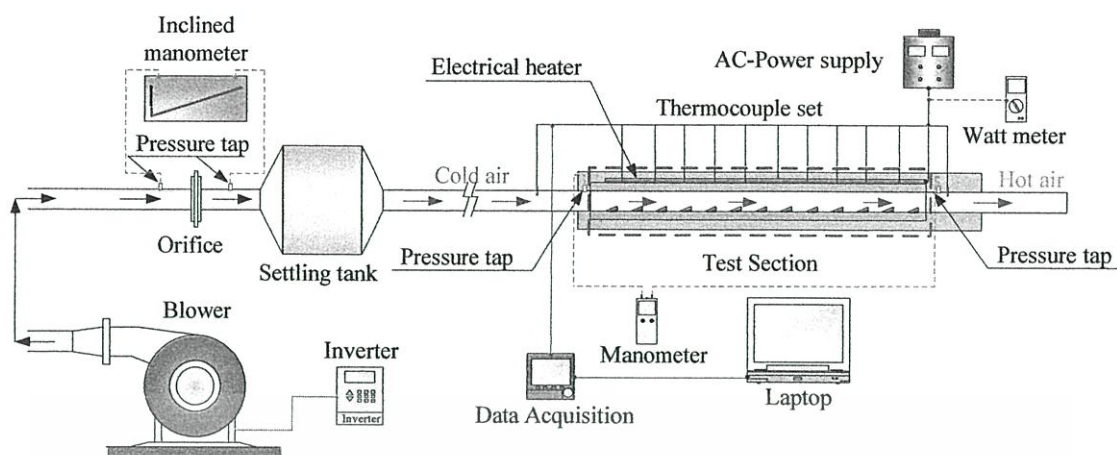
เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445 เป็นอุปกรณ์ที่ใช้วัดความเร็วลมที่ตำแหน่งทางออกชุดทดลอง ในขณะที่ทำการทดลองดังแสดงในรูปที่ 8.13



รูปที่ 8.13 เครื่องวัดความเร็วของอากาศ TESTO 445

### 8.2 อุปกรณ์การทดลอง

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบบ และอุปกรณ์ต่างๆ ได้ถูกแสดงในรูปที่ 8.14 ซึ่งประกอบด้วยชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ระยะห่างระหว่างผิวบนและผิวล่างภายในชุดทดลองเท่ากับ 30 มิลลิเมตร ท่อทางเข้าชุดทดลองทำจากอะคริลิกใสขนาดหน้าตัดกว้าง 300 มิลลิเมตร สูง 30 มิลลิเมตร และมีความยาว 1800 มิลลิเมตร โดยมีครีบบสามเหลี่ยมหน้าจั่วและสี่เหลี่ยมผืนผ้ารูปตัววีโดยทำมุม 30 องศาชี้ตามทิศทางการไหลของอากาศ มีสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  และสัดส่วนระยะพิชชี่ต่อความสูงครีบบ  $PR = 1, 2, 3$  และ 4 ครีบบทุกแบบทำจากอลูมิเนียมที่มีความหนา 0.30 มิลลิเมตร ครีบบต่างๆ เป็นส่วนหนึ่งของผนังที่ยื่นออกมาถือว่าครีบบและผนังเป็นเนื้อเดียวกันจะไม่มีมีความต้านทานของหน้าสัมผัสที่ฐานครีบบ แผ่นครีบบถูกจัดวางในลักษณะต่างๆ ภายในท่อทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

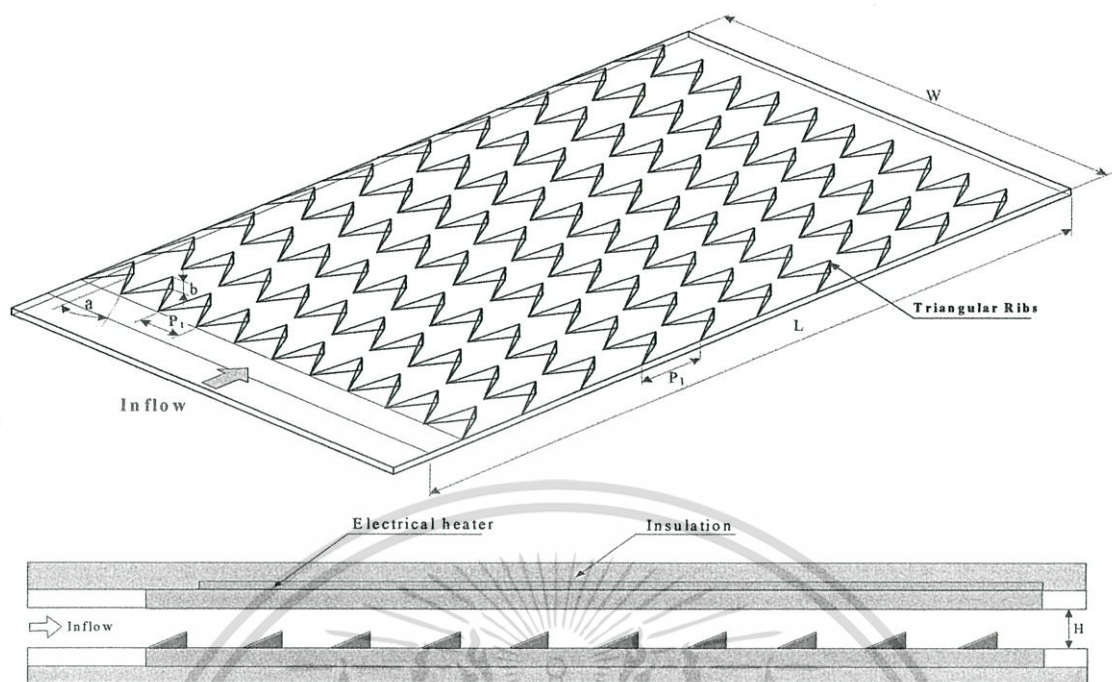


รูปที่ 8.14 ชุดอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบางเหลี่ยมและครีบบาง ประกอบด้วย พัดลม, อินเวอร์เตอร์, ออร์ิฟิสมิเตอร์, มานอมิเตอร์, ถังพักลม, ท่อทางเข้าชุดทดลอง, ชุดควบคุมความร้อนแผ่นฮีตเตอร์, เทอร์โมคัพเบิล, ชุดวัดอุณหภูมิ, ชุดวัดความดันตกคร่อม และ ชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

พัดลมขนาด 1.5 กิโลวัตต์ มีอินเวอร์เตอร์เป็นตัวควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์ที่ใช้ขับพัดลมที่ขับลมผ่านท่อ โดยที่ความเร็วของอากาศที่ทางเข้าจะถูกวัดด้วย Orifice meter อากาศในชุดทดลองถูกทำให้ร้อนขึ้นด้วยแผ่นฮีตเตอร์ขนาด 1,000 วัตต์ โดยติดแผ่นฮีตเตอร์ซึ่งมีพื้นที่เป็นรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าขนาดกว้าง 300 มิลลิเมตร และยาว 600 มิลลิเมตร ที่ผิวภายนอกชุดทดลองถูกหุ้มด้วยฉนวนในช่วงระยะการทำความร้อน โดยแผ่นฮีตเตอร์ การวัดอุณหภูมิผิวครีบบางแต่ละแผ่นถูกวัดด้วยเทอร์โมคัพเบิลชนิด K จำนวน 10 ชุด โดยตำแหน่งที่ทำการวัดมีระยะห่างเท่ากับ 100 มิลลิเมตร และอ่านค่าจาก Data Logger ความดันตกคร่อมระหว่างตำแหน่งทางเข้า 35 มิลลิเมตร ข้างหน้าครีบบางและตำแหน่งทางออก 35 มิลลิเมตร ข้างหลังครีบบาง อ่านค่าจากเครื่องวัดความดันตกคร่อม

### 8.2.1 ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม

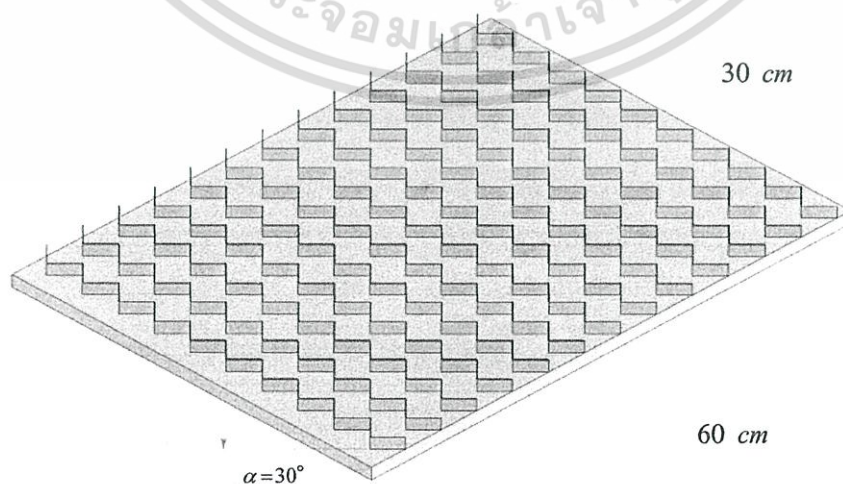
เป็นการออกแบบและศึกษาลักษณะการจัดวางครีบบางที่เป็นแผ่นบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่ทำมุม 30 องศาตามทิศทางการไหลของของไหล ในการทดลองทำการปรับเปลี่ยนค่าสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานที่  $PR=1$ ,  $PR=2$ ,  $PR=3$ ,  $PR=4$  และค่าสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน  $e/H=0.2$ ,  $e/H=0.3$ ,  $e/H=0.4$  ตามลำดับ เพื่อศึกษาการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อมและสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 8.15 แสดงชุดทดลองครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมมุม 30 องศา

### 8.2.2 ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

เป็นการออกแบบและศึกษาลักษณะการจัดวางครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่ทำมุม 30 องศาซึ่งตามทิศทางการไหลของของไหล ในการทดลองทำการปรับเปลี่ยนค่าสัดส่วนระยะพิทช์ต่อความสูงช่องขนานที่  $PR=1, PR=2, PR=3, PR=4$  และค่าสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูงช่องขนาน  $e/H=0.2, e/H=0.3, e/H=0.4$  ตามลำดับ เพื่อศึกษาการเพิ่มขึ้นของค่าการถ่ายเทความร้อน ความดันตกคร่อมและสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



รูปที่ 8.16 แสดงชุดทดลองครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามุม 30 องศา

ตารางที่ 8-1 แสดงลักษณะครีบบางรูปตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าของแต่ละกรณีศึกษา

กรณีศึกษา	$\theta$ (degree)	e (mm)	e/H	P (mm)	PR
1	30	6	0.2	30	1
2	30	6	0.2	60	2
3	30	6	0.2	90	3
4	30	6	0.2	120	4
5	30	9	0.3	30	1
6	30	9	0.3	60	2
7	30	9	0.3	90	3
8	30	9	0.3	120	4
9	30	12	0.4	30	1
10	30	12	0.4	60	2
11	30	12	0.4	90	3
12	30	12	0.4	120	4

### 8.3 วิธีการทดลอง

พิจารณาผลของท่อที่มีครีบบางรูปตัววีรูปสามเหลี่ยมและครีบบางโดยจัดวางครีบบางที่ผิวล่างท่อ ภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

1. ทำการติดแผ่นครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมผืนผ้าภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

2. เปิดสวิทช์เดินเครื่องพัดลม ให้อากาศไหลผ่านชุดทดลอง และปรับความเร็วลมในชุดทดลอง

3. ตรวจสอบวัดและบันทึกผลของความดันตกคร่อมที่เกิดขึ้นด้วยเครื่องวัดความผลต่างความดัน

4. เปิดเครื่องให้ความร้อน โดยให้ผิวท่อได้รับความร้อนด้วยปลั๊กความร้อนคงที่

5. สังเกตอุณหภูมิผิวท่อที่ตำแหน่งต่างๆ ให้มีค่าคงที่ก่อนทำการบันทึกผล

6. บันทึกค่าอุณหภูมิผิวครีบบาง อุณหภูมิที่ทางเข้าครีบบาง และอุณหภูมิที่ทางออกครีบบาง

7. ปรับความเร็วลมขึ้นเรื่อยๆ โดยให้ค่าเลขเรย์โนลด์สอยู่ระหว่าง  $Re = 5,000 - 25,000$  แล้วดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 4 - 5

8. ทำการปรับเปลี่ยนแผ่นครีบบางภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า แล้วดำเนินการทดลองซ้ำตามขั้นตอน 2 - 7 ตามลำดับจนกว่าจะครบทุกชิ้นทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. ทำการวิเคราะห์และประมวลผลข้อมูลของค่าการถ่ายเทความร้อน โดยแสดงไว้ในรูปของเลขนัสเซิลท์ (Nusselt Number,  $Nu$ )
10. ทำการวิเคราะห์และประมวลผลข้อมูลของค่าการสูญเสียความดันซึ่งอยู่ในรูปของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor,  $f$ )
11. นำข้อมูลจากการวิเคราะห์ค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าการสูญเสียความดันไปประมวลหาค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนที่เกิดขึ้นในการทดลอง



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## บทที่ 9

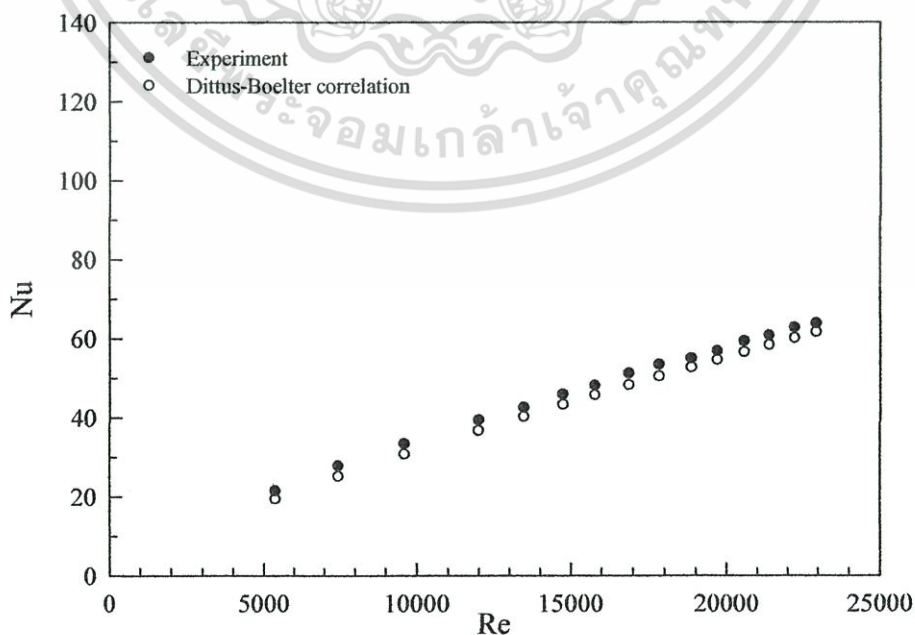
### ผลการทดลองและวิจารณ์ผลการทดลอง

งานวิจัยนี้สามารถแยกการวิเคราะห์ได้เป็น 2 ส่วน ซึ่งแสดงในเทอมของตัวแปรไร้มิติ คือ การวิเคราะห์ผลของการถ่ายเทความร้อน โดยแสดงในเทอมของเลขนัสเซลท์ (Nusselt number) และการวิเคราะห์ผลของการสูญเสียความดัน โดยแสดงในเทอมของตัวประกอบเสียดทาน (Friction Factor) ดังต่อไปนี้

#### 9.1 ผลการทดลองที่มีผนังเรียบ

##### 9.1.1 ค่าเลขนัสเซลท์ (Nusselt number)

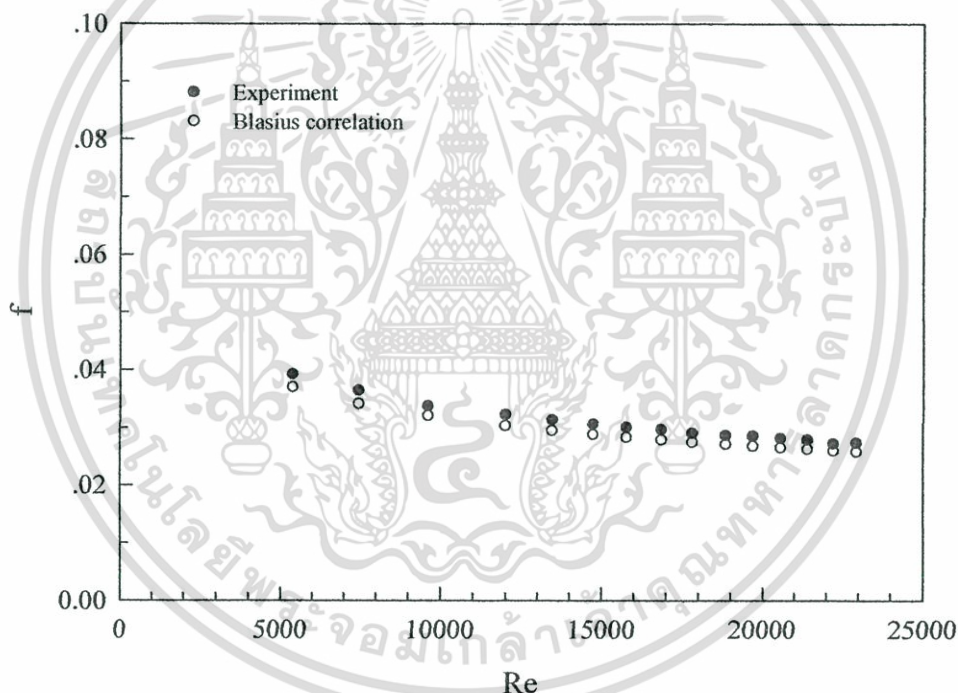
ในรูปที่ 9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส กรณีที่มีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน เมื่อเปรียบเทียบค่าเลขนัสเซลท์จากการทดลองและค่าเลขนัสเซลท์จากผลของ (Dittus-Boelter correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าเลขนัสเซลท์จากผลของ (Dittus-Boelter correlation) มีค่ามากกว่าค่าเลขนัสเซลท์จากการทดลอง โดยค่าเลขนัสเซลท์จากการทดลอง มีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 5.76 % เมื่อเทียบกับ Dittus-Boelter correlation โดยค่าเลขนัสเซลท์จากผลของ (Dittus-Boelter correlation) ใช้หาค่าเลขนัสเซลท์สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมผิวเรียบ ในช่วงเลขเรย์โนลด์ส,  $Re_D \geq 10000$



เอกสารนี้เป็นรูปที่ 9.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์ส กรณีที่มีผนังเรียบ เป็นการคำนวณค่าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

### 9.1.2 ค่าตัวประกอบเสียดทาน (Friction factor)

ในรูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีท่อมีผนังเรียบ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองและค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) พบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่ามากกว่าค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองมีค่าคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเท่ากับ 5.74 % เมื่อเทียบกับ Blasius correlation โดยค่าตัวประกอบเสียดทานจากผลของ (Blasius correlation) ใช้หาค่าตัวประกอบเสียดทาน (friction factor) สำหรับการไหลแบบปั่นป่วนที่ปรับตัวเต็มที่แล้วในท่อกลมผิวเรียบ ในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส,  $Re_D \leq 20000$

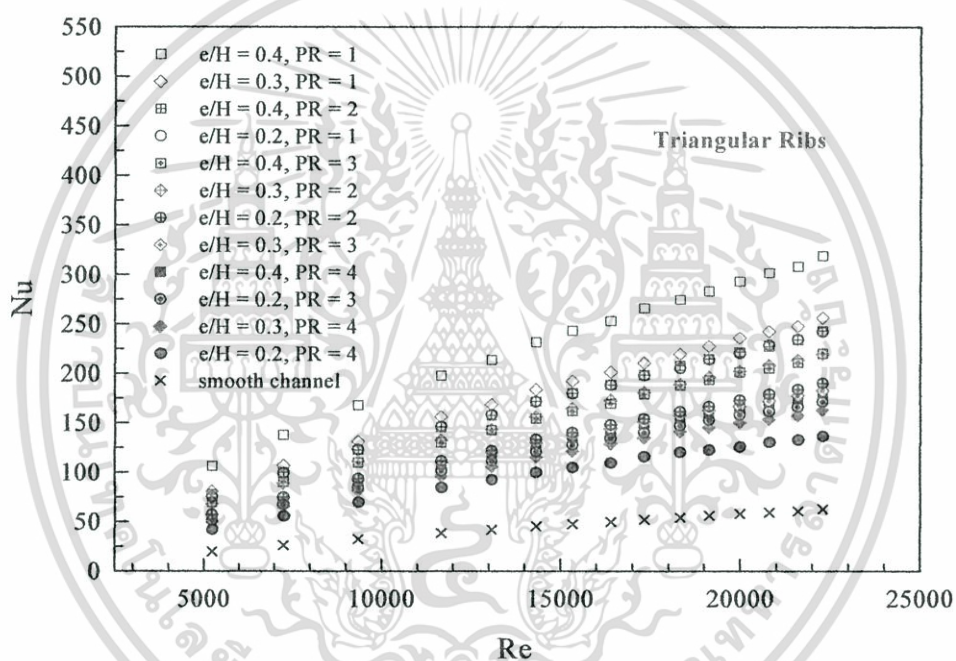


รูปที่ 9.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีท่อมีผนังเรียบ

### 9.2 อิทธิพลของครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม

ในรูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีท่อมีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมทำมุมปะทะ 30 องศาทิศทางกรไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้นทำให้ค่าเลขนัสเซิลเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน โดยครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H$  เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยญาติให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

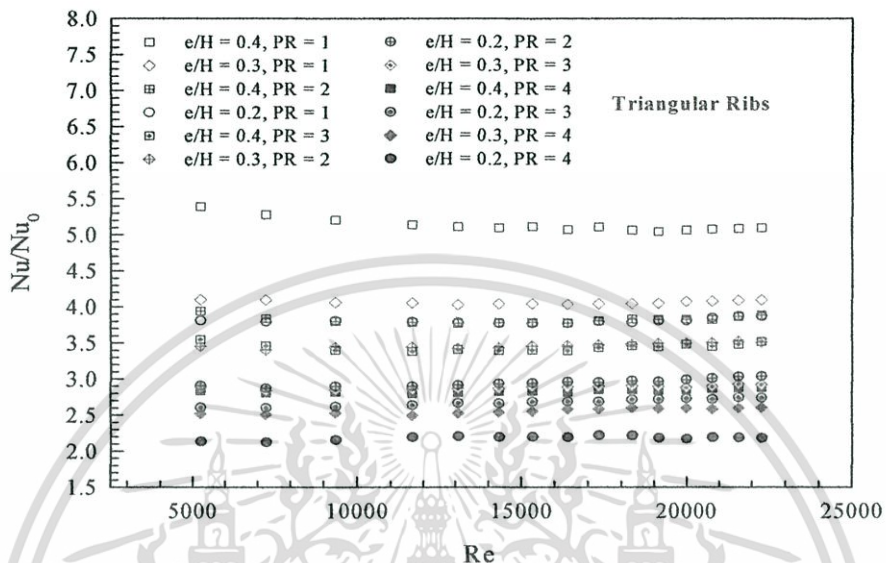
= 0.4, PR = 1 มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.3$ , PR = 1 ครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.4$ , PR = 2 และครีบบางที่มีค่า  $e/H$  และ PR อื่น ๆ และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าเลขนัสเซิลท์ลดลงตามลำดับ จากการทดลองพบว่าครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.4$  จะให้ค่าเลขนัสเซิลท์มากกว่าครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับที่ค่าสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนาน (PR) เดียวกัน อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมแสดงในรูปเลขนัสเซิลท์สูงกว่าผนังเรียบประมาณ 380 % - 514 % สำหรับครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.2 - 0.4$  และ PR = 1 ค่าเลขนัสเซิลท์ประมาณ 295 % - 383% สำหรับครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.2 - 0.4$  และ PR = 2 ค่าเลขนัสเซิลท์ประมาณ 268 % - 345 % สำหรับครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.2 - 0.4$  และ PR = 3 และค่าเลขนัสเซิลท์ประมาณ 218 % - 285 % สำหรับครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.2 - 0.4$  และ PR = 4 ตามลำดับ



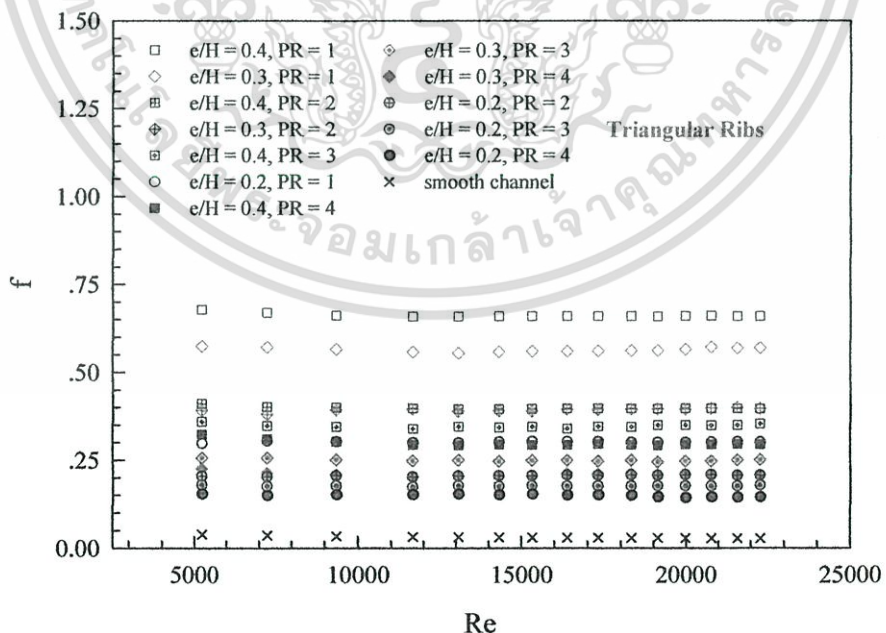
รูปที่ 9.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ที่ PR = 1, 2, 3, 4 และช่องแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ

ในรูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ของแผ่นขนานที่ติดครีบบางต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมทำมุมปะทะ 30 องศา กับทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่ PR = 1, 2, 3, 4 และสัดส่วนความสูงของครีบบางต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่ PR = 1 มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.13, 4.06 และ 3.81 เท่า สำหรับครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่ PR = 2 มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.82, 3.47 และ 2.96 เท่า ส่วนครีบบางตัววีรูป

สามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 3$  มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.45, 2.89 และ 2.68 เท่า และครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 4$  มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.84, 2.56 และ 2.15 เท่า ตามลำดับ



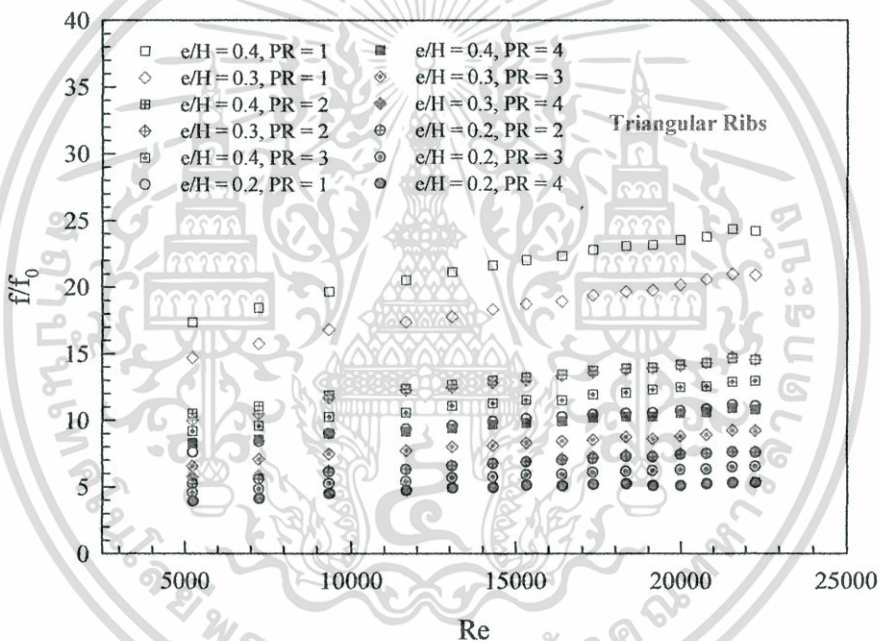
รูปที่ 9.4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ของแผ่นขนานที่ติดครีบบต่อเลขนัสเซิลท์ของแผ่นขนานที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมมีค่า  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  และ  $PR = 1, 2, 3, 4$



รูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และช่องแผ่นขนานที่มี

เอกสารนี้เป็นเอกสารงานวิจัยสำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในรูปที่ 9.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมทำมุมปะทะ 30 องศา กับทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบบางต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางค่า  $e/H$  ที่ทุกค่าของ  $PR$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มสูงขึ้น และพบว่าครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, PR = 1$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.3, PR = 1$  ครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.4, PR = 2$  และครีบบางที่มีค่า  $e/H$  และ  $PR$  อื่นๆ และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงตามลำดับ จากการทดลองพบว่าครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.4$  จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าครีบบางที่มีค่า  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับที่ค่าสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนาน ( $PR$ ) เดียวกัน

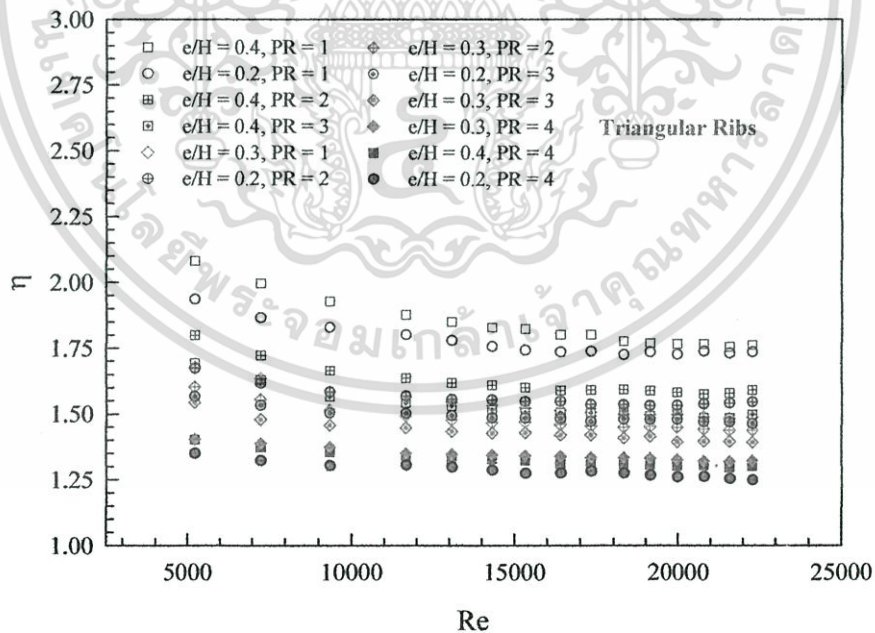


รูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ที่  $PR = 1, 2, 3, 4$

ในรูปที่ 9.6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมทำมุมปะทะ 30 องศา กับทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบบางต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 1$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 21.89, เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ในการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

18.67 และ 9.99 เท่า สำหรับครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 2$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 13.18, 13.02 และ 6.84 เท่า ส่วนครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 3$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 11.49, 8.27 และ 5.85 เท่า และครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 4$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 9.85, 6.95 และ 4.93 เท่า ตามลำดับ

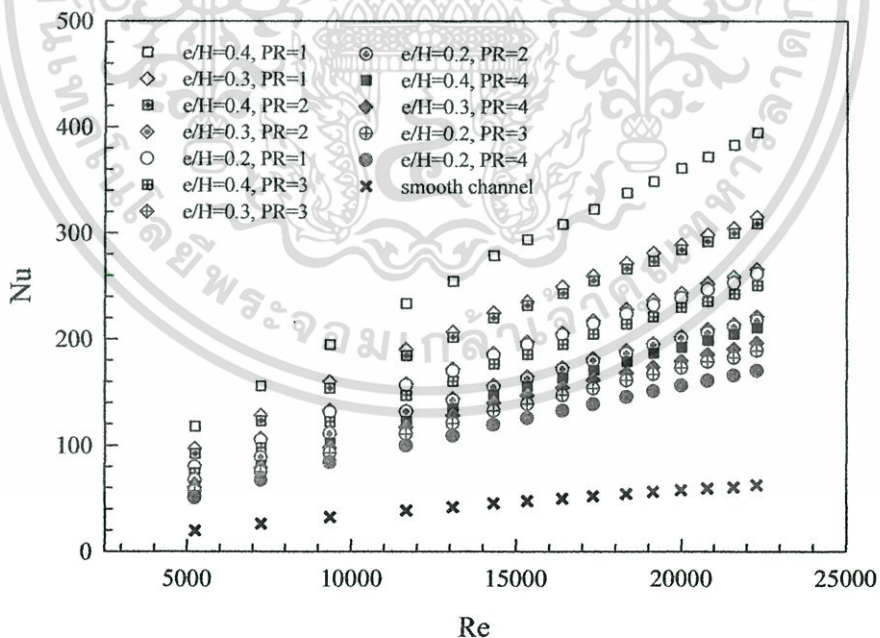
ในรูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมทำมุมปะทะ 30 องศา กับทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบบางตัวต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 1$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.83, 1.54 และ 1.77 เท่า สำหรับครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 2$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.63, 1.47 และ 1.56 เท่า ส่วนครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 3$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.53, 1.43 และ 1.49 เท่า และครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 4$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยน้อยกว่าผนังเรียบ 1.33, 1.34 และ 1.29 เท่า ตามลำดับ



รูปที่ 9.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ที่  $PR = 1, 2, 3, 4$

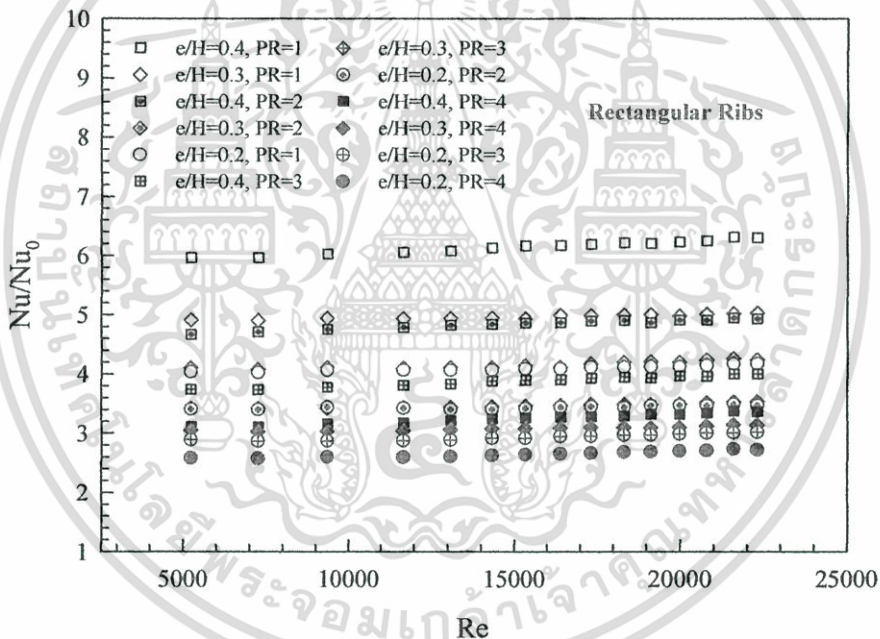
### 9.3 อิทธิพลของครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

ในรูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีที่มีครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุมปะทะ 30 องศากับทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าต่อความสูงของช่อง  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน โดยครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, PR = 1$  มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, PR = 2$  และครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H$  และ  $PR$  อื่นๆ และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าเลขนัสเซิลท์ลดลงตามลำดับ จากการทดลองพบว่าครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4$  จะให้ค่าเลขนัสเซิลท์มากกว่าครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับที่ค่าสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนาน ( $PR$ ) เดียวกัน อัตราการถ่ายเทความร้อนของครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่แสดงในรูปเลขนัสเซิลท์สูงกว่าผนังเรียบประมาณ 410 % - 620 % สำหรับครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.2 - 0.4$  และ  $PR = 1$  ค่าเลขนัสเซิลท์ประมาณ 340 % - 490 % สำหรับครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.2 - 0.4$  และ  $PR = 2$  ค่าเลขนัสเซิลท์ประมาณ 290 % - 390 % สำหรับครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.2 - 0.4$  และ  $PR = 3$  และค่าเลขนัสเซิลท์ประมาณ 215 % - 330 % สำหรับครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.2 - 0.4$  และ  $PR = 4$  ตามลำดับ



รูปที่ 9.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และช่องแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ

ในรูปที่ 9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ของแผ่นขนานที่ติดครีบบางต่อเลขนัสเซิลท์ของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุมปะทะ 30 องศาทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบบางต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 1$  มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.15, 4.97 และ 4.12 เท่า ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 2$  มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.85, 4.16 และ 3.44 เท่า ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 3$  มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.89, 3.47 และ 2.94 เท่า และครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 4$  มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.26, 3.09 และ 2.18 เท่าตามลำดับ



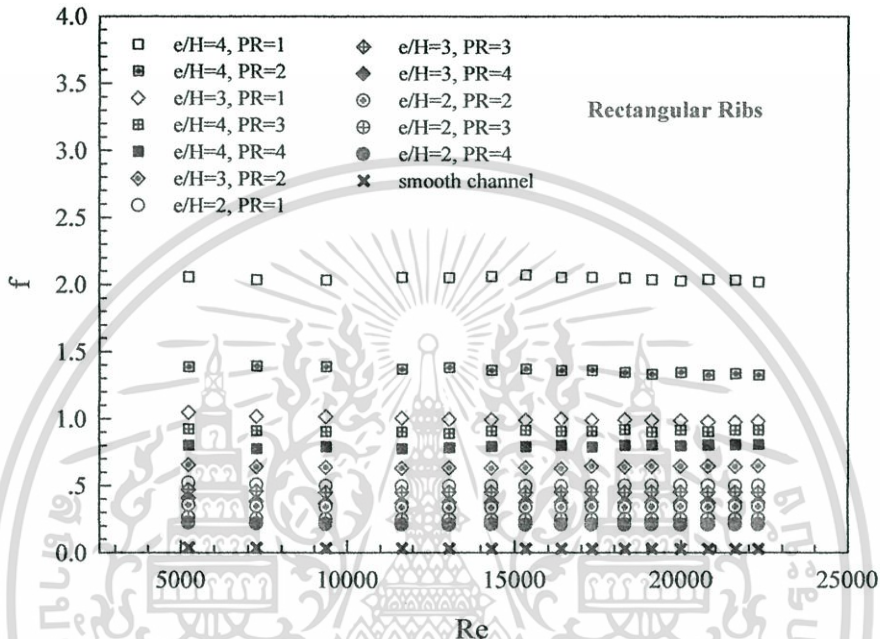
รูปที่ 9.9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ของแผ่นขนานที่ติดครีบบางต่อเลขนัสเซิลท์ของแผ่นขนานที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  และ  $PR = 1, 2, 3, 4$

ในรูปที่ 9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุมปะทะ 30 องศาทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบบางต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H$  ที่ทุกค่าของ  $PR$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงเล็กน้อยเมื่อเลขเรย์โนลด์ส

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อนำไปเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาตจะถือว่าผิดกฎหมาย

ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

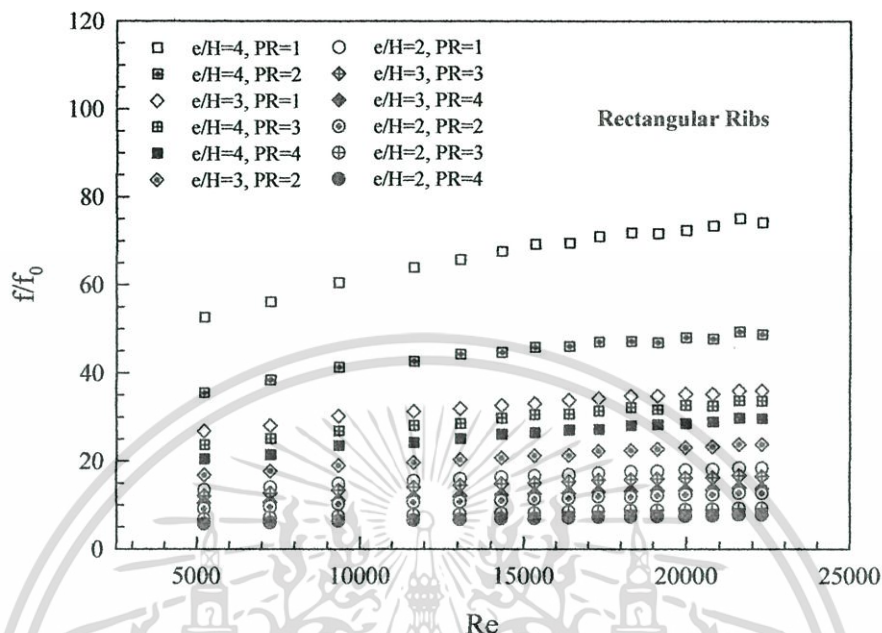
เพิ่มสูงขึ้น และพบว่าครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4$ ,  $PR = 1$  มีค่าตัวประกอบเสียดทานมากที่สุด ตามด้วยครีบบางตัวที่มีค่า  $e/H = 0.4$ ,  $PR = 2$  ครีบบางตัวที่มีค่า  $e/H = 0.3$ ,  $PR = 1$  และครีบบางตัวที่มีค่า  $e/H$  และ  $PR$  อื่นๆ และท่อที่มีผนังเรียบ ซึ่งมีค่าตัวประกอบเสียดทานลดลงตามลำดับ จากการทดลองพบว่าครีบบางตัวที่มีค่า  $e/H = 0.4$  จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานมากกว่าครีบบางตัวที่มีค่า  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับที่ค่าสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงของช่องแผ่นขนาน ( $PR$ ) เดียวกัน



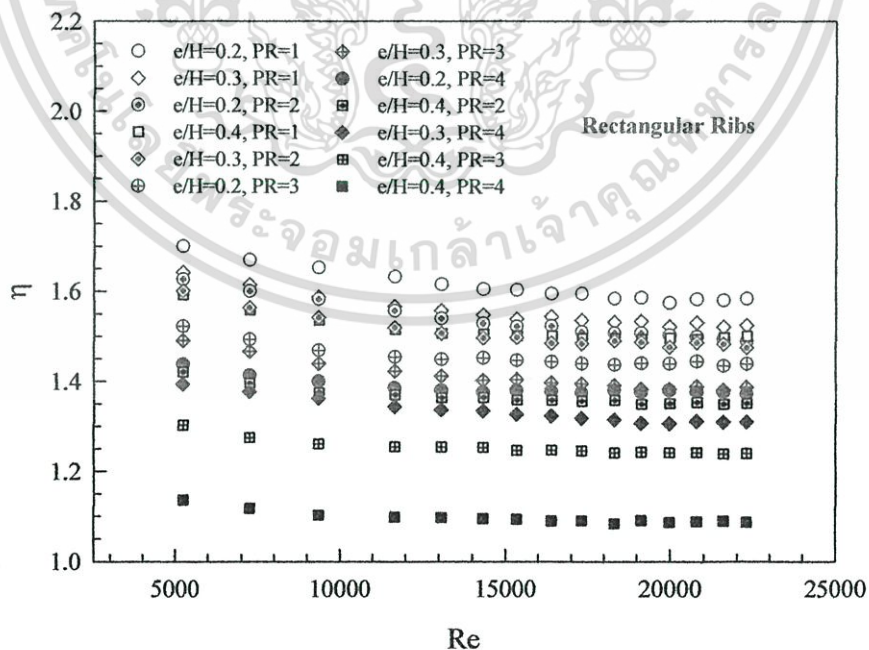
รูปที่ 9.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และช่องแผ่นขนานที่มีผนังเรียบ

ในรูปที่ 9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุมปะทะ 30 องศา กับทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิศต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 1$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 67.68, 32.97 และ 16.60 เท่า สำหรับครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 2$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 44.92, 2123 และ 11.39 เท่า ส่วนครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 3$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 30.09, 15.03 และ 8.32 เท่า และครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4$ ,

0.3, 0.2 ที่  $PR = 4$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 26.33, 12.50 และ 7.05 เท่า ตามลำดับ



รูปที่ 9.11 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัวรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ที่  $PR = 1, 2, 3, 4$



รูปที่ 9.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลข

เรย์โนลด์ส์ กรณีแผ่นขนานที่มีครีบบางตัวรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ที่

$PR = 1, 2, 3, 4$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

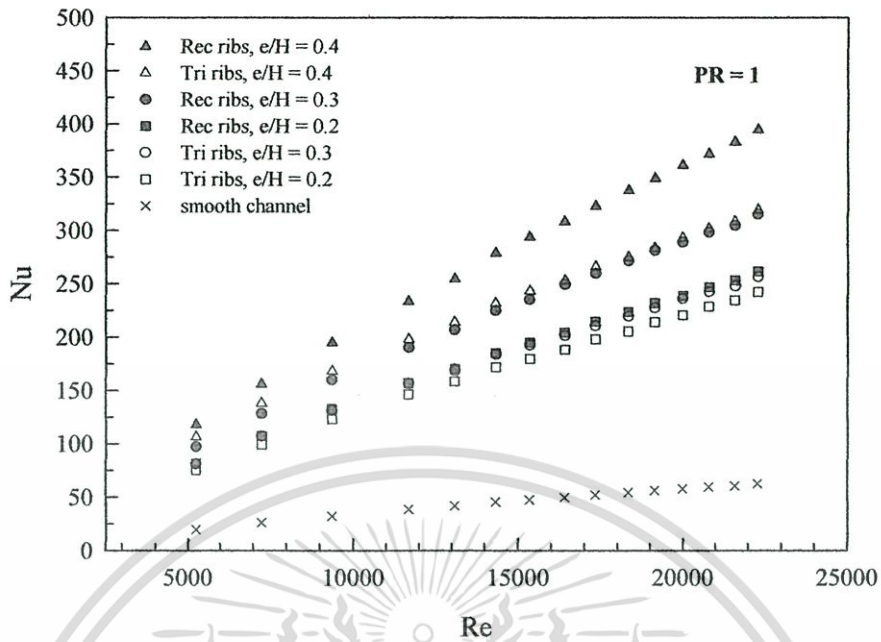
ในรูปที่ 9.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส กรณีแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุมปะทะ 30 องศากับทิศทางการไหลของของไหล มีสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงของช่องแผ่นขนานที่  $PR = 1, 2, 3, 4$  และสัดส่วนความสูงของครีบต่อความสูงของช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3, 0.4$  ตามลำดับ จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 1$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.51, 1.55 และ 1.61 เท่า สำหรับครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 2$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.36, 1.51 และ 1.53 เท่า ส่วนครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 3$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.25, 1.41 และ 1.45 เท่า และครีบบางตัววีรูบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่มีค่า  $e/H = 0.4, 0.3, 0.2$  ที่  $PR = 4$  มีค่า  $\eta$  เฉลี่ยน้อยกว่าผนังเรียบ 1.10, 1.33 และ 1.39 เท่า ตามลำดับ

## 9.4 อิทธิพลความสูงของครีบที่ PR ต่าง ๆ

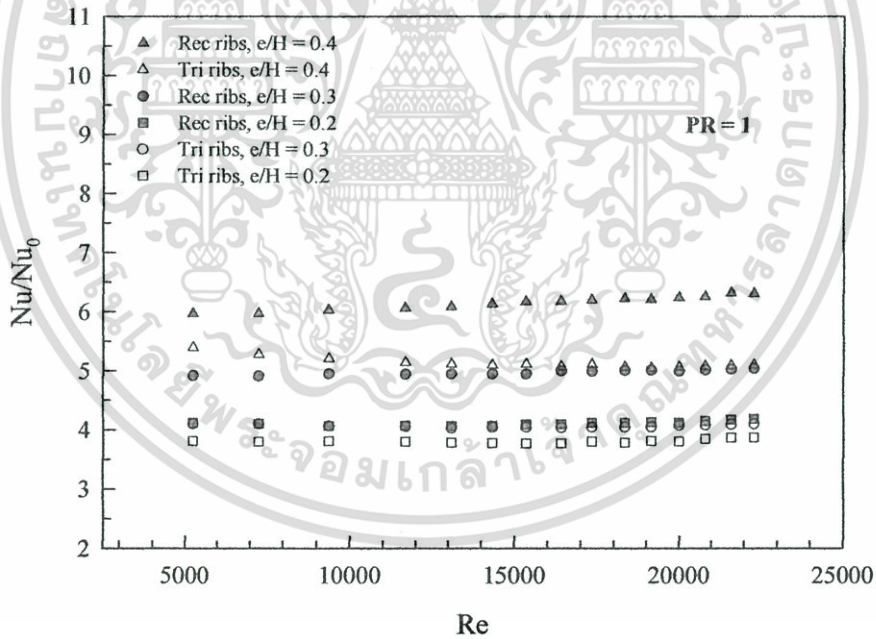
### 9.4.1 อิทธิพลความสูงของครีบที่ $PR = 1$

ในรูปที่ 9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงกว่าครีบสามเหลี่ยม การติดตั้งครีบที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนานที่มีค่า  $e/H = 0.4$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับ

ในรูปที่ 9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ที่ท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มค่าเกือบจะคงที่เมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงกว่าครีบสามเหลี่ยม เมื่อความสูงครีบเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงขึ้นด้วยเช่นกัน โดยครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 6.15, 4.97 และ 4.12 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ และครีบสามเหลี่ยมให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 5.13, 4.07 และ 3.81 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ



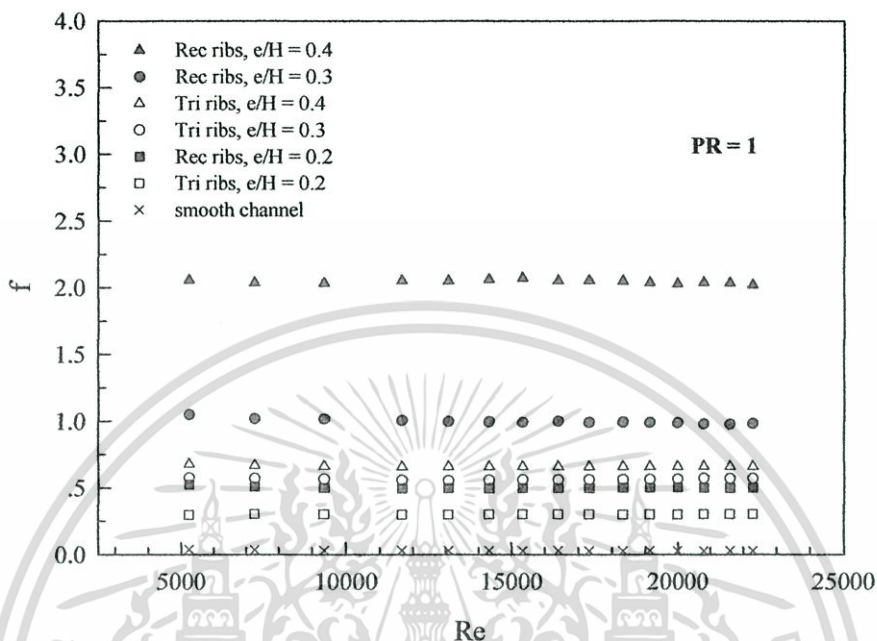
รูปที่ 9.13 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$



รูปที่ 9.14 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ต่อเลขนัสเซลท์ที่ท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$

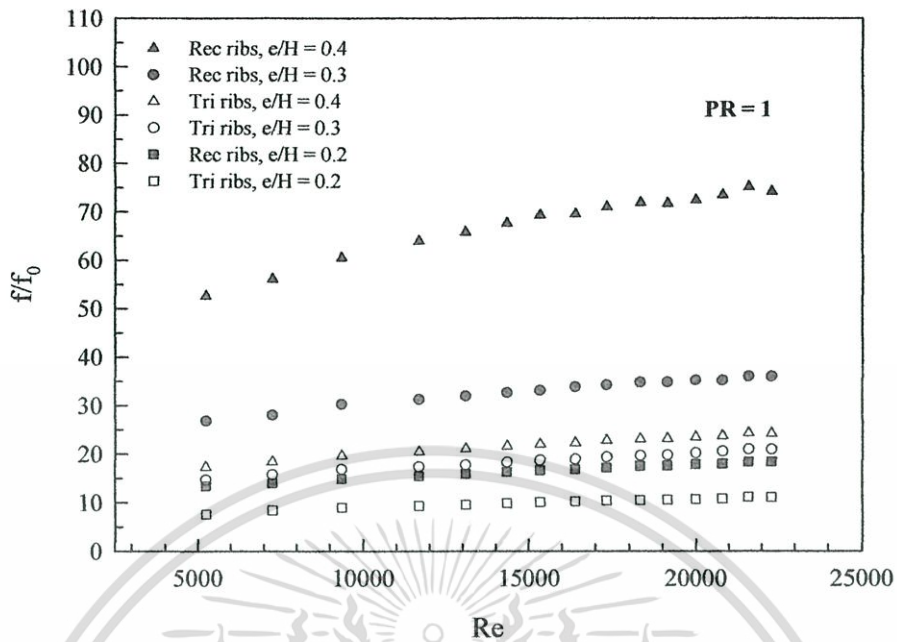
ในรูปที่ 9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานของครีบริบรูปทรงต่าง ๆ มีลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม การติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4$  จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบทึ่สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับ



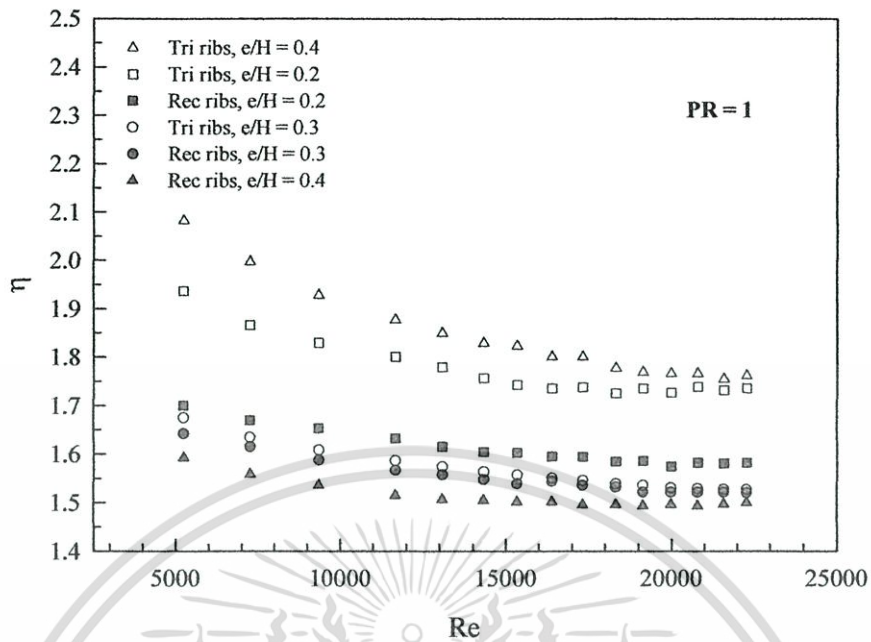
รูปที่ 9.15 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบทึ่และ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$

ในรูปที่ 9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบทึ่และ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น โดยครีบทึ่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบทึ่สามเหลี่ยม และเมื่อความสูงครีบทึ่เพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงขึ้นด้วยเช่นกัน ครีบทึ่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 67.68, 32.97 และ 16.60 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบทึ่ที่มีสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ และครีบทึ่สามเหลี่ยมให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 21.89, 18.67 และ 9.99 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบทึ่ที่มีสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ



รูปที่ 9.16 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทาน  
ที่ผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$

ในรูปที่ 9.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$  จากผลการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน การเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น โดยครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ความสูงครีบริบเดียวกัน ครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.84, 1.77 และ 1.54 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.2$  และ  $0.3$  ตามลำดับ และครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.62, 1.55 และ 1.51 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  ตามลำดับ

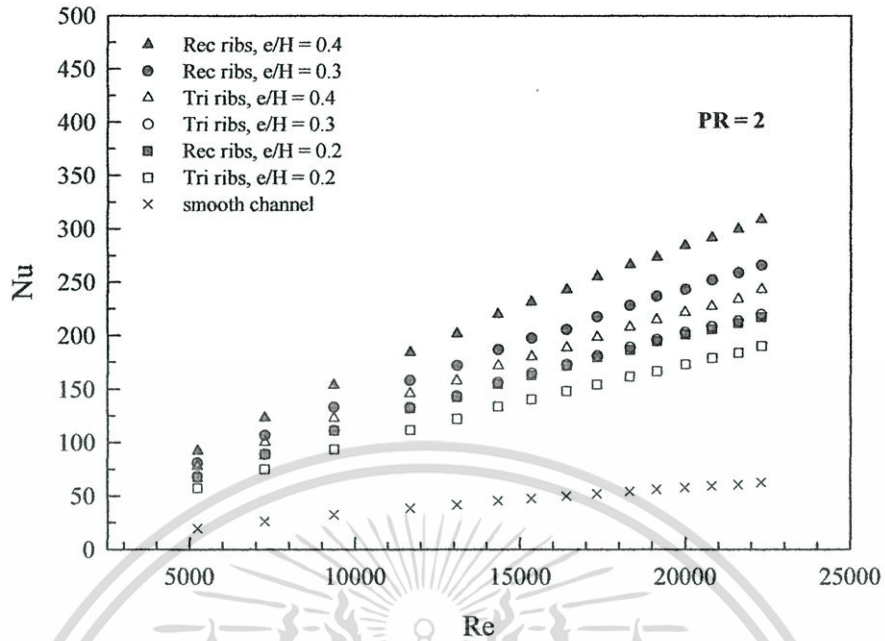


รูปที่ 9.17 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 1$

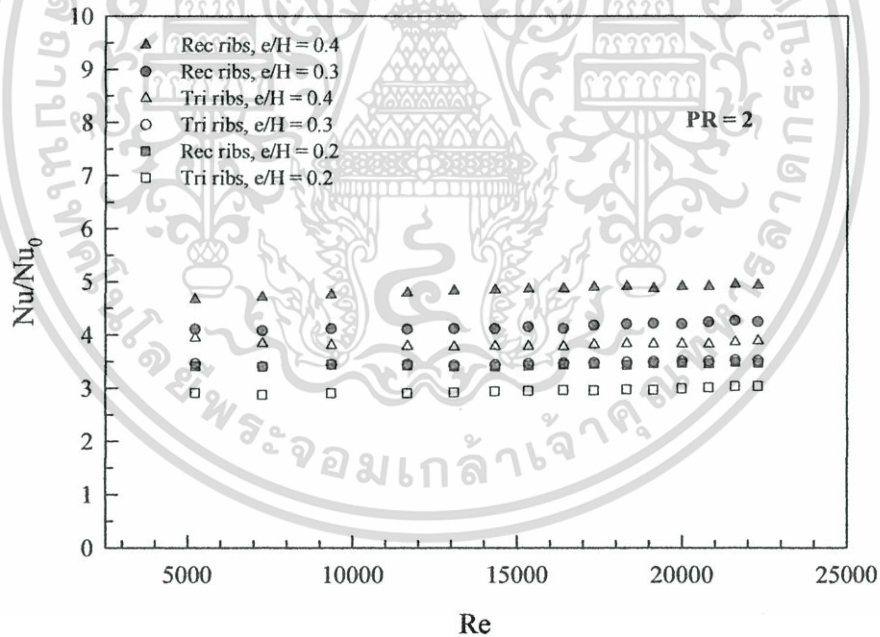
#### 9.4.2 อธิทธิพลความสูงของครีบริบที่ $PR = 2$

ในรูปที่ 9.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม การติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนานที่  $e/H = 0.4$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับ

ในรูปที่ 9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ที่ท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มค่าเกือบจะคงที่เมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม เมื่อความสูงครีบริบเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงขึ้นด้วยเช่นกัน โดยครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 4.85, 4.16 และ 3.44 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ และครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.83, 3.47 และ 2.96 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ



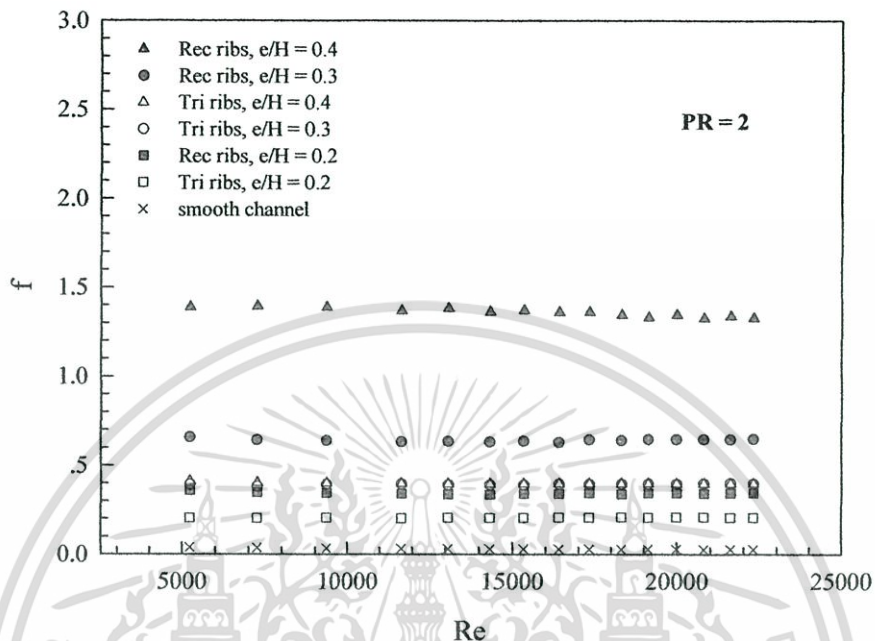
รูปที่ 9.18 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$



รูปที่ 9.19 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ต่อเลขนัสเซลท์ที่อ่อนนึ่งเปรียบกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$

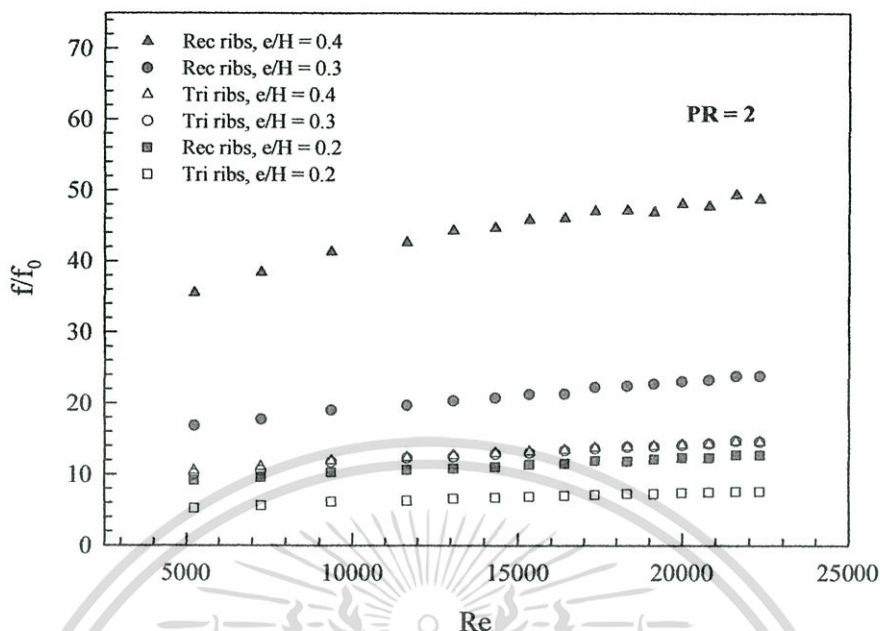
ในรูปที่ 9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานของครีบริบรูปทรงต่าง ๆ มีลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม การติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4$  จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบท่อที่สัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับ



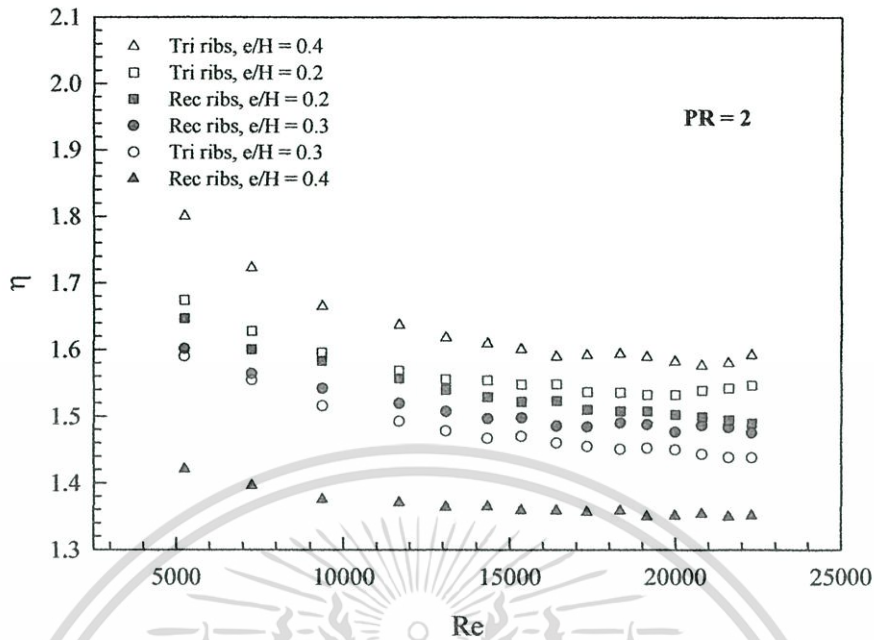
รูปที่ 9.20 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบท่อและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$

ในรูปที่ 9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบท่อและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น โดยครีบท่อเหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนเลขตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบท่อสามเหลี่ยมและเมื่อความสูงครีบท่อเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงขึ้นด้วยเช่นกัน ครีบท่อเหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 44.92, 21.23 และ 11.39 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบท่อที่มีสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ และครีบท่อสามเหลี่ยมให้ค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 13.18, 13.06 และ 6.84 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบท่อที่มีสัดส่วนความสูงครีบท่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ



รูปที่ 9.21 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทาน  
ต่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$

ในรูปที่ 9.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน  
กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$  จากผลการทดลองพบว่าในช่วงการ  
ไหลแบบปั่นป่วน การเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์  
โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.62, 1.56 และ 1.48 เท่า สำหรับการ  
การติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.2$  และ  $0.3$  ตามลำดับ  
และครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.53, 1.51 และ 1.37 เท่า สำหรับการติดตั้ง  
ครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  ตามลำดับ

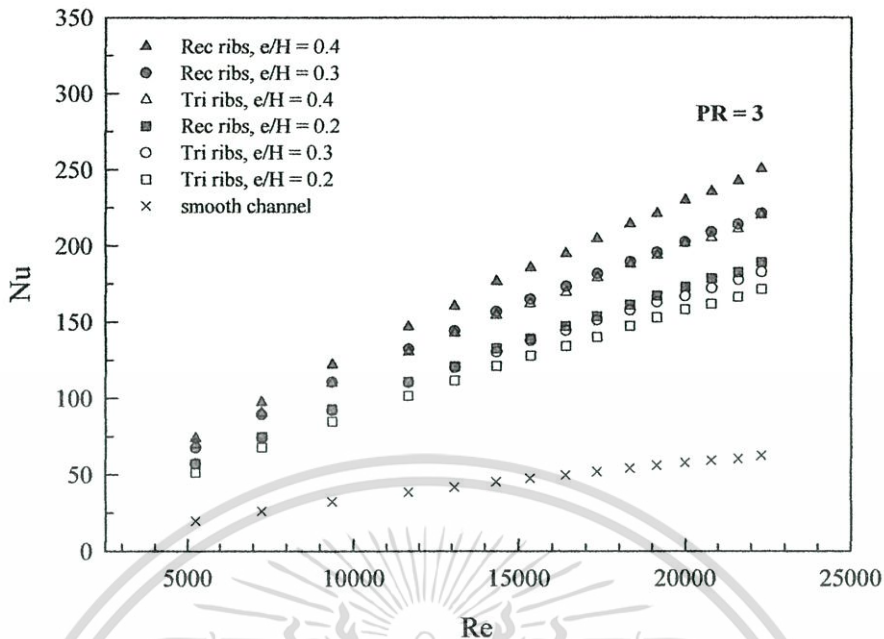


รูปที่ 9.22 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 2$

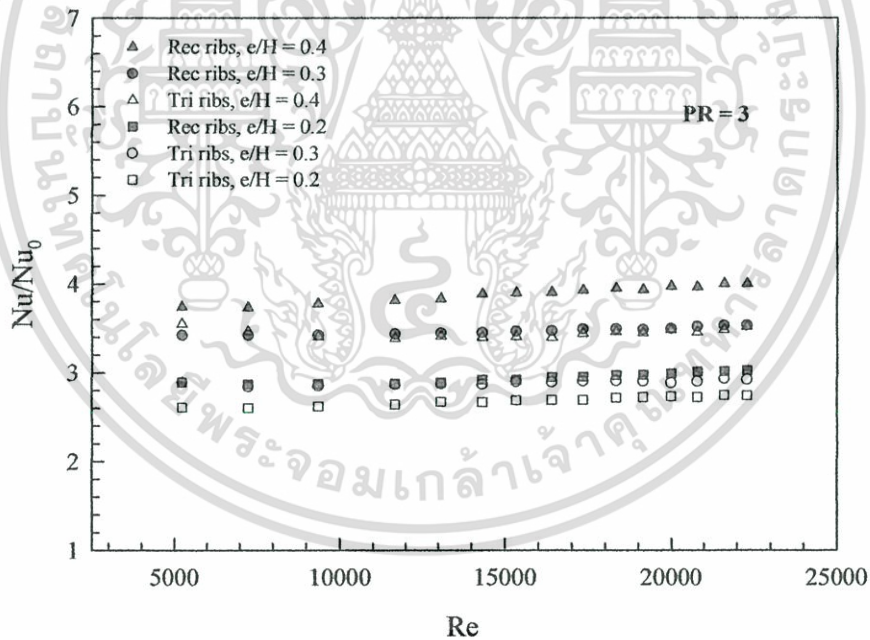
#### 9.4.3 อิทธิพลความสูงของครีบริบที่ $PR = 3$

ในรูปที่ 9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม การติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนานที่ค่า  $e/H = 0.4$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับ

ในรูปที่ 9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ที่อ่อนแอเปรียบกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มค่าเกือบจะคงที่เมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม เมื่อความสูงครีบริบเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงขึ้นด้วยเช่นกัน โดยครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.89, 3.47 และ 2.94 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ และครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.45, 2.89 และ 2.68 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ



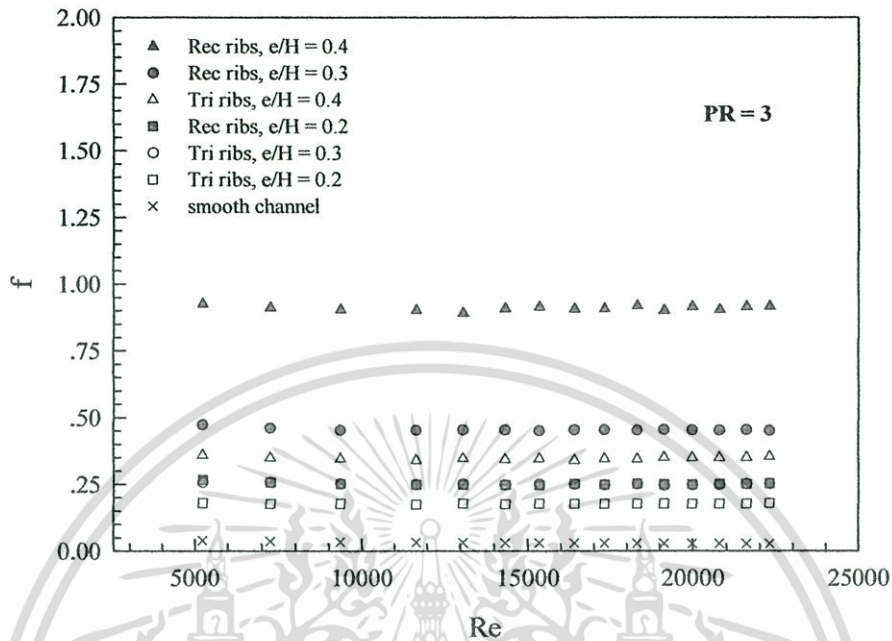
รูปที่ 9.23 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$



รูปที่ 9.24 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ต่อเลขนัสเซลท์ที่ท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$

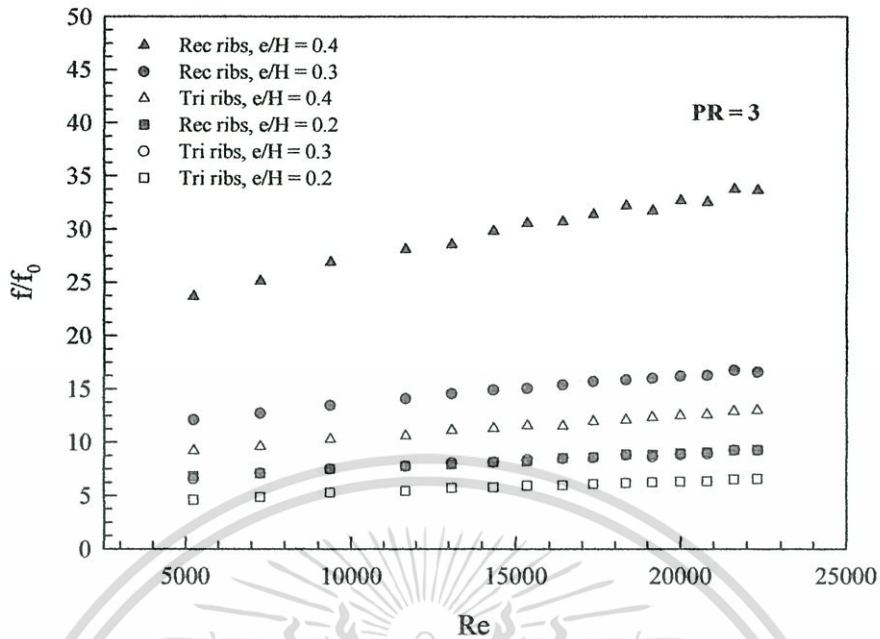
ในรูปที่ 9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานของครีบริบรูปทรงต่าง ๆ มีลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบที่เหลี่ยมผืนผ้าจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม การติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความยาวไม่เท่ากันอาจมีให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4$  จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบที่สัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับ



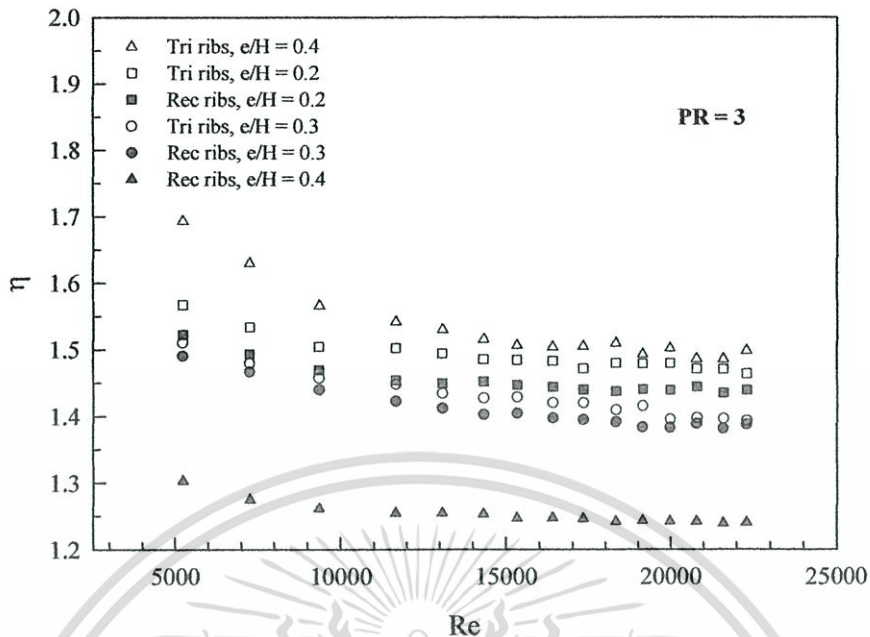
รูปที่ 9.25 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$

ในรูปที่ 9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น โดยครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนเลขตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบสามเหลี่ยมและเมื่อความสูงครีบเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงขึ้นด้วยเช่นกัน ครีบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 30.08, 15.03 และ 8.32 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4$ , 0.3 และ 0.2 ตามลำดับ และครีบสามเหลี่ยมให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 11.50, 8.27 และ 5.86 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบที่มีสัดส่วนความสูงครีบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4$ , 0.3 และ 0.2 ตามลำดับ



รูปที่ 9.26 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทาน  
ที่ผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$

ในรูปที่ 9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้น โดยครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้า ครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.53, 1.49 และ 1.43 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.2$  และ  $0.3$  ตามลำดับ และครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.45, 1.41 และ 1.25 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  ตามลำดับ

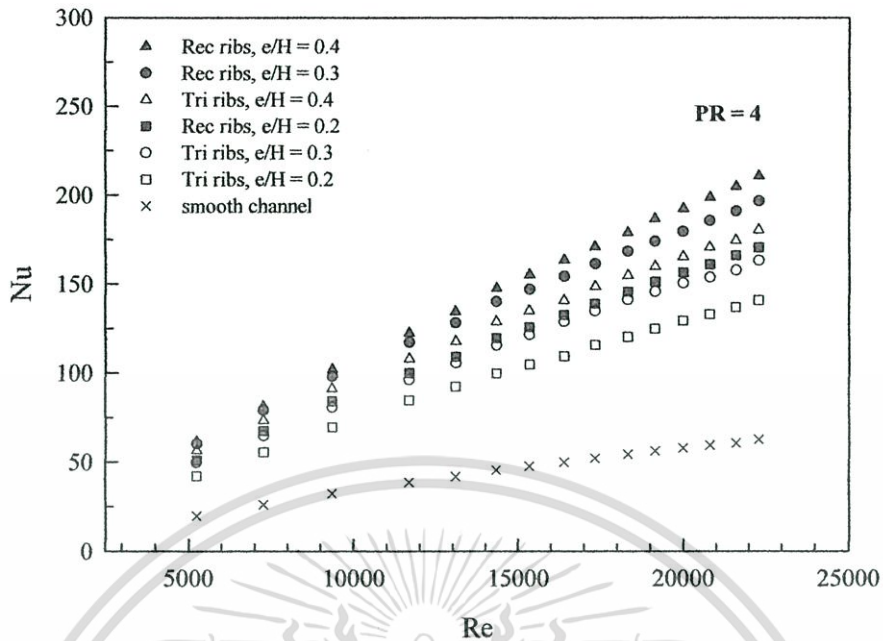


รูปที่ 9.27 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 3$

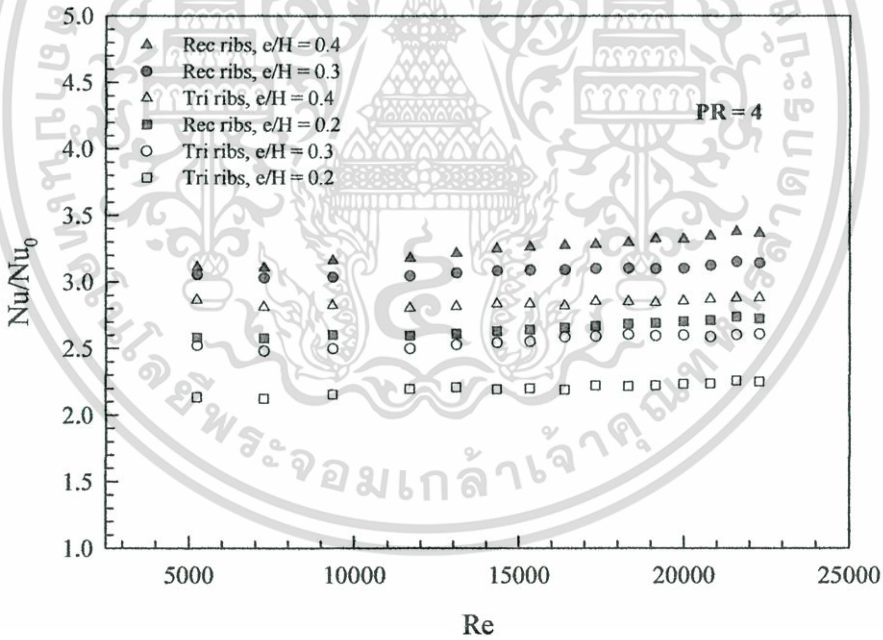
#### 9.4.4 อิทธิพลความสูงของครีบริบที่ $PR = 4$

ในรูปที่ 9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ค่าเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นด้วยเช่นเดียวกัน โดยครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าเลขนัสเซิลท์สูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม การติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนานที่ค่า  $e/H = 0.4$  ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นมากกว่าการติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับ

ในรูปที่ 9.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ที่ท่อผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์มีแนวโน้มค่าเกือบจะคงที่เมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม เมื่อความสูงครีบริบเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงขึ้นด้วยเช่นกัน โดยครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 3.26, 3.09 และ 2.65 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ และครีบริบสามเหลี่ยม ให้ค่าเลขนัสเซิลท์เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 2.84, 2.56 และ 2.18 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ



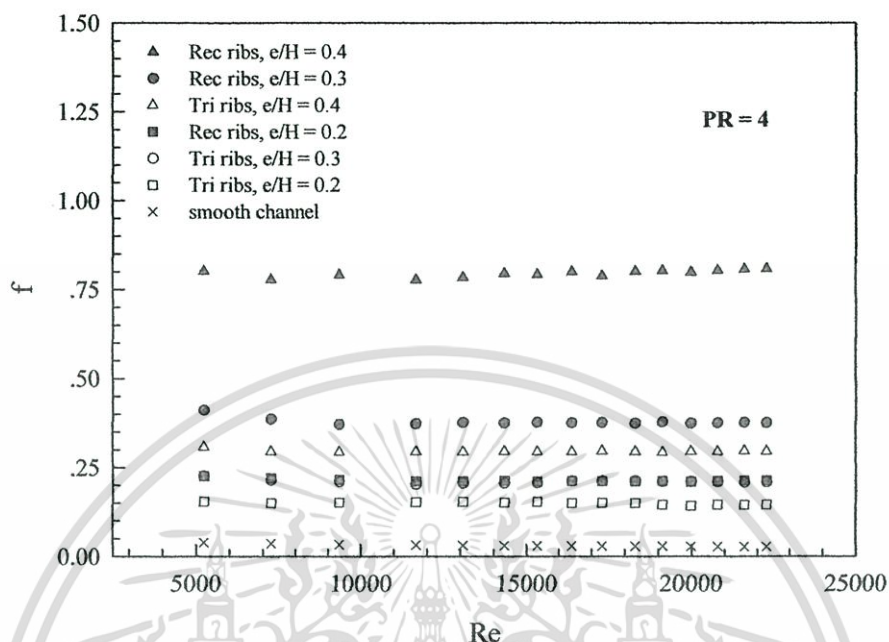
รูปที่ 9.28 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์กับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$



รูปที่ 9.29 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ต่อเลขนัสเซลท์ที่อ่อนผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์สของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$

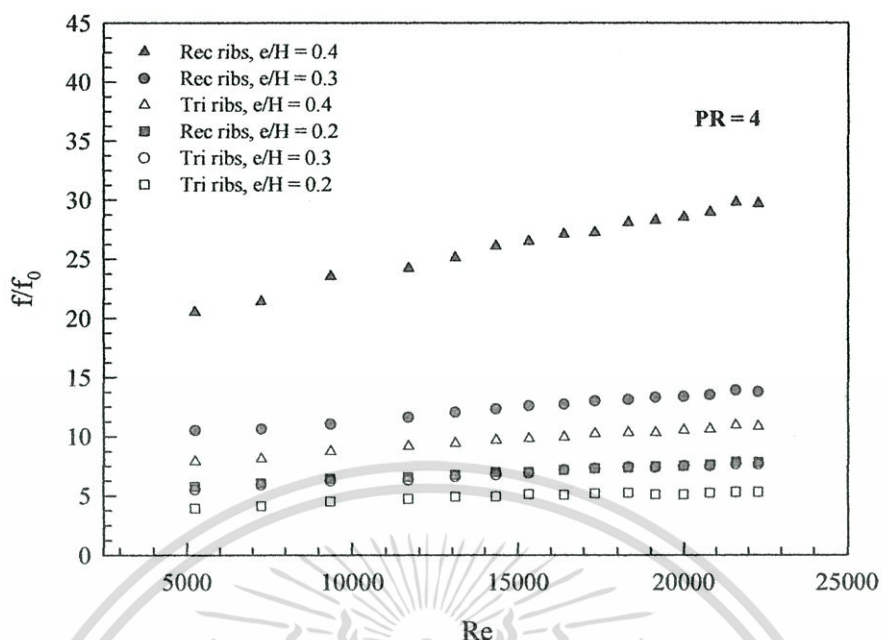
ในรูปที่ 9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ค่าตัวประกอบเสียดทานของครีบริบต่าง ๆ มีลดลงเล็กน้อยเมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบที่เหลี่ยมผืนผ้าจะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยม การติดตั้งครีบริบที่สัดส่วนความยาวไม่เท่ากันอาจทำให้การไหลเกิดการเปลี่ยนแปลง และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4$  จะให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้นมากกว่า การติดตั้งครีบอกที่สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ตามลำดับ



รูปที่ 9.30 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบอกและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$

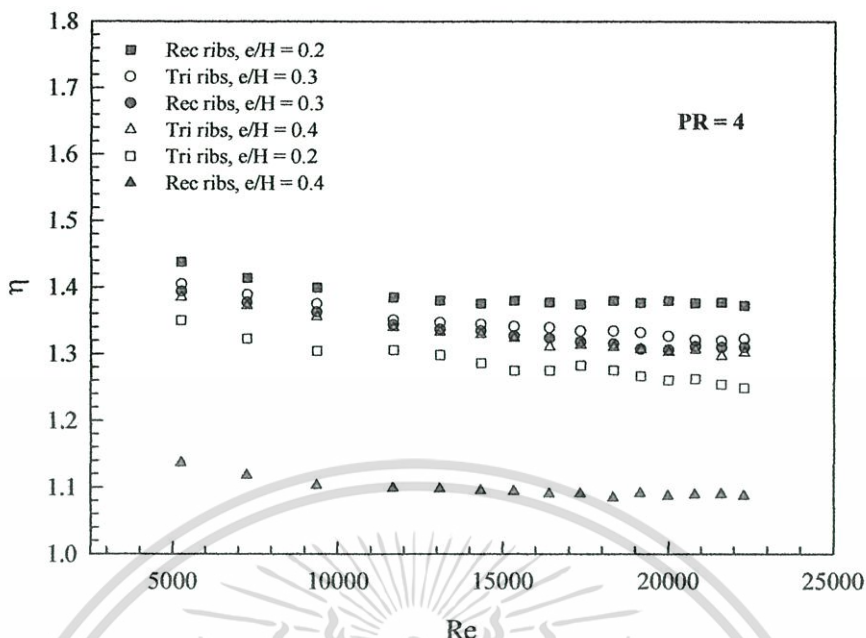
ในรูปที่ 9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบอกและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น โดยครีบอกสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าอัตราส่วนเลขตัวประกอบเสียดทานสูงกว่าครีบอกสามเหลี่ยมและเมื่อความสูงครีบอกเพิ่มขึ้นส่งผลให้อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงขึ้นด้วยเช่นกัน ครีบอกสี่เหลี่ยมผืนผ้าให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 26.33, 12.50 และ 7.05 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบอกที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ และครีบอกสามเหลี่ยมให้ค่าตัวประกอบเสียดทานเฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 9.85, 6.95 และ 4.93 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบอกที่มีสัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.4, 0.3$  และ  $0.2$  ตามลำดับ



รูปที่ 9.31 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทาน

ที่ผนังเรียบกับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$

ในรูปที่ 9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส์ ของรูปทรงครีบริบและ  $e/H$  ต่าง ๆ ที่  $PR = 4$  จากผลการทดลองพบว่า ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน การเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลงเมื่อเลขเรย์โนลด์ส์เพิ่มขึ้น โดยครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้า ครีบริบสามเหลี่ยมให้ค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.35, 1.33 และ 1.28 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.3, 0.4$  และ  $0.2$  ตามลำดับ และครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่า  $\eta$  เฉลี่ยมากกว่าผนังเรียบ 1.39, 1.33 และ 1.10 เท่า สำหรับการติดตั้งครีบริบที่มีสัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  ตามลำดับ

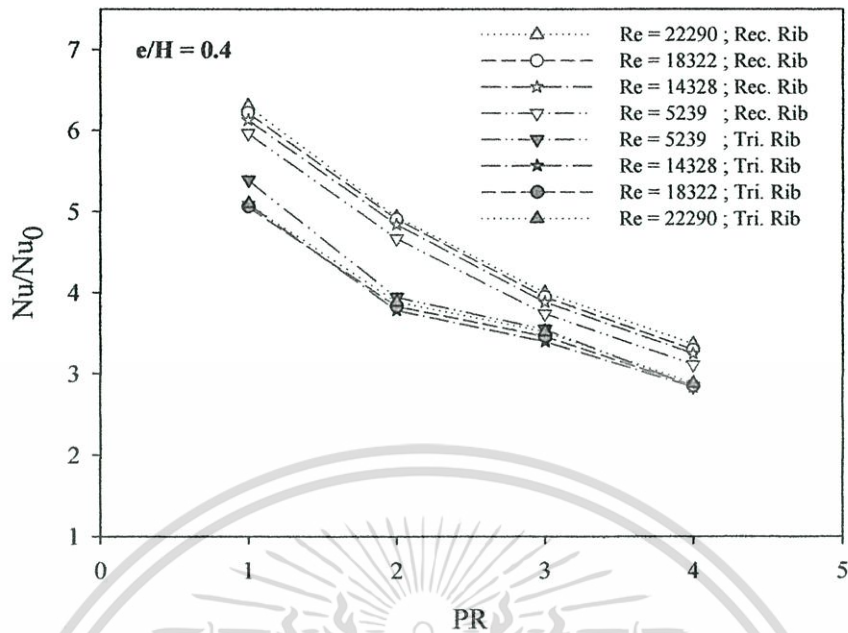


รูปที่ 9.32 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับเลขเรย์โนลด์ส ของรูปทรงครีบริบและ e/H ต่าง ๆ ที่ PR = 4

### 9.5 อิทธิพลของ PR ที่ e/H ต่างๆ

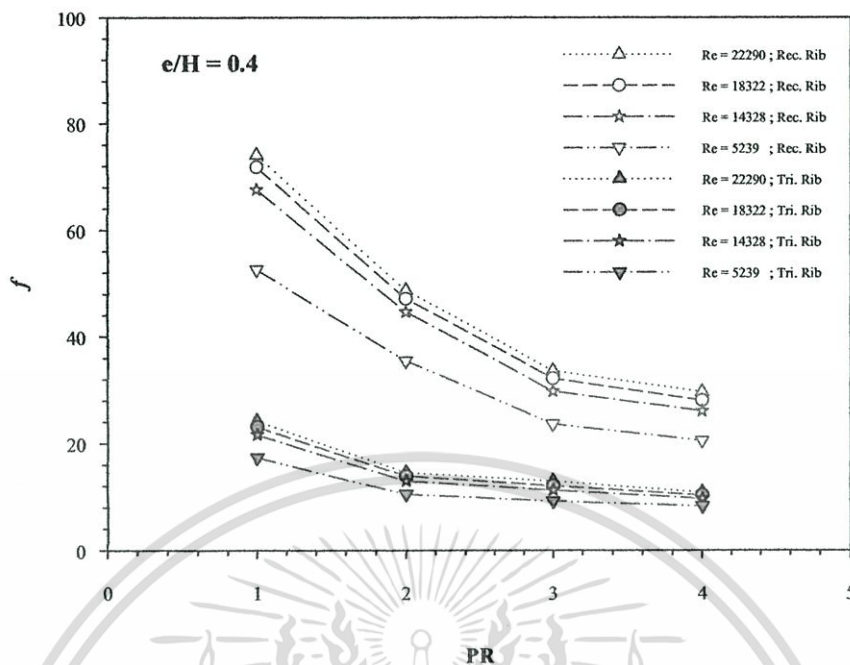
จากผลการทดลองและการสรุปในรูปแบบของความสัมพันธ์ตามข้อ 9.2 ถึงข้อ 9.4 ซึ่งนำเสนอในรูปแบบของกราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์กับเลขเรย์โนลด์ส ค่าสัดส่วนของเลขนัสเซิลท์ ( $Nu/Nu_0$ ) กับเลขเรย์โนลด์ส ค่าตัวประกอบความเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ส ค่าสัดส่วนของตัวประกอบเสียดทาน ( $f/f_0$ ) กับเลขเรย์โนลด์ส และค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อน ( $\eta$ ) กับเลขเรย์โนลด์สนั้น ในหัวข้อนี้เป็นการแสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต่างๆ ได้แก่  $Nu/Nu_0$ ,  $f/f_0$  และ Thermal enhancement Performance ( $\eta$ ) กับสัดส่วนระยะพิตซ์ (PR) มีรายละเอียดดังต่อไปนี้

ในรูปที่ 9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ต่อเลขนัสเซิลท์ที่ท่อผนังเรียบกับสัดส่วนระยะพิตซ์ (PR) ของครีบริบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าและค่าเลขเรย์โนลด์สต่างๆ ที่  $e/H = 0.4$  จากผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ของครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่าสูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยมในทุกช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส และครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 22290$  มีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์สูงสุดและลดถ่วงลงตามค่าเลขเรย์โนลด์สตามลำดับ ส่วนครีบริบสามเหลี่ยมจะมีค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ใกล้เคียงกัน ในทำนองเดียวกันชุดครีบริบที่มีค่า  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ก็มีแนวโน้มของค่าอัตราส่วนเลขนัสเซิลท์ที่เป็นไปในรูปแบบเดียวกัน



รูปที่ 9.33 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนเลขนัสเซลต์ต่อเลขนัสเซลต์ที่ท่อผนังเรียบกับ สัดส่วนระยะพิชต์ ของรูปทรงครีบริบและเลขเรย์โนลด์ส ต่าง ๆ ที่  $e/H = 0.4$

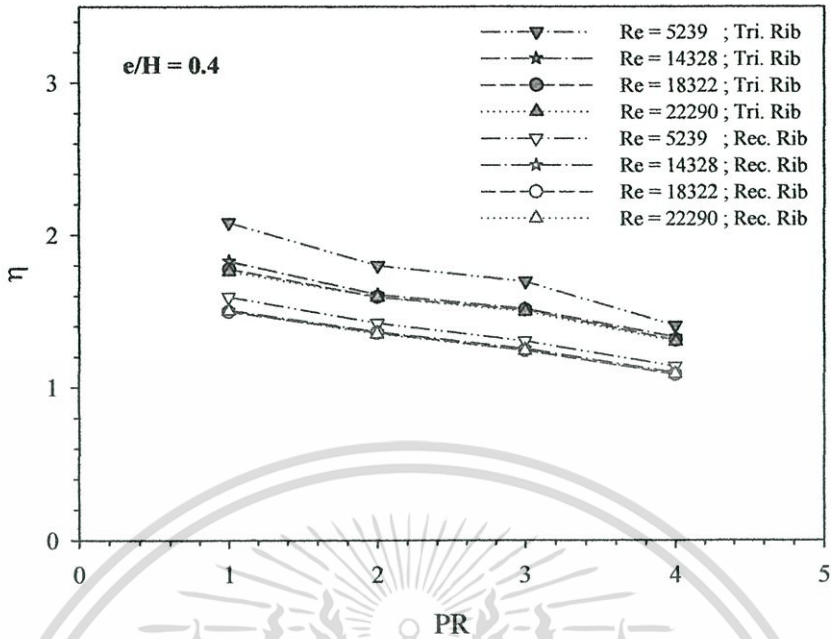
ในรูปที่ 9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบ เสียดทานที่ท่อผนังเรียบกับสัดส่วนระยะพิชต์ (PR) ของครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและสามเหลี่ยมและค่า เลขเรย์โนลด์สต่างๆ ที่  $e/H = 0.4$  จากผลการทดลองพบว่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานของครีบริบ รูปสี่เหลี่ยมผืนผ้ามีค่าสูงกว่าครีบริบสามเหลี่ยมในทุกช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส และครีบริบรูป สี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 22290$  มีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานสูงสุดและลด ถิ่นลงตามค่าเลขเรย์โนลด์สตามลำดับ ส่วนครีบริบสามเหลี่ยมจะมีค่าอัตราส่วนตัวประกอบเสียด ทานใกล้เคียงกัน ในทำนองเดียวกันชุดครีบริบที่มีค่า  $e/H = 0.3$  และ  $e/H = 0.2$  ก็มีแนวโน้มของค่า อัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานที่เป็นไปในรูปแบบเดียวกัน



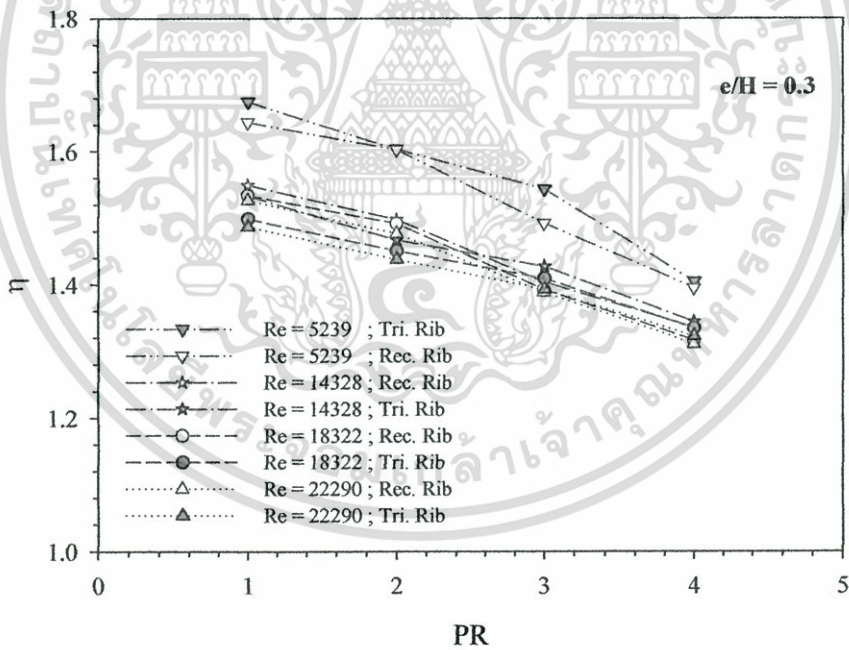
รูปที่ 9.34 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานต่อผนังเทียบกับสัดส่วนระยะพิตช์ ของรูปทรงครีบริบและเลขเรย์โนลด์ส ต่าง ๆ ที่  $e/H = 0.4$

ในรูปที่ 9.35 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วนระยะพิตช์ (PR) ของครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและสามเหลี่ยมกับค่าเลขเรย์โนลด์สต่างๆ ที่  $e/H = 0.4$  จากผลการทดลองพบว่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของครีบริบรูปสามเหลี่ยมมีค่าสูงกว่าครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าในทุกช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส และครีบริบรูปสามเหลี่ยมที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 5239$  มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดและลดต้นลงตามค่าเลขเรย์โนลด์สที่มีค่าเพิ่มขึ้น ส่วนครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าจะมีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 5239$  และมีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนใกล้เคียงกันในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์สที่เพิ่มสูงขึ้น

ในรูปที่ 9.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วนระยะพิตช์ (PR) ของครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าและสามเหลี่ยมกับค่าเลขเรย์โนลด์สต่างๆ ที่  $e/H = 0.3$  จากผลการทดลองพบว่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของครีบริบรูปสามเหลี่ยมมีค่าสูงกว่าครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 5239$  ทุกๆค่าของ PR และครีบริบรูปสามเหลี่ยมที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 5239$  มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดรองลงมาคือครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ค่าเลขเรย์โนลด์สเดียวกัน ขณะที่เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้น ครีบริบรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าจะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าครีบริบรูปสามเหลี่ยมที่ค่า PR = 1 และ PR = 2 ส่วนในช่วงค่า PR = 3 และ PR = 4 จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าครีบริบรูปสามเหลี่ยมที่ค่าเลขเรย์โนลด์สเดียวกัน

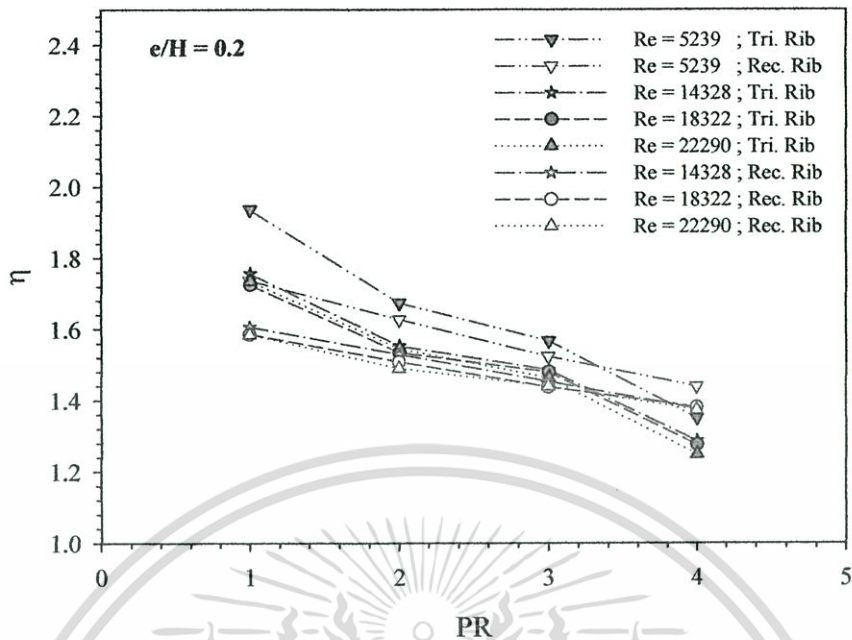


รูปที่ 9.35 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วนระยะพิตช์ของรูปทรงครีบริบและเลขเรย์โนลด์ส ต่าง ๆ ที่  $e/H = 0.4$



รูปที่ 9.36 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วนระยะพิตช์ของรูปทรงครีบริบและเลขเรย์โนลด์ส ต่าง ๆ ที่  $e/H = 0.3$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 9.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วนระยะพิตช์ของรูปทรงครีบริบและเลขเรย์โนลด์ส ต่าง ๆ ที่  $e/H = 0.2$

ในรูปที่ 9.37 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนกับสัดส่วนระยะพิตช์ (PR) ของครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าและสามเหลี่ยมกับค่าเลขเรย์โนลด์สต่างๆ ที่  $e/H = 0.2$  จากผลการทดลองพบว่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของครีบริบสามเหลี่ยมมีค่าสูงกว่าครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าในช่วงค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 5239$  ทุกๆค่าของ PR และครีบริบสามเหลี่ยมที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส  $Re = 5239$  มีค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดรองลงมาคือครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ค่าเลขเรย์โนลด์สเดียวกัน ขณะที่เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สเพิ่มขึ้นครีบริบสามเหลี่ยมจะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมากกว่าครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ค่า  $PR = 1$   $PR = 2$  และ  $PR = 3$  ส่วนในช่วงค่า  $PR = 4$  จะให้ค่าการเพิ่มสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนต่ำกว่าครีบริบสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่ค่าเลขเรย์โนลด์สเดียวกัน

## 9.6 การสร้างสมการด้วยรีเกรสชันเส้นตรงแบบหลายตัวแปร (Multiple Linear Regression)

โดยทั่วไป ตัวแปรตามแต่ละตัวหรือค่าตอบสนอง (Response ;  $y$ ) จะขึ้นอยู่กับตัวแปรอิสระ  $n$  (Independent หรือ Regressor variables) เช่น  $x_1, x_2, \dots, x_n$  เป็นต้น ความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรเหล่านี้ สามารถอธิบายโดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ที่เรียกว่า “สมการรีเกรสชัน” (สมการถดถอย ; Regression equation) แบบจำลองรีเกรสชันจะสอดคล้องกับกลุ่มของข้อมูลของ

เอกสารตัวอย่าง บางกรณีผู้ทดสอบทราบถึงฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงระหว่างตัวแปร เช่น ค่าไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$y = \phi(x_1, x_2, \dots, x_n)$  เป็นต้น อย่างไรก็ตาม โดยส่วนใหญ่จะไม่ทราบฟังก์ชันความสัมพันธ์ที่แท้จริงระหว่างตัวแปร ดังนั้นจึงต้องมีการประมาณค่าของฟังก์ชันเพื่อประมาณค่า  $\phi$  โดยในการทดสอบนี้จะใช้โปรแกรม Microsoft Office Excel มาช่วยในการหาฟังก์ชัน

ในการศึกษาการถ่ายเทความร้อน ค่า  $Nu$  มักมีตัวแปรอิสระที่สนใจศึกษามากกว่า 1 ตัวแปร เช่น  $Re, Pr$  และพารามิเตอร์อื่นๆ เป็นต้น แบบจำลองทั่วไปที่ใช้จะอยู่ในรูปแบบของ Multiple Exponential Regression Model คือ

$$y = b_0 x_1^{b_1} x_2^{b_2} x_3^{b_3} \dots x_n^{b_n} \quad (6.1)$$

ซึ่งสามารถแปลงให้อยู่ในรูป Multiple Linear Regress in Logarithmic Scale คือ

$$\ln(y) = \ln b_0 + b_1 \ln(x_1) + b_2 \ln(x_2) + b_3 \ln(x_3) \dots + b_n \ln(x_n) \quad (6.2)$$

เมื่อ

$b_0$  = ค่าคงที่

$b_i$  = ค่าสัมประสิทธิ์หรือพารามิเตอร์ของเส้นตรงของตัวแปร  $x_i$

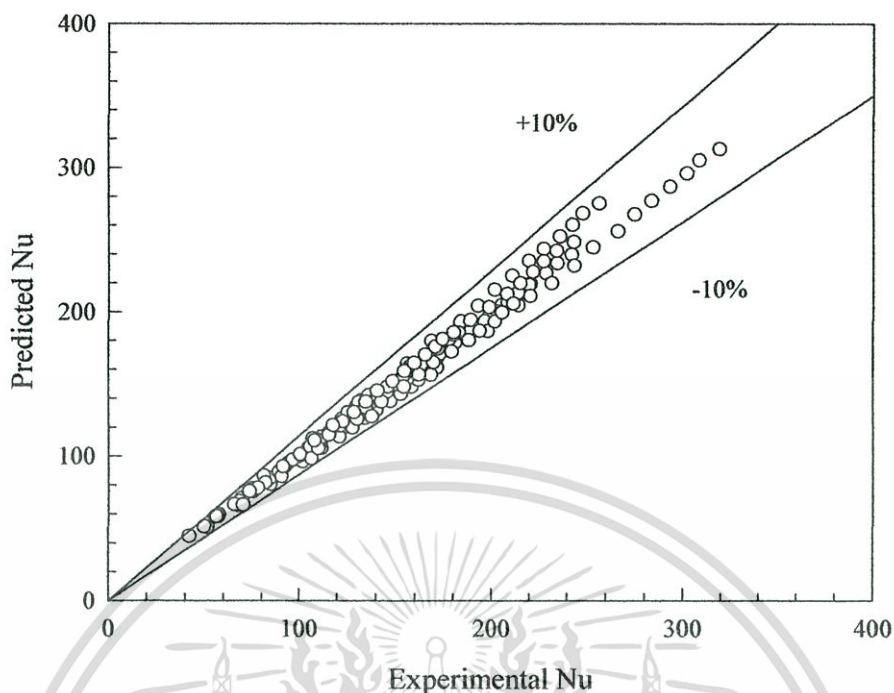
### 9.5.1 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบบางรูปสามเหลี่ยม

#### 9.5.1.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซิลท์

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์ ( $Nu$ ) กับเลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน ( $e/H$ ) และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน ( $PR$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 9.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบัวยูรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 5,000 - 25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

$$Nu = 0.1006 Re^{0.7987} Pr^{0.4} ((e/H)+1)^{1.731} ((P/H)+1)^{-0.568} \quad (6.3)$$



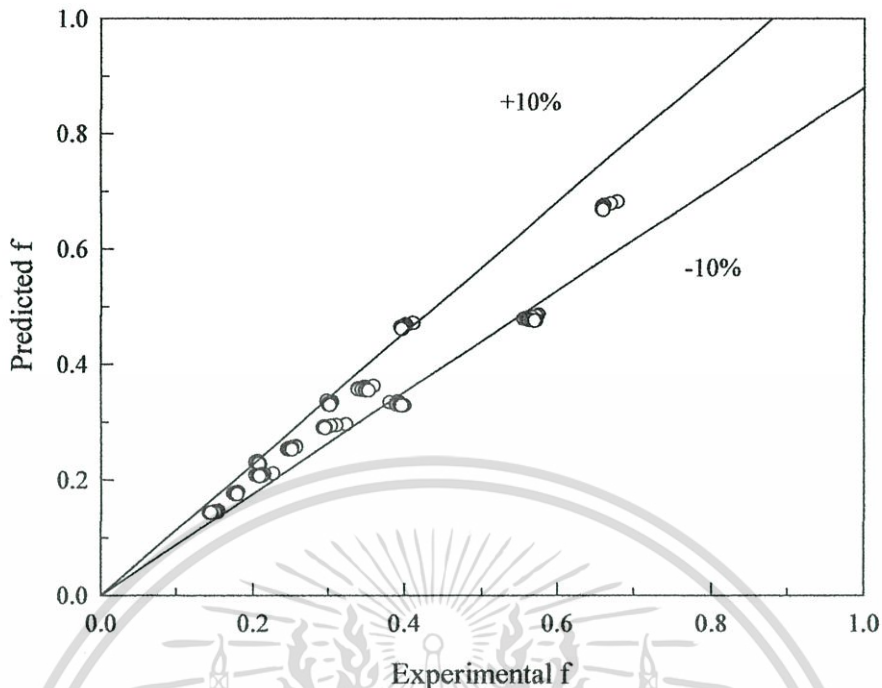
รูปที่ 9.38 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซิลท์จากความสัมพันธ์กับเลขนัสเซิลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$

#### 9.5.1.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ส ( $Re$ ) สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน ( $e/H$ ) และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน ( $PR$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 9.39 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์  $Re = 5,000 - 25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

$$f = 0.3125Re^{-0.015}((e/H)+1)^{1.576}((P/H)+1)^{-0.9101} \quad (6.4)$$



รูปที่ 9.39 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบางรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$

## 9.5.2 ท่อแผ่นขนานแบบติดตั้งครีบบางรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า

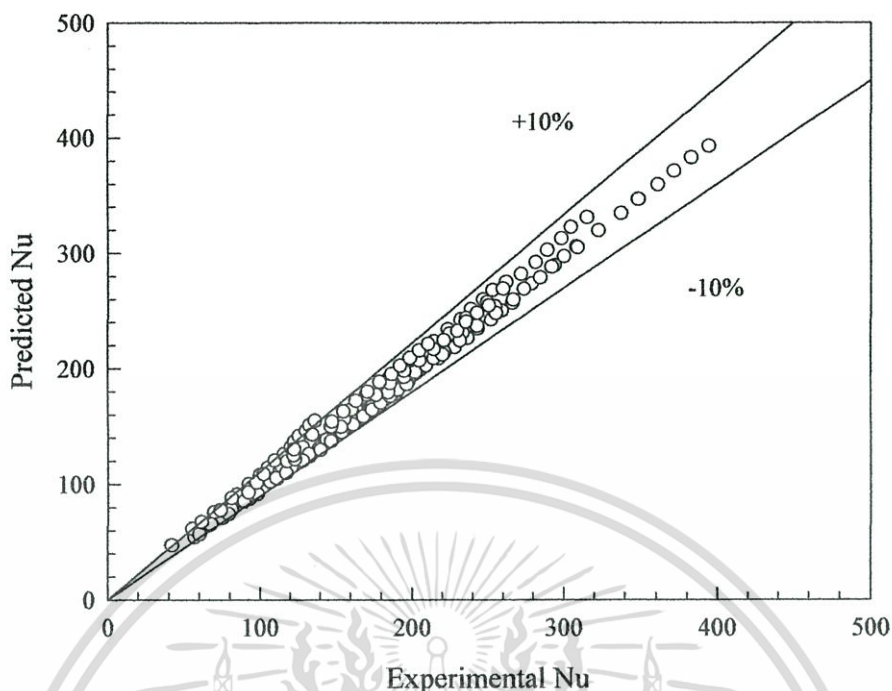
### 9.5.2.1 ความสัมพันธ์เลขนัสเซลท์

ความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์ ( $Nu$ ) กับเลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน ( $e/H$ ) และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน ( $PR$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 9.40 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างเลขนัสเซลท์จากความสัมพันธ์กับค่าเลขนัสเซลท์จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบบางรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบอกต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 5,000 - 25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

$$Nu = 0.0879Re^{0.819} Pr^{0.4} ((e/H)+1)^{2.314} ((P/H)+1)^{-0.626} \quad (6.5)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



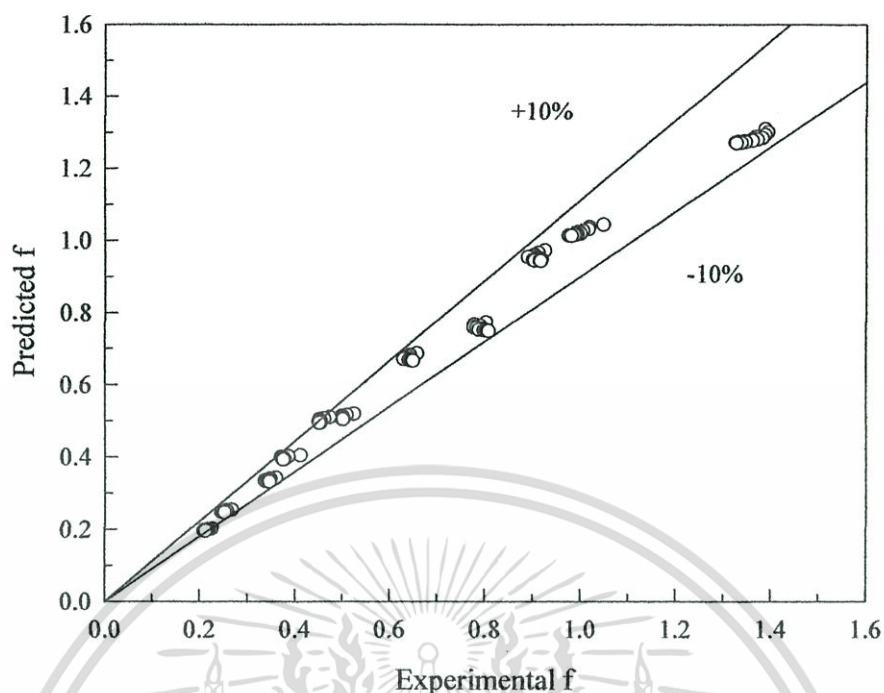
รูปที่ 9.40 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าเลขนัสเซลจากความสัมพันธ์กับเลขนัสเซลที่จากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$

### 9.5.2.2 ความสัมพันธ์ตัวประกอบเสียดทาน

ความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทาน ( $f$ ) กับเลขเรย์โนลด์ส์ ( $Re$ ) สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน ( $e/H$ ) และสัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน ( $PR$ ) สามารถหาความสัมพันธ์ได้ดังนี้

ในรูปที่ 9.41 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหักรูปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$  โดยมีขอบเขตในช่วงเลขเรย์โนลด์ส์  $Re = 5,000 - 25,000$  จากการทดลองพบว่าสมการดังกล่าวมีความคลาดเคลื่อนอยู่ในช่วง  $\pm 10\%$

$$f = 0.26Re^{-0.021}((e/H)+1)^{8.707}((P/H)+1)^{-1.033} \quad (6.6)$$



รูปที่ 9.41 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าตัวประกอบเสียดทานจากความสัมพันธ์กับค่าตัวประกอบเสียดทานจากการทดลองกรณีท่อแผ่นขนานมีครีบริบหัยกรุปตัววีทำมุม 30 องศา สัดส่วนความสูงครีบริบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H = 0.2, 0.3$  และ  $0.4$  สัดส่วนระยะพิตซ์ต่อความสูงช่องขนาน  $PR = 1, 2, 3$  และ  $4$

## สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

### 10.1 สรุปผลการทดลอง

จากการทดลองเพื่อศึกษาการเพิ่มสมรรถนะเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบางตัววิ  
รูปสามเหลี่ยมและครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าสามารถสรุปได้ดังต่อไปนี้

1. การศึกษาเชิงทดลองและออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนด้วยครีบบางตัววีรูป  
สามเหลี่ยมและครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าพบว่า การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในการไหลภายใน  
ท่อ โดยการติดครีบบางตัวภายในท่อเพื่อให้เกิดการปั่นป่วน สามารถช่วยเพิ่มค่าการถ่ายเทความร้อน  
ได้เนื่องจากการไหลแบบปั่นป่วนจะทำให้ความหนาของชั้นความร้อนที่ติดผิวบางลง และช่วยยืด  
ระยะทางการไหลภายในท่อให้มากขึ้น ขณะที่ความเร็วของการไหลมีค่าเพิ่มขึ้นตามหรือกล่าวได้ว่า  
การแลกเปลี่ยนโมเมนตัมที่เพิ่มขึ้นเป็นสาเหตุที่ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น ซึ่งทำให้ค่า  
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนมีค่ามากกว่ากรณีการไหลในท่อเปล่า โดยค่าตัวเลขนัสเซิลท์จะมี  
ค่าน้อยที่ค่าเลขเรย์โนลด์ส์ต่ำๆ และมีค่ามากขึ้นที่เลขเรย์โนลด์ส์สูงๆ ตามความแรงของไหลวน  
ภายในท่อ
2. การศึกษาผลของการติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า  
พบว่า การติดครีบบางตัววีรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้าส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัว  
ประกอบเสียดทานเพิ่มขึ้น เมื่อเปรียบเทียบกับแผ่นขนานที่ติดครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยม และทำให้ค่า  
สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนและค่าตัวประกอบเสียดทานเพิ่มมากขึ้นมากกว่าครีบบางตัว  
สามเหลี่ยม
3. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้า มีสัดส่วน  
ระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานที่  $PR=1$ ,  $PR=2$ ,  $PR=3$ ,  $PR=4$  และสัดส่วนความสูงครีบบางต่อความสูง  
ช่องขนาน  $e/H=0.2$ ,  $e/H=0.3$ ,  $e/H=0.4$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่า  
เลขเรย์โนลด์ส์ของครีบบางทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน
4. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าที่สัดส่วน  
ระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานที่  $PR=1$ ,  $PR=2$ ,  $PR=3$ ,  $PR=4$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหล  
แบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์ส์ของครีบบางทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น  
เช่นเดียวกัน การติดครีบบางลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าเลขนัสเซิลท์เพิ่มขึ้น ครีบบางที่  
สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานที่  $PR=1$  มีค่าเลขนัสเซิลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบางที่  
สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่องขนานที่  $PR=2$  และครีบบางที่สัดส่วนระยะพิชต์ต่อความสูงช่อง

ขนานที่  $PR=3$  และ  $PR=4$  ตามลำดับ

5. การศึกษาผลของรูปร่างครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้า ที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H=0.2$ ,  $e/H=0.3$ ,  $e/H=0.4$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน เมื่อค่าเลขเรย์โนลด์สของครีบบทุกแบบเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้นเช่นเดียวกัน การติดครีบลักษณะต่างๆ ภายในชุดทดลอง ทำให้ค่าเลขนัสเซลท์เพิ่มขึ้น ครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H=0.4$  มีค่าเลขนัสเซลท์มากที่สุด ตามด้วยครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H=0.3$  และครีบบางที่สัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H=0.2$  ตามลำดับ

6. การศึกษาผลของการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของครีบบแผ่นบางตัววีรูปสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าทำมุม 30 องศา กับทิศทางการไหล ที่สัดส่วนระยะพิชชี่ต่อความสูงช่องขนานที่  $PR=1$ ,  $PR=2$ ,  $PR=3$ ,  $PR=4$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H=0.2$ ,  $e/H=0.3$ ,  $e/H=0.4$  จากการทดลองพบว่าในช่วงการไหลแบบปั่นป่วน ครีบบางตัววีรูปสามเหลี่ยมทำมุม 30 องศา กับทิศทางการไหล สัดส่วนระยะพิชชี่ต่อความสูงช่องขนานที่  $PR=1$  และสัดส่วนความสูงครีบบต่อความสูงช่องขนาน  $e/H=0.4$  มีการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุด อันเนื่องมาจากอัตราส่วนเลขนัสเซลท์ต่อเลขนัสเซลท์ของท่อที่มีผนังเรียบมีค่าเฉลี่ยประมาณ 5.13 เท่า และอัตราส่วนตัวประกอบเสียดทานต่อตัวประกอบเสียดทานของท่อที่มีผนังเรียบมีค่าเฉลี่ยประมาณ 21.89 เท่า ทำให้ได้ค่าการเพิ่มขึ้นของสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีค่าเฉลี่ยประมาณ 1.83 เท่า เมื่อเทียบกับท่อที่มีผนังเรียบและถือว่าดีที่สุด

## 10.2 ข้อเสนอแนะ

เนื่องจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบบสามเหลี่ยมและสี่เหลี่ยมผืนผ้าบางรูปตัววีเป็นงานวิจัย ซึ่งได้ทำการศึกษาผลของรูปร่างครีบบและตำแหน่งครีบบ โดยติดครีบบภายในชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ควรจะมีการศึกษาถึงตัวแปรอื่นๆ เพื่อใช้เป็นข้อมูลในการออกแบบให้ได้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีสมรรถนะเพิ่มขึ้น เช่น

1. ศึกษาถึงระยะพิชชี่อื่นๆ ของครีบบ
2. ศึกษาผลกระทบที่มุมอื่นๆ
3. ศึกษาถึงค่า aspect ratio อื่นๆ ของชุดทดลองรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า
4. ศึกษาถึงขนาดเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีผลต่อการถ่ายเทความร้อน

และสามารถนำไปประยุกต์ใช้ในอุตสาหกรรมได้อย่างมีประสิทธิภาพเพื่อเป็นการใช้พลังงานความร้อนได้อย่างคุ้มค่าการลงทุน ช่วยให้สามารถลดสภาวะ โลกร้อนอย่างได้ผลดี

## บรรณานุกรม

- [1] ชัชวาล เขียวละลิม, ณัฐวุฒิ หลัวพิริยะวงศ์ และนนทศักดิ์ ทองพุ่มพุกษา. 2544. การเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน. ปรินญาณิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง.
- [2] พงษ์เจต พรหมวงศ์. 2542. การถ่ายเทความร้อน. ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล. คณะวิศวกรรมศาสตร์. สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง. หน้า 167-252.
- [3] Ahn, S.W. 2001. **The effects of roughness types on friction factors and heat transfer in roughened rectangular duct.** Int. Comm. Heat Mass Transfer Vol. 28, pp. 933-942.
- [4] Benlu and Pei-Xue Jiang. 2005. **Experimental and numerical investigation of convection heat transfer in a rectangular channel with angled ribs.** Int. J. Experimental Thermal and Fluid Science.
- [5] Carl-Olof Olsson and Bengt Sunden. 1998. **Experimental study of flow and heat transfer in rib-roughened rectangular channels.** Experimental Thermal and Fluid Science 16, pp. 349-365.
- [6] Cengel, Yunus A. 1998. **Heat Transfer: A Practical Approach.** McGraw-Hill, New York, pp. 349-394.
- [7] Fox, Robert W. and Alan T. McDonald. 1998. **Introduction to Fluid Mechanics.** Wiley, New York, pp. 332-395.
- [8] Giovanni Tanda. 2004. **Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs.** Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 47, pp. 229-243.
- [9] Han, J.C., L.R. Glicksman, and W.M. Rohsenow. 1978. **An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces.** Int. J. Heat Mass Transfer Vol. 21, pp. 1143-1156.
- [10] Han, J.C., Y.M. Zhang, and C.P. Lee. 1991. **Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs.** ASME J. Heat Transfer Vol. 113, pp. 590-596.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [11] Han, J.C., J.J. Huang, and C.P. Lee. 1993. **Augmented heat transfer in square channels with wedge-shaped and delta-shaped turbulence promoters.** J. Enhanced Heat Transfer Vol. 1, pp. 37-52.
- [12] Holman, J.P. 1990. **Heat Transfer.** McGraw-Hill, New York, pp. 217-321.
- [13] Incropera, Frank P. and David P. Dewitt. 1996. **Fundamentals of Heat and Mass Transfer.** John Wiley & Sons, New York, pp. 419-461.
- [14] Jaurker, A.R., J.S. Saini, and B.K. Gandhi. 2005. **Heat transfer and friction characteristics of rectangular solar air heater duct using rib-grooved artificial roughness.** Solar Energy.
- [15] Metzger, D.E., C.S. Fan, and Y. Yu. 1990. **Effects of Rib Angle and Orientation on Local Heat Transfer in Square Channels with Angled Roughness Ribs.** in: R.K. Shah, A.D. Kraus, D.E. Metzger, Compact Heat Exchangers, Hemisphere, Washington.
- [16] Munson, Bruce R., Donald F. Young, and Theodore H. Okiishi. 1990. **Fundamentals of Fluid Mechanics.** John Wiley & Sons, New York, pp. 465-547.
- [17] Ozisik, M.N. 1985. **Heat Transfer: A Basic Approach.** McGraw-Hill, New York, pp. 281-338.
- [18] Rajendra Karwa. 2003. **Studies of Augmented Heat Transfer and Friction in Asymmetrically Heated Rectangular Ducts with Ribs on The heated wall in Transverse, Inclined, V-Continuous and V-Discrete Pattern.** Int. Comm. Heat Mass Transfer Vol. 30, pp. 241-250.
- [19] Taslim, M.E., T. Li, and D.M. Kercher. 1996. **Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls.** ASME J. Turbomachinery Vol. 118, pp. 20-28.
- [20] Zhang, Y.M., W.Z. Gu, and J.C. Han. 1994. **Heat transfer and friction in rectangular channels with ribbed or ribbed-grooved walls.** ASME J. Heat Transfer Vol. 116, pp. 58-65.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
 ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ ก-1 คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของอากาศที่ความดันบรรยากาศ

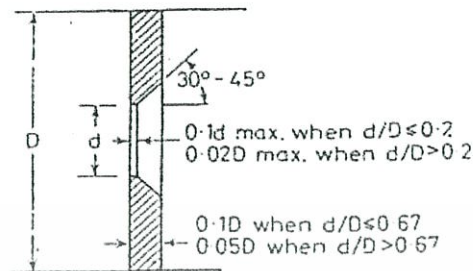
T (K)	$\rho$ (Kg/m <sup>3</sup> )	$C_p$ (KJ/Kg K)	$\mu \times 10^7$ (N s/ m <sup>3</sup> )	$\nu$ (m <sup>2</sup> /s)	$k \times 10^6$ (W/m K)	$\alpha \times 10^6$ (m <sup>2</sup> /s)	Pr
อากาศ							
100	3.25562	1.032	71.1	2.0	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	22.5	0.707
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.990	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	67.7	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

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



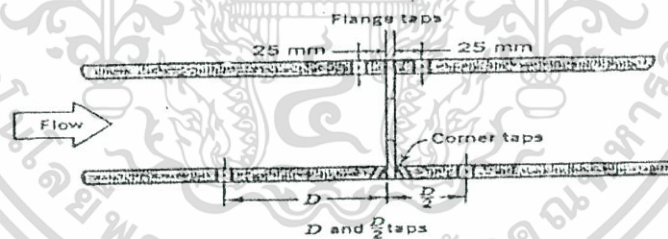
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ออริฟิสชนิดต่างๆ คล้ายคลึงกัน สามารถอธิบายด้วยกันได้ แต่ละชนิดแตกต่างกันที่ pressure tapping ซึ่ง orifice มาตรฐานกำหนดดังนี้ รูปร่างลักษณะ (description) ออริฟิต (orifice) ได้แสดงหน้าตัดต่างๆ ดังรูปที่ ข-1



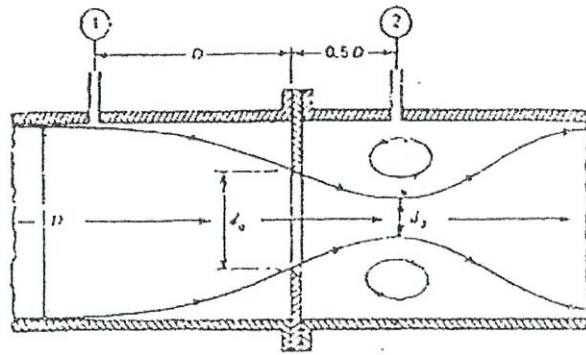
รูปที่ ข-1 Standard orifice plate

แผ่นออริฟิสเป็นแผ่นบางๆ ที่ถูกจับยึดระหว่างขอบของท่อ เนื่องจากมีรูปทรงเรขาคณิตอย่างง่าย ดังนั้นจึงมีราคาถูก และง่ายในการติดตั้ง หรือการย้ายตำแหน่ง แต่อย่างไรก็ตามขอบของแผ่นอาจจะมีการสึกกร่อนได้ อันเนื่องจากการชนของอนุภาคเล็กๆ ที่กระจายอยู่ในของไหล ข้อเสียอีกประการก็คือ เนื่องจากไม่สามารถควบคุมการขยายของด้านล่างของกระแส ทำให้มี head loss ที่สูงมาก จุดวัดความดันสำหรับออริฟิสนั้น สามารถกำหนดตำแหน่งได้หลายตำแหน่งดังรูปที่ ข-2 เนื่องจากตำแหน่งของจุดวัดความดันมีอิทธิพลต่อการหาสัมประสิทธิ์การไหล



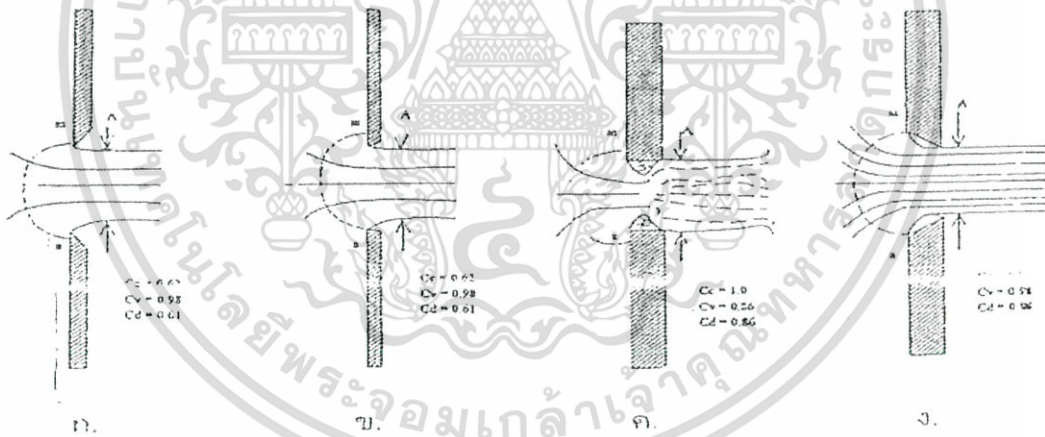
รูปที่ ข-2 แสดง โครงสร้างเชิงเรขาคณิตและจุดวัดความดันของออริฟิส

สำหรับการวัดอัตราการไหลของของไหลภายในท่อ และจัดได้ว่าออริฟิสเป็นเครื่องมือวัดที่กีดขวางการไหลของพื้นที่หน้าตัด ให้ของไหลไหลผ่านออริฟิสมีขนาดเล็กกว่าพื้นที่หน้าตัดของท่อ ดังรูปที่ ข-3 ดังนั้นเมื่อน้ำออริฟิสไปติดตั้งกับท่อ ซึ่งมีของไหลไหลผ่านจะทำให้เกิดความดันตกคร่อมออริฟิส ซึ่งความดันตกคร่อมนี้จะแปรเปลี่ยนไปตามอัตราการไหล กล่าวคือถ้าอัตราการไหลมีค่าสูง ความดันตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าสูง และถ้าอัตราการไหลมีค่าต่ำ ความดันตกคร่อมออริฟิสก็จะมีค่าต่ำ โดยทั่วไปออริฟิสจะถูกนำไปใช้ในการหาอัตราการไหลที่สภาวะ Steady state เท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้วัดอัตราการไหลที่เปลี่ยนแปลงไปตามเวลา (Dynamic Response)



รูปที่ ข-3 แสดงการไหลผ่านแผ่นออริฟิส (Orifice)

ในบรรดาเครื่องมือวัดอัตราการไหลทั้งหลาย ออริฟิสถือว่าเป็นเครื่องมือที่มีผู้นำไปใช้อย่างกว้างขวางมากที่สุด ดังนั้นการทดลองชุดนี้จึงได้มีการนำเอาการวัดอัตราการไหลแบบออริฟิสมาใช้ ออริฟิสมาตรฐานที่มีขอบคมดังรูปที่ ข-4 ก. หรือเป็นรูปสี่เหลี่ยมดังรูปที่ ข-4 ข. นั้นจะสัมพันธ์ลำน้ำที่ไหลผ่านในลักษณะที่เป็นการสัมผัสแบบเส้น ส่วนออริฟิสดังรูปที่ ข-4 ค. และ ข-4 ง. นั้นไม่ใช่เป็นออริฟิสมาตรฐาน ทั้งนี้เพราะลำน้ำที่ไหลผ่านรูออริฟิสนั้น ถูกกระทบจากความหนาของแผ่นวัตถุ กับความหยาบของผิว และรัศมีของความโค้ง ดังนั้นจึงต้องมีการสอบเทียบเพื่อความถูกต้อง



รูปที่ ข-4 ออริฟิสแบบต่างๆ

ข้อดีของออริฟิสคือมีราคาต่ำกว่าเครื่องมือวัดชนิดอื่นๆ ที่อาศัยหลักการวัดเดียวกัน และสะดวกในการสร้างเพราะมีรูปร่างที่ไม่ซับซ้อน รวมทั้งมีข้อมูลของการทำวิจัยเกี่ยวกับพฤติกรรมในการวัดของไหล ที่มีเงื่อนไขแตกต่างอย่างมากมาย ของไหลเมื่อไหลผ่าน square-edged orifice ซึ่งเป็นออริฟิสที่นำมาใช้ในการศึกษาในครั้งนี้ จะมีทิศทางการไหลเป็นไปดังรูป สมมุติว่าของไหลก่อนเข้าปะทะกับออริฟิส มีความเร็วคงที่ตลอดหน้าตัดของท่อ (หน้าตัดวงกลม) เท่ากับ  $V_1$  เมตรต่อวินาที ของไหลที่บริเวณด้านหลังของออริฟิส จะมีลักษณะเป็นลำของไหล ที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางของลำของไหลลดลงเรื่อยๆ จนกระทั่งมีค่าเท่ากับ  $D/2$  เมตร ณ บริเวณจุดวัดความดันที่ 2 ซึ่งถือได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารทรัพย์สินทางปัญญาของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ว่าเป็นจุดที่มีพื้นที่หน้าตัดของการไหลน้อยที่สุด (Vena Contracta) ของ Jet ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของ Jet จะมีขนาดเพิ่มขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่ผ่านจุดที่ 2 ไปแล้ว จุดที่ 2 หรือเรียกว่าจุด Vena Contracta ถือได้ว่าเป็นจุดที่ของไหลที่มีความเร็วเฉลี่ยสูงสุด หรือมีความดันสถิตต่ำสุด (จากสมการของ Bernoulli)

สมมติฐานเบื้องต้นสำหรับการวัดอัตราการไหลด้วยออริฟิสในการทดลองนี้คือ ของไหลที่อยู่ภายในท่อไม่สามารถอัดตัวได้ ความเร็วของของไหลมีค่าคงที่ตลอดหน้าตัด (โดยไม่คิดบริเวณที่เรียกว่าบริเวณกระแสรอบวน) ของไหลไม่มีความหนืด และการไหลเกิดขึ้นแบบ Steady flow (อัตราการไหลมีค่าคงที่เมื่อเทียบกับเวลา)

สมการ Bernoulli สามารถนำมาใช้อธิบายคุณสมบัติในการไหลที่จุดต่างๆ ภายในท่อได้ ดังนั้นสมการ Bernoulli สำหรับจุดที่ 1 และจุดที่ 2 ของการไหลดังแสดงในรูปที่ ข-3

$$Q_{ac} = C_d A_o \sqrt{\frac{2g(P_1 - P_2)}{\rho g \left[ 1 - \left( \frac{d_o}{D} \right)^4 \right]}}$$

เมื่อ

$C_d$  คือ discharge coefficient

$A_o$  คือ พื้นที่หน้าตัดรูออริฟิส ( $m^2$ )

$P$  คือ ความดันสถิตของของไหล ( $N/m^2$ )

$\gamma$  คือ น้ำหนักจำเพาะ (Specific weight,  $N/m^3$ )

$d_o$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางรูออริฟิส

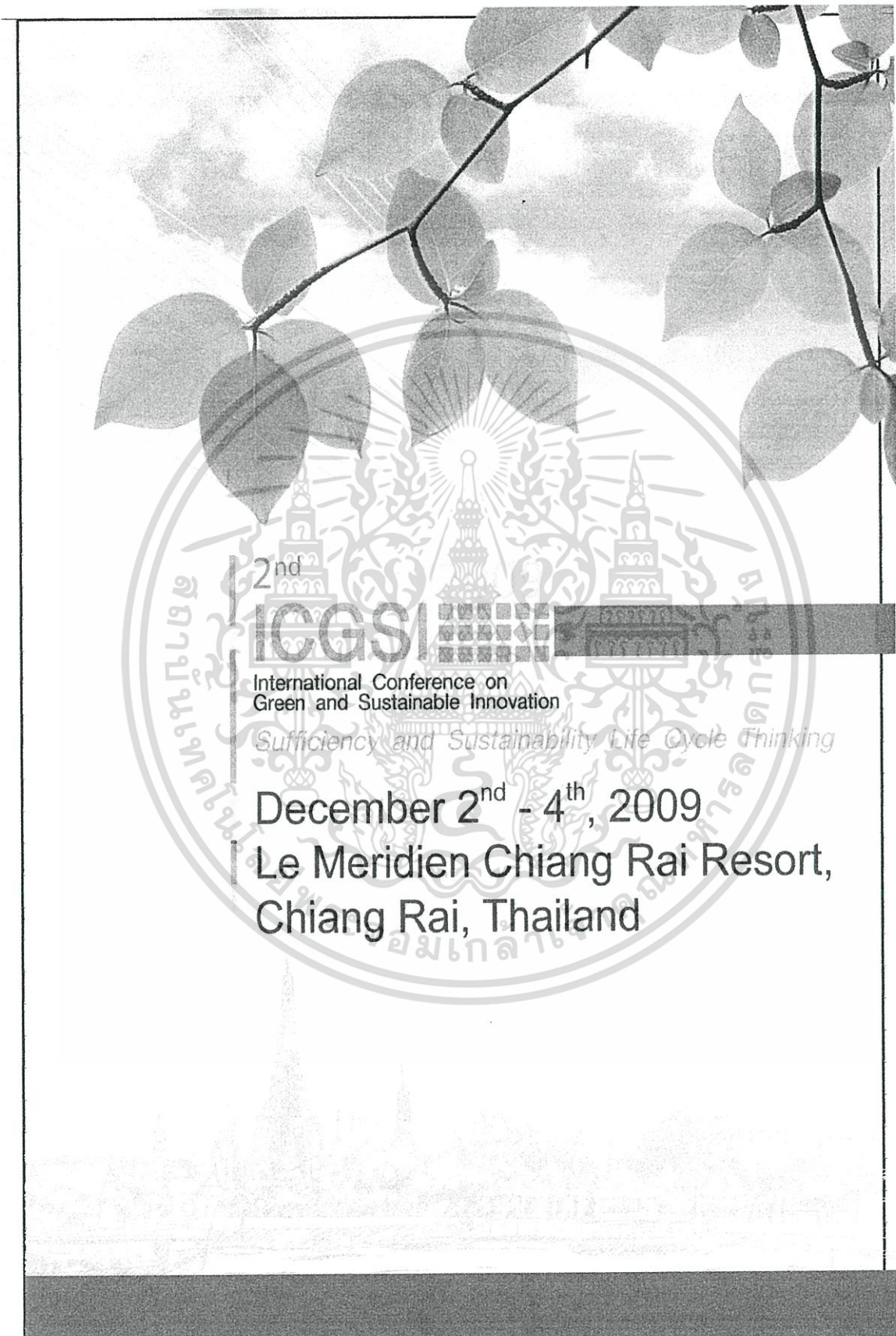
$D$  คือ เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

Subscript 1t คือ ค่าที่จุดที่ 1 ในทางทฤษฎี

Subscript 2t คือ ค่าที่จุดที่ 2 ในทางทฤษฎี



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Experimental Investigation of Heat Transfer in Rectangular Channel Heat Exchanger with Vertical V- ribbed Strip Inserts

Chitakorn Khanoknaiyakarn, Phudit Chaidilokpattanakul and Pongjet Promvonge\*

Department of mechanical Engineering, Faculty of Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang, Bangkok 10520, Thailand.

Tel.: +662-3264197; Fax: +662-3264198

\*Corresponding author, E-mail address: kppongje@kmitl.ac.th

### Abstract

This paper presents an experimental study on the performance enhancement of heat transfer in a rectangular channel heat exchanger with periodic vertical V-ribs between two horizontal heating surfaces. The ribs placed in vertical V- pattern on both sides of strips are tested for the case of V-rib pointing downstream. The channel has an aspect ratio (width-to-height,  $W/H$ ) of 10; the relative roughness height ( $e/H$ ) of 0.1, 0.2, 0.3; the pitch-to- channel height ratio ( $p/H$  or  $PR$ ) of 3; the attack angle of  $45^\circ$  relative to the flow direction. The experiments have been done by varying air flow velocity in the test section in order to adjust Reynold number values. The upper plate of the channel is uniformly heated as a constant heat flux condition while the whole test sections are covered with thermal insulations. The V-ribs made of rectangular aluminum sheet were attached transversely to the strips which are inserted vertically along the test channel. Area-averaged data of Nusselt number and friction factor were calculated in order to compare overall performance of the tested ribbed surfaces and to evaluate the degree of heat transfer enhancement and friction factor induced by ribs with respect to the smooth channel.

**Keywords:** Periodic rib; Rectangular channel; Heat transfer; Vertical V-ribs;

### 1. Introduction

Many techniques have been used to enhance heat transfer rate in gas turbine engine passages used for internal cooling of turbine blades. These techniques include rib turbulators, fins, jet impingement cooling, dimpled surfaces, surface roughness, and other types of turbulence promoters. All of these techniques are expected

turbulence level. The objective of using these devices is to significantly enhance turbulent transport and convective heat transfer coefficients with minimal increase in pressure losses. Globally averaged heat transfer coefficient data is needed, along with pressure drop data, to determine the best designs for these tasks.

Studies on uniformly heated tubes and/or channels with rib-roughened walls; continuous,

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้ไปใช้ประโยชน์ด้วยการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

regularly spaced, transverse ribs have been the most common ribbed geometry for years. The effects of the most important parameters (rib height  $e$ , rib pitch  $P$ , channel aspect ratio  $AR$ , hydraulic diameter  $D_h$ , Reynolds number  $Re$ ) on heat transfer and pressure drop have been investigated in detail. These studies show that the heat transfer coefficient (as well as the pressure drop) attains a maximum value for  $P/e = 6-15$  (in turn depending on  $e/D_h$  and  $Re$ ) and increases with  $e/D_h$  (in the explored range from 0.004 to 0.0063). The existence of an optimum value of  $P/e$  is due to the fact that, at small  $P/e$ , the flow which separates after each rib does not reattach close to the next rib, while for large  $P/e$  the reattachment point is reached and a boundary layer begins to grow before the succeeding rib is encountered, reducing both the average shear stress and heat transfer.

Several investigations have been carried out to study the effect of pertinent parameters of turbulators on heat transfer and friction factor for roughened surface. Han et al. [1] studied experimentally the heat transfer in a square channel with ribs on two walls for nine different rib configurations. Average heat transfer and friction factor were reported for  $P/e = 10$  and  $e/H = 0.0625$ . They reported that the angled ribs and 'V' ribs yield higher heat transfer enhancement than the continuous ribs. The heat transfer augmentations and the friction factor were highest for the  $60^\circ$  orientation amongst the angled ribs. Han et al. [2] also investigated the influence of the surface heat flux ratio on the heat transfer in a square ribbed channel with  $e/H=0.063$  and  $P/e=10$ , by heating either only one of the ribbed walls or both of them, or all four channel walls. They reported that the former two conditions

resulted in an increase in the heat transfer with respect to the latter one and the average Nusselt number tends to decrease for increasing Reynolds numbers and the thermal boundary condition becomes less relevant at higher Reynolds number. Wright et al. [3] investigated the heat transfer distributions and frictional losses in rotating ribbed channels with an aspect ratio of 4:1. Angled, discrete angled, V-shaped, and discrete V-shaped ribs were investigated, as well as the newly proposed W-shaped and discrete W-shaped ribs. In all cases, the ribs were placed on both the leading and trailing surfaces of the channel, and they were oriented  $45^\circ$  to the mainstream flow. The rib height-to-hydraulic diameter ratio  $e/H$  was 0.078, and the rib pitch-to-height ratio  $P/e$  was 10. The channel orientation with respect to the direction of rotation was  $135^\circ$ . The range of flow parameters included Reynolds number ( $Re=10,000-40,000$ ). It was determined that the W-shaped and discrete W-shaped ribs had the superior heat transfer performance in both non-rotating and rotating channels. The angled rib configuration resulted in the worst performance of the six configurations of the present study.

For a system with only one roughened wall and three smooth walls, several investigations [4-8] have been carried out on rib roughened absorber plates of solar air heaters. Correlations for heat transfer coefficient and friction factor have been developed for such a system. However, the increase in heat transfer is accompanied by an increase in the resistance of fluid flow. An extensive literature review over hundred references on various rib turbulators was reported by Varun et al. [9] ใช้ประโยชน์ด้านการค้า

และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Thus, the main aim of this work is to extend the experimental data available on V-ribbed strips of various blockage ratio ( $e/H=0.1, 0.2$  and  $0.3$ ) with a pitch ratio of ( $PR=3$ ) and an attack angle of  $45^\circ$  are inserted in between the upper and lower plates. These results provide insight into improved designs of internal passages for heat exchanger, are presented in turbulent channel flows in a range of Reynolds number from 6000-10,000.

## 2. Experimental setup

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Fig. 1 while the details of  $45^\circ$  vertical V-ribbed strip inserts in the rectangular channel used in the heat transfer experiments are depicted in Fig. 2. In Fig. 1, a circular pipe was used for connecting from a high-pressure blower to the test section, which an orifice flow meter was mounted in this pipeline while a rectangular duct including a calm section and a test section was employed following the circular pipe. In test section, the rectangular duct configuration was characterized by the channel height,  $H$  is 30 mm and the V-ribbed strip had a transverse pitch value equal to three times of channel height (pitch ratio,  $PR=3$ ) and the attack angle of  $45^\circ$  for the V-rib. The overall length of the channel was 2900 mm of the test section with the channel width,  $W$ , of 300 mm. The vertical V-rib strips were inserted in between the aluminum plate channels of 300 mm ( $W$ ) by 600 mm ( $L$ ). The rib dimensions are 3, 6 and 9 mm high ( $e$ ) and 0.3 mm thick ( $t$ ).

The AC power supply was the source of power for the plate-type heater, used for heating the upper-plate of the test section only to maintain uniform surface heat flux. A conducting

compound was applied to the heater and the principal upper wall in order to reduce contact resistance. Special wood bars, which have a much lower thermal conductivity than the metallic wall, were placed on the inlet and exit ends of the upper and lower walls to serve as a thermal barrier at the inlet and exit of the test section.

Air as the tested fluid in both the heat transfer and pressure drop experiments, was directed into the systems by a 1.45 kW high-pressure blower. The operating speed of the blower was varied by using an inverter to provide desired air flow rates. The flow rate of air in the systems was measured by an orifice plate pre-calibrated by using hot wire and vane-type anemometers (Testo 445). The pressure across the orifice was measured using inclined manometer. In order to measure temperature distributions on the principal upper wall, twelve thermocouples were fitted to the wall. The thermocouples were installed in holes drilled from the rear face and centered of the walls with the respective junctions positioned within 2 mm of the inside wall and axial separation was 40 mm apart. To measure the inlet bulk temperature, two thermocouples were positioned upstream of duct inlet. All thermocouples were K type, 1.5 mm diameter wire. The thermocouple voltage outputs were fed into a data acquisition system (Fluke 2650B) and then recorded via a personal computer.

Two static pressure taps were located at the top of the principal channel wall to measure axial pressure drops across the test section, used to evaluate average friction factor. These were located at the centre line of the channel. One of these taps is 50 mm upstream of the test channel and the other is 50 mm downstream. The

pressure drop was measured by a digital differential pressure and a data logger (Testo 1445-Testo 350XL) connected to the 2 mm diameter taps and recorded via a personal computer.

To quantify the uncertainties of measurements the reduced data obtained experimentally were determined. The uncertainty in the data calculation was based on Ref. [10]. The maximum uncertainties of non-dimensional

parameters were  $\pm 5\%$  for Reynolds number,  $\pm 8\%$  for Nusselt number and  $\pm 10\%$  for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than  $\pm 7\%$ , and pressure has a corresponding estimated uncertainty of  $\pm 5\%$ , whereas the uncertainty in temperature measurement at the channel wall was about  $\pm 0.5\%$ .

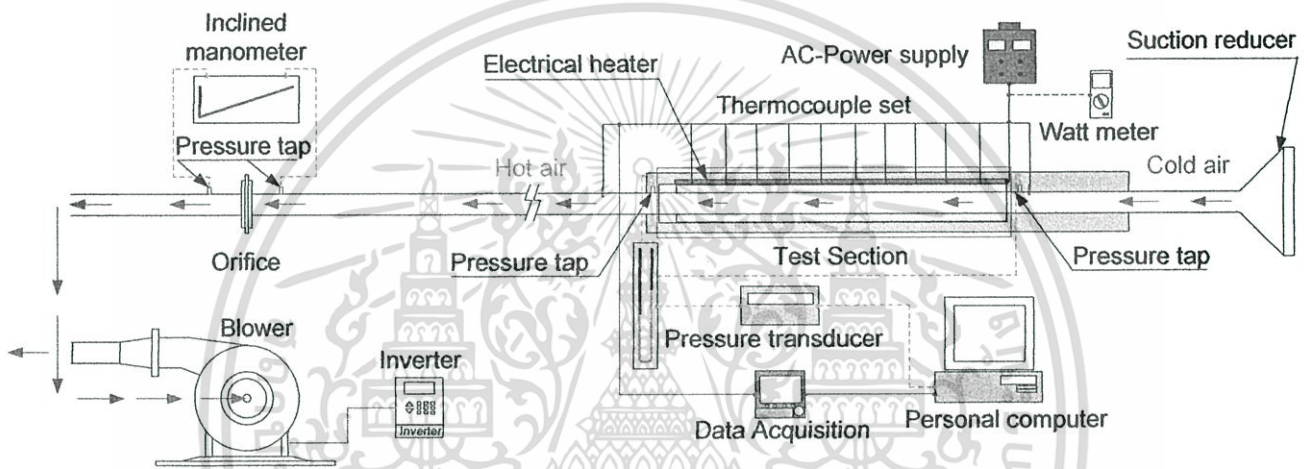


Fig. 1 Schematic diagram of experimental apparatus

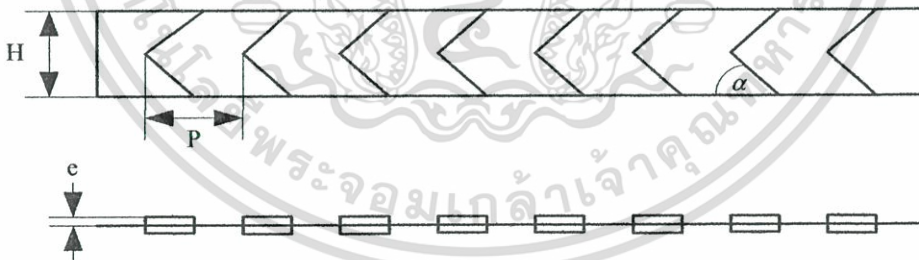


Fig. 2 Vertical V-ribbed Strip arrangements

### 3. Data reduction

The goal of this experiment is to investigate the Nusselt number in vertical v-ribbed channels. The independent parameters were Reynolds number and rib height. The Reynolds number based on the channel hydraulic diameter is given by

$$Re = UD_h / \nu \quad (1)$$

The average heat transfer coefficients are evaluated from the measured temperatures and heat inputs. With heat added uniformly to fluid ( $Q_{air}$ ) and the temperature difference of wall and fluid ( $T_w - T_b$ ), average heat transfer coefficient will be evaluated from the experimental data via the following equations:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = VI \quad (2)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \quad (3)$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i)/2 \quad (4)$$

and

$$\tilde{T}_s = \sum T_s / 10 \quad (5)$$

The term  $A$  is the convective heat transfer area of the heated upper channel wall whereas  $\tilde{T}_s$  is the average surface temperature obtained from local surface temperatures along the axial length of the heated channel. Then, average Nusselt number is written as:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \quad (6)$$

The friction factor is evaluated by:

$$f = \frac{2}{(L/D_h)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \quad (7)$$

where  $\Delta P$  is a pressure drop across the test section and  $U$  is mean air velocity of the channel. All of thermo-physical properties of the air are determined at the overall bulk air temperature from Eq. (4)

For a constant pumping power,

$$(\dot{V}\Delta P)_0 = (\dot{V}\Delta P) \quad (8)$$

and the relationship between friction and Reynolds number can be expressed as:

$$\begin{aligned} (f Re^3)_0 &= (f Re^3) \\ Re_0 &= Re(f/f_0)^{1/3} \end{aligned} \quad (9)$$

The thermal enhancement factor,  $\eta$ , defined as the ratio of heat transfer coefficient,  $h$  of an augmented surface to that of a smooth surface,  $h_0$ , at a constant pumping power:

$$\eta = \frac{h}{h_0} \Big|_{pp} = \frac{Nu}{Nu_0} \Big|_{pp} = \left( \frac{Nu}{Nu_0} \right) \left( \frac{f}{f_0} \right)^{-1/3} \quad (10)$$

## 4. Results and discussion

### 4.1 Verification of smooth channel

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้นนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The present experimental results on heat transfer and friction characteristics in a smooth wall channel are first validated in terms of Nusselt number and friction factor. The Nusselt number and friction factor obtained from the present smooth channel are, respectively, compared with the correlations of Dittus-Boelter and Blasius found in the open literature [11] for turbulent flow in ducts.

Correlation of Dittus-Boelter,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ for heating.} \quad (11)$$

Correlation of Blasius,

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \text{ for } 3000 \leq Re \leq 20,000 \quad (12)$$

### 4.2 Effect of geometry

The present experimental results on heat and flow friction characteristics in a uniform heat fluxed channel with vertical v-ribbed strip inserted in between the channel walls are presented in the form of Nusselt number and friction factor. The Nusselt numbers obtained under turbulent flow conditions for all case are presented in Fig. 4. In the figure, the vertical v-ribbed strip turbulators yield considerable heat transfer enhancements with a similar trend in comparison with the smooth channel and the Nusselt number increases with the rise of Reynolds number. This is because the rib turbulators interrupt the development of the boundary layer of the fluid flow and increase the turbulence degree of flow. It is worth nothing that the vertical v-rib ribbed strip with  $e/H=0.2$  provides the highest value of Nusselt number while one with  $e/H = 0.3$  is found to perform better than that with  $e/H = 0.1$ . This caused by  $e/H=0.2$  interrupting the flow and diverting its direction thus promoting high levels of mixing over others.

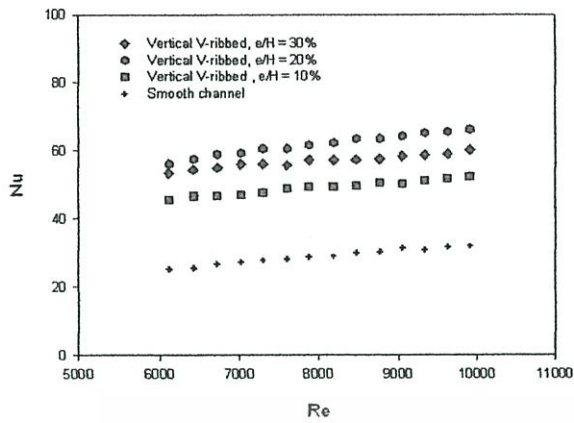


Fig. 4 Variation of Nusselt number with Reynolds number for wavy ribs.

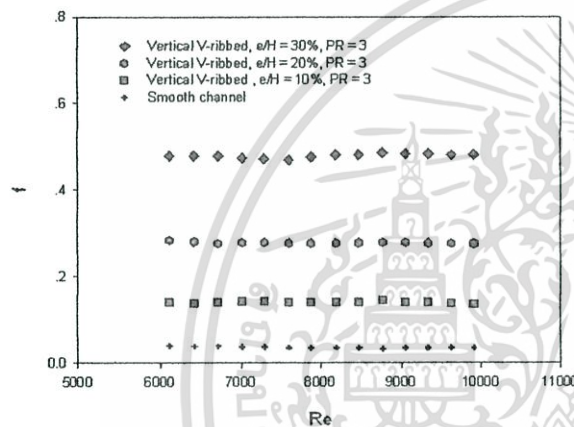


Fig. 5 Variation of friction factor with Reynolds number for various rib heights.

The effect of using the rib turbulators on the isothermal pressure drop across the tested channel is presented in Fig. 5. The variation of the pressure drop is shown in terms of friction factor with Reynolds number. In the figure, it is apparent that the use of the ribbed strip leads to a substantial increase in friction factor over the smooth channel. This can be attributed to flow blockage, higher surface area and the act caused by the reverse flow. As expected, the friction factor of the ribbed strip with  $e/H=0.3$  is substantially higher than that of those with  $e/H=0.2$  and  $0.1$ . For the v-ribbed strips, the increase in friction factor is in range 2.5-15 times over the smooth channel with no ribbed strip. The

losses mainly come from the dissipation of the dynamical pressure of the air due to high viscous losses near the wall, higher friction of increasing surface area and the blockage ratios because of the presence of the ribbed strip.

#### 4.3 Thermal performance

The Nusselt number ratio,  $Nu/Nu_0$ , defined as a ratio of augmented Nusselt number to Nusselt number of smooth channel plotted against the Reynolds number value is displayed in Fig. 6. In the figure, the Nusselt number ratio tends to be nearly uniform with the rise of Reynolds number. The mean Nusselt number values are found to be about 1.96, 2.13 and 1.69 times over the smooth channel for using the vertical v-ribbed strips with  $e/H = 0.3, 0.2$  and  $0.1$ , respectively.

The variation of isothermal friction factor ratio value with Reynolds number for v-ribbed strips is also depicted in Fig. 7. In the figure, the friction factor ratio is found to increase slightly with the rise of Reynolds number and with the increase in blockage ratios. The mean friction factor values are around 13.31, 7.72 and 3.92 times of the smooth channel for using the v-ribbed strips with  $e/H = 0.3, 0.2$  and  $0.1$ , respectively. This indicates that the use of low blockage ratio can help to reduce the pressure loss considerably.

Fig. 8 shows the variation of the thermal enhancement factor ( $\eta$ ) with Reynolds number for all rib turbulators. For all, the data obtained by measured Nusselt number and friction factor values are compared at similar pumping power. The enhancement factor tends to decrease with the rise of Reynolds numbers for all turbulators. It is seen that the blockage ratio of  $0.2$  shows the highest value of the mean thermal enhancement

factor. The mean thermal enhancement factor values are around 0.84, 1.10 and 1.09 times for using the v-ribbed strips with  $e/H = 0.3, 0.2$  and  $0.1$ , respectively. The thermal enhancement factor increases with reduction of blockage ratios.

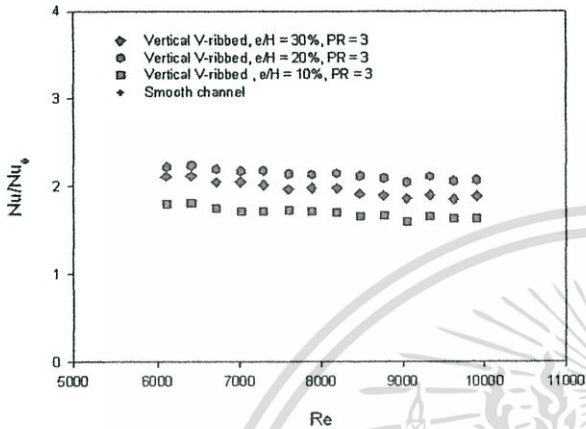


Fig. 6 Variation of Nusselt number ratio,  $Nu/Nu_0$  with Reynolds number.

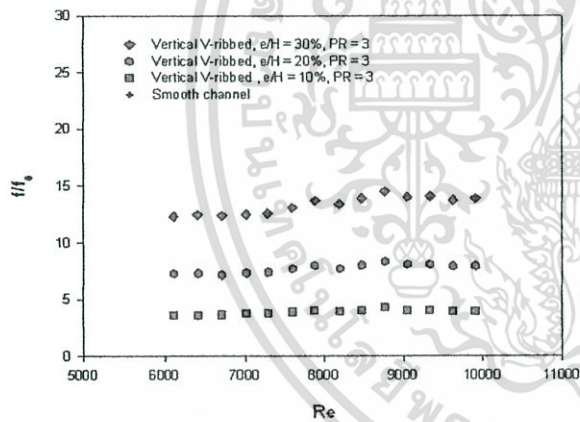


Fig. 7 Variation of friction factor ratio,  $f/f_0$  with Reynolds number.

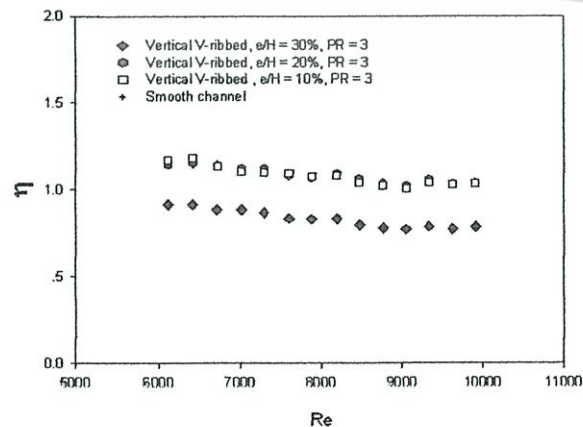


Fig. 8 Variation of thermal enhancement factor,  $\eta$ , with Reynolds number.

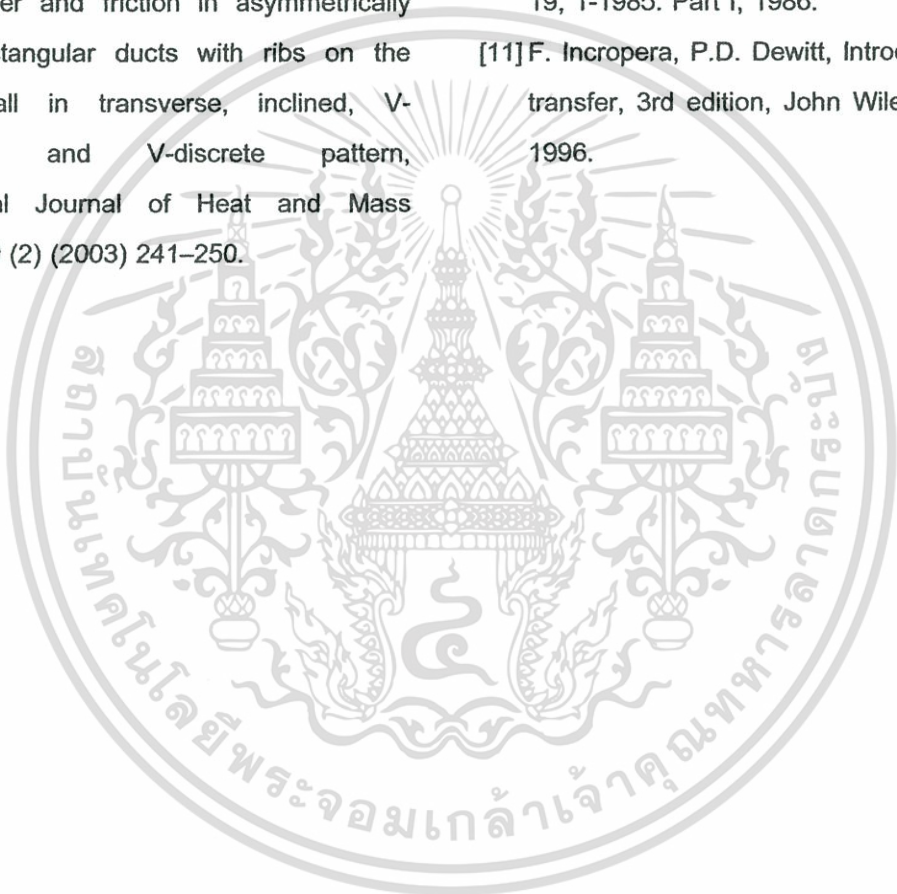
## 5. CONCLUSIONS

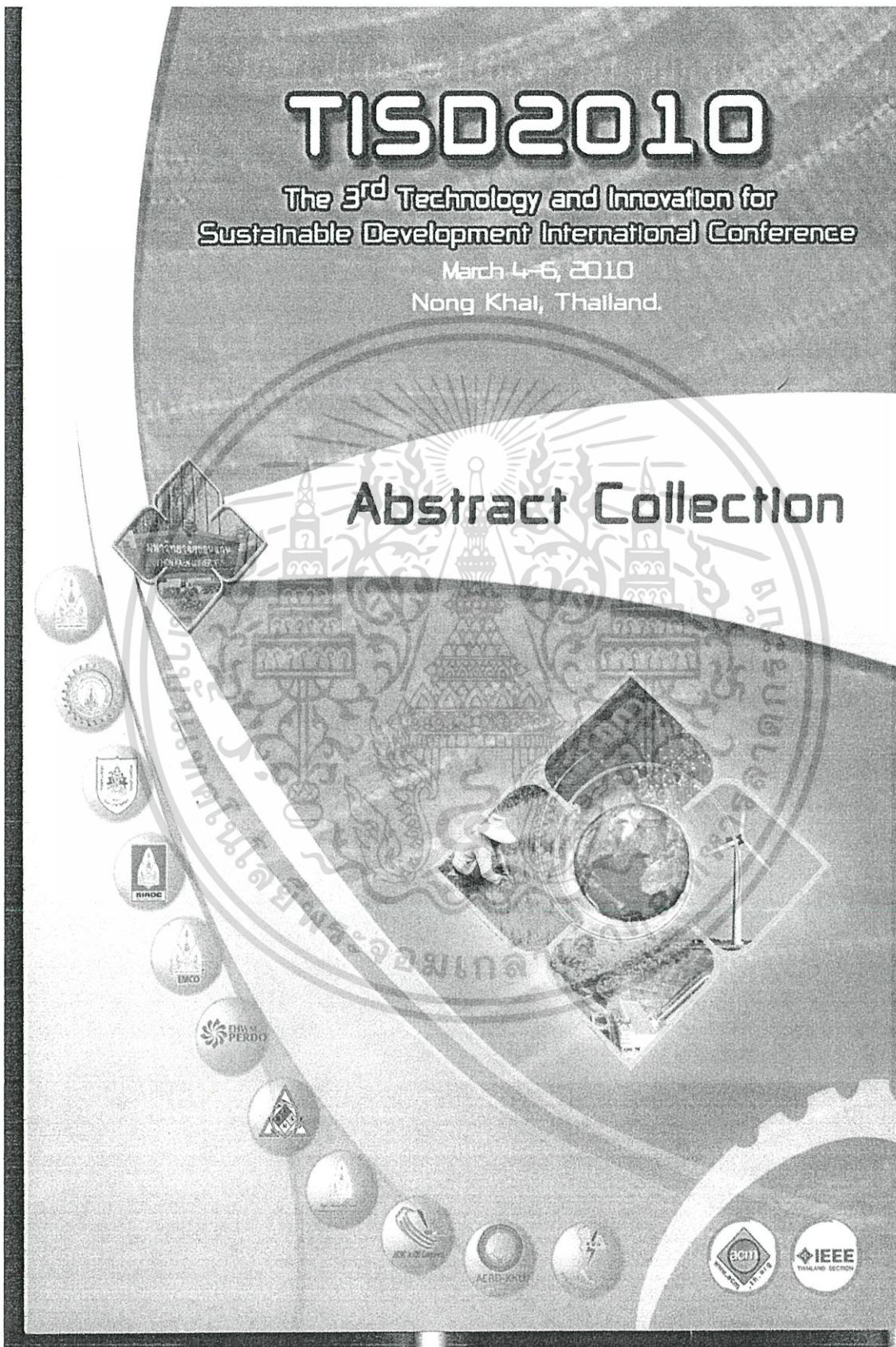
An experimental study has been carried out to investigate airflow friction and heat transfer characteristics in a high aspect ratio channel inserted with vertical v-ribbed strips for the turbulent flow regime,  $Re = 5000-10,000$ . The use of the v-ribbed strip with  $e/H = 0.2$  provides the highest heat transfer augmentations,  $Nu/Nu_0 = 2.13$  and also causes a high pressure drop,  $f/f_0 = 7.72$ , depending on Reynolds number. Nusselt number augmentation tends to increase with the rise of Reynolds number and blockage ratio values.

## 6. References

- [1] J.C. Han, Y.M. Zhang, C.P. Lee, Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs, ASME, Journal of Heat Transfer 113 (1991) 590–596.
- [2] J.C. Han, Y.M. Zhang, C.P. Lee, Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs, ASME, Journal of Turbomachinery 114 (1992) 872–880.
- [3] L.M. Wright, W.L. Fu, J.C. Han, Thermal performance of angled, V-shaped, and W-shaped rib turbulators in rotation rectangular cooling channels ( $AR=4:1$ ), ASME, Journal of Turbomachinery 126 (2004) 604-614.
- [4] K. Prasad, S.C. Mullick, Heat transfer characteristics of a solar air heater used for drying purposes, Applied Energy 13 (1983) 83–93.
- [5] D. Gupta, S.C. Solanki, J.S. Saini, Thermo-hydraulic performance of solar air heaters

- with roughened absorber plates, *Solar Energy* 61 (1) (1997) 33–42.
- [6] J.L. Bhagoria, J.S. Saini, S.C. Solanki, Heat Transfer coefficient and friction factor correlation for rectangular solar air heater duct having transverse wedge shaped rib roughness on the absorber plate, *Renewable Energy* 25 (2002) 341–369.
- [7] R. Karwa, Experimental studies of augmented heat transfer and friction in asymmetrically heated rectangular ducts with ribs on the heated wall in transverse, inclined, V-continuous and V-discrete pattern, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 30 (2) (2003) 241–250.
- [8] J.L. Bhagoria, M.M.Sahu, Augmentation of heat transfer coefficient by using 90° broken transverse ribs on absorber plate of solar air heater, *Renewable Energy* 25 (2005) 2057–2073.
- [9] Varun, R.P. Saini, S.K. Singal, A review on roughness geometry used in solar air heaters, *Solar Energy* 81 (2007) 1340–1350.
- [10] ANSI/ASME, Measurement uncertainty, PTC 19, 1-1985. Part I, 1986.
- [11] F. Incropera, P.D. Dewitt, Introduction to heat transfer, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc; 1996.





เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## Heat Transfer Enhancement in a Rectangular Channel with 30° wavy Baffles

Chitakorn Khanoknaiyakarn, Kitithun Campanyim and Pongjet Promvonge  
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering  
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang,  
Bangkok 10520  
E-mail: kpongje@kmitl.ac.th

### Abstract

This research presents a study of heat transfer enhancement in a rectangular channel heat exchanger fitted with wavy baffles. The channel has a rectangular cross-section with uniform wall heat flux conditions. The experiments are carried out by varying airflow rate for Reynolds number ranging from 5000 to 20,000. The wavy baffles with a transverse pitch value equal to three time of channel height and with the attack angle of 30° are mounted on the upper plate only. The effects of five baffle height to channel height ratios ( $e/H$ ) of 0.05, 0.10, 0.15, 0.20 and 0.25 on heat transfer in terms of Nusselt number and friction loss in the form of friction factor are experimentally investigated. The experimental result shows that the wavy baffles with the  $e/H = 0.25$  provides higher heat transfer and friction factor values than other wavy baffles. The mean Nusselt number values are found to be about 4.98, 4.36, 4.04, 3.21 and 2.49 times over the smooth channel while the mean friction factor values are around 20.07, 12.65, 9.01, 4.08 and 2.08 times for using the wavy baffles with  $e/H = 0.25, 0.20, 0.15, 0.10$  and  $0.05$ , respectively.

**Keywords:** Rectangular channel, wavy baffle, Nusselt number, Friction factor, turbulator

### 1. Introduction

Heat transfer coefficient in a duct flow can be increased by roughening the wall of the duct. Over the past decades, several engineering techniques have been devised for enhancing the rate of convective heat transfer from the wall surface. The uses of turbulators such as rib, fin, groove and baffle are often employed in order to increase the convective heat transfer rate leading to the compact heat exchanger and increasing the efficiency. Periodic flow interruption generated by baffle and rib arrays mounted on the walls is an extensively used means for augmentation of heat transfer in many practical applications such as heat exchangers, electronic cooling devices, cooling panels of a scram jet inlet, and turbine blade cooling passages. These baffles also called turbulators, increase the level of heat transfer coefficients and restart the boundary layer after flow reattachment between baffles. The use of baffles increase not only

the heat transfer rate both for the increased turbulence degree and for the effects caused by reattachment but also substantial the pressure loss. Geometric parameters of baffle in the channel have pronounced effects on both local and overall heat transfer coefficients. In particular, the angled baffles, the baffle cross section, channel aspect ratio (AR), blockage ratio ( $e/H$ ), baffle pitch ratio (PR), and baffle shape are all parameters that influence both the convective heat transfer coefficient and the overall thermal performance. Some of these effects have been studied by different investigators.

Several investigations have been carried out to study the effect of these parameters of turbulators on heat transfer and friction factor for roughened surface. Han et al. [1] studied experimentally the heat transfer in a square channel with ribs on two walls for nine different rib configurations. Average heat transfer and friction factor were reported for  $P/e = 10$  and  $e/H = 0.0625$ . They reported that the angled ribs and 'V' ribs yield higher heat transfer enhancement than the continuous ribs. The heat transfer augmentations and the friction factor were highest for the 60° orientation amongst the angled ribs. Han et al. [2] also investigated the influence of the surface heat flux ratio on the heat transfer in a square ribbed channel with  $e/H=0.0625$  and  $P/e=10$ , by heating either only one of the ribbed walls or both of them, or all four channel walls. They reported that the former two conditions resulted in an increase in the heat transfer with respect to the latter one and the average Nusselt number tends to decrease for increasing Reynolds numbers and the thermal boundary condition becomes less relevant at higher Reynolds number. Taslim et al. [3] conducted measurements of the heat transfer in a straight square channel with three  $e/H$  ratios ( $e/H=0.083, 0.125$  and  $0.167$ ) and a fixed  $P/e = 10$  using a liquid crystal technique. Various staggered rib configurations were studied, especially for the angle of 45°. Experimental data showed a significant increase in average Nusselt number for the increase of the  $e/H$  ratio. Chandra et al. [4] carried out measurements on heat transfer and pressure loss in a square channel with continuous ribs on four walls. Ribs were placed superimposed on walls at the rib height ratio  $e/D = 0.0625$ ; and the rib pitch ratio,  $P/e=8$ . They reported that the heat transfer

augmentation found to increase with the rise in the number of ribbed walls was decreased with increasing Reynolds number while the friction factor augmentation increased with both cases. Sripattanapipat and Promvonge [5] conducted a numerical study of laminar periodic flow and thermal behaviors in a two dimensional channel fitted with staggered diamond-shaped baffles and reported that the diamond baffle with half apex angle of  $5-10^\circ$  provided slightly better thermal performance than the flat baffle. However, the increase in heat transfer is accompanied by an increase in the resistance of fluid flow. An extensive literature review over hundred references on various rib turbulators was reported by Varun et al. [6]

Thus, the main aim of this work is to extend the experimental data available on various blockage ratio ( $e/H=0.05, 0.10, 0.15, 0.20$  and  $0.25$ ) with similar pitch ratio of ( $PR=3$ ) and with the attack angle of  $30^\circ$ , placed on upper plate only are presented in turbulent channel flows in a range of Reynolds number from 5000-20,000

## 2. Experimental Setup

A schematic diagram of the experimental apparatus is presented in Fig. 1 while the details  $30^\circ$  wavy baffle arrays on the rectangular channel used in the heat transfer experiments are depicted in Fig. 2. In Fig. 1, a circular pipe was used for connecting a high-pressure blower to a settling tank, which an orifice flow meter was mounted in this pipeline while a rectangular channel including a calm section and a test section was employed following the settling tank. The rectangular channel configuration was characterized by the channel height,  $H$  is 30 mm and transverse pitch values equal to three times of channel height (pitch ratio,  $PR=3$ ) and with the attack angle of  $30^\circ$ . The overall length of the channel was 2000 mm. with the channel width,  $W$ , of 300 mm. Each of the channel walls was fabricated from 6 mm thick aluminum plate, 300 mm wide and 400 mm long ( $L$ ). The wavy baffle dimensions were 1.5, 3, 4.5, 6 and 7.5 mm. high ( $e$ ) and 0.3 mm thick ( $t$ ).

The AC power supply was used as the source of power for the plate-type heater, used for heating the

upper side plate of the test section in order to maintain a uniform surface heat flux.

Air as the tested fluid in both the heat transfer and pressure drop experiments, was directed into the systems by a 1.45 kW high-pressure blower. The operating speed of the blower was varied by using an inverter to provide desired air flow rates. The flow rate of air in the system was measured by an orifice plate pre-calibrated by using hot wire and vane-type anemometers (Testo 445). The pressure across the orifice was measured using inclined manometer. In order to measure temperature distributions on the principal upper plate, twelve thermocouples were fitted to the wall. The thermocouples were installed in holes drilled from the rear face and centered of the walls with the respective junctions positioned within 2 mm. of the inside wall and axial separation was 60 mm apart. To measure the inlet bulk temperature, two thermocouples were positioned upstream of channel. All thermocouples were K type, 1.5 mm diameter wire. The thermocouple voltage outputs were fed into a data acquisition system (Fluke 2650A) and then recorded via a personal computer.

Two static pressure taps were located at the top of the principal duct to measure axial pressure drops across the test section, used to evaluate average friction factor. These were located at the centre line of the channel. One of these taps is 120 mm downstream from the leading edge of the channel and the other is 50 mm upstream from the trailing edge. The pressure drop was measured by a digital differential pressure and a data logger (Testo 1445-Testo 350XL) connected to the 2 mm diameter taps and recorded via a personal computer.

To quantify the uncertainty of measurements the reduced data obtained experimentally were determined. The uncertainty in the data calculation was based on Ref. [7]. The maximum uncertainty of non-dimensional parameters were  $\pm 5\%$  for Reynolds number,  $\pm 8\%$  for Nusselt number and  $\pm 10\%$  for friction. The uncertainty in the axial velocity measurement was estimated to be less than  $\pm 7\%$ , and pressure has a corresponding estimated uncertainty of  $\pm 5\%$ , whereas the uncertainty in temperature measurement at the channel wall was about  $\pm 0.5\%$ .

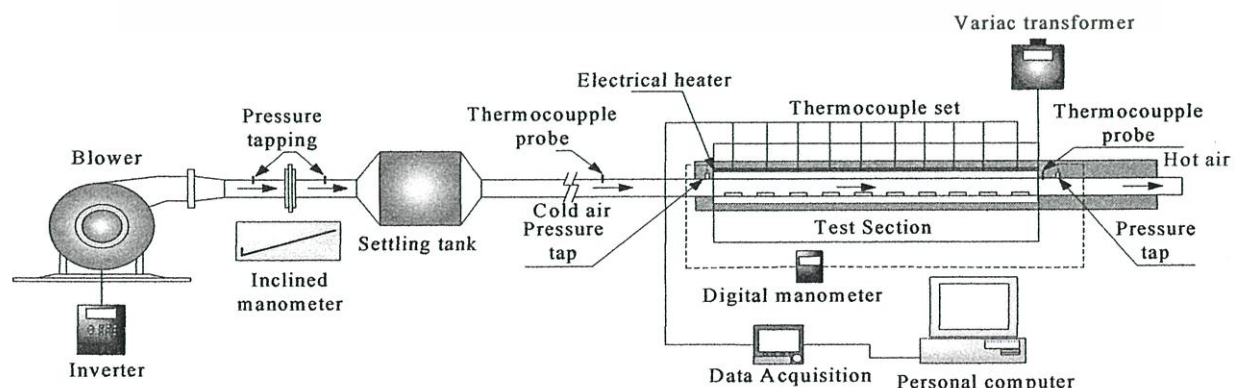


Figure 1. Schematic diagram of experimental apparatus

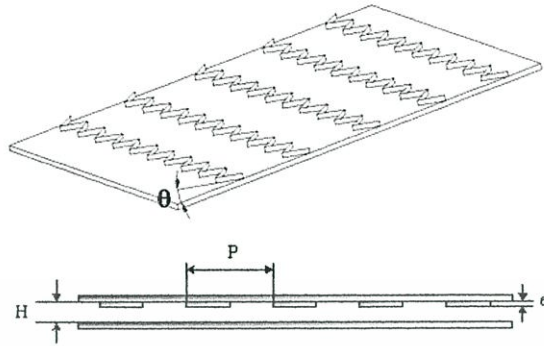


Fig. 2 Test section with wavy rib arrangements

**3. Data Reduction**

The goal of this experiment is to investigate the Nusselt number in rectangular channels. The independent parameters were Reynolds number and baffle types. The Reynolds number based on the channel hydraulic diameter is given by

$$Re = UD_h / \nu \tag{1}$$

The average heat transfer coefficients are evaluated from the measured temperatures and heat inputs. With heat added uniformly to fluid ( $Q_{air}$ ) and the temperature difference between wall and fluid ( $T_w - T_b$ ), average heat transfer coefficient will be evaluated from the experimental data via the following equations:

$$Q_{air} = Q_{conv} = \dot{m}C_p(T_o - T_i) = VI \tag{2}$$

$$h = \frac{Q_{conv}}{A(\tilde{T}_s - T_b)} \tag{3}$$

in which,

$$T_b = (T_o + T_i) / 2 \tag{4}$$

and

$$\tilde{T}_s = \sum T_s / 10 \tag{5}$$

Where the term  $A$  is the convective heat transfer area of the heated upper channel wall whereas  $\tilde{T}_s$  is the average surface temperature obtained from local surface temperatures along the axial length of the heated channel. Then, average Nusselt number is written as:

$$Nu = \frac{hD_h}{k} \tag{6}$$

The friction factor is evaluated by:

$$f = \frac{2}{(L/D_h)} \frac{\Delta P}{\rho U^2} \tag{7}$$

The thermal enhancement factor,  $\eta$ , defined as the ratio of the,  $h$  of an augmented surface to that of a smooth surface,  $h_0$ , at a constant pumping power:

$$\eta = \frac{h_a}{h_0} \bigg|_{pp} = \frac{Nu_a}{Nu_0} \bigg|_{pp} = \left( \frac{Nu_a}{Nu_0} \right) \left( \frac{f_a}{f_0} \right)^{-1/3} \tag{8}$$

**4. Results and Discussion**

**4.1 Verification of smooth channel**

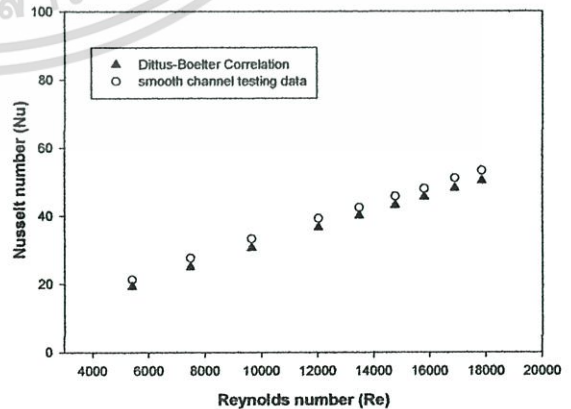
The present experimental results on heat transfer and friction characteristics in a smooth wall channel are first validated in terms of Nusselt number and friction factor. The Nusselt number and friction factor obtained from the present smooth channel are, respectively, compared with the correlations of Dittus-Boelter and Blasius found in the open literature [8] for turbulent flow in ducts.

Correlation of Dittus - Boelter,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \text{ for heating.} \tag{9}$$

Correlation of Blasius,

$$f = 0.316 Re^{-0.25} \text{ for } 3000 \leq Re \leq 20,000 \tag{10}$$



(a)

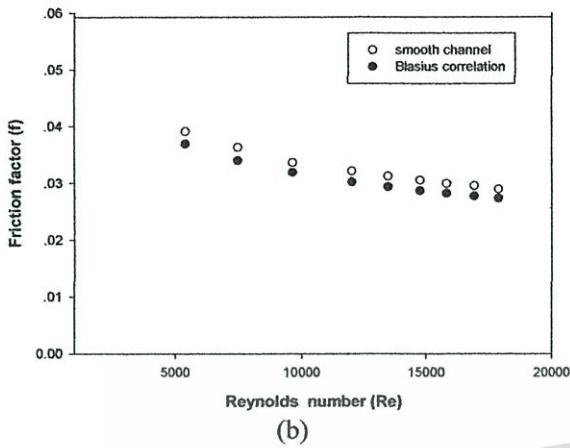


Figure 3. Verification of (a) Nusselt number and (b) friction factor for smooth channel

Figure 3. shows a comparison of Nusselt number and friction factor obtained from the experiments with those from correlations of Eqs. (9) and (10), respectively. In the figure, the results agree very well within  $\pm 3\%$  for both friction factor and Nusselt number correlations.

#### 4.2 Effect of geometry

The experimental results on heat transfer and friction characteristics in a uniform heat flux channel with wavy baffles, placed on upper plate only are presented in the form of Nusselt number and friction factor. The Nusselt numbers obtained under turbulent flow conditions for all case are presented in Figure 4. In the figure, the wavy baffle turbulators gives considerable heat transfer enhancements with a similar trend in comparison with the smooth channel and the Nusselt number increases with the increasing of Reynolds number. This is because the wavy baffle turbulators interrupt the development of the boundary layer thickness of the fluid flow and increase the turbulence degree of flow. It is worth nothing that the heat transfer coefficient for  $30^\circ$  attack angle with pitch ratio of 3 (PR=3) and wavy baffle height to channel height ratios (e/H) of 0.25 provides the highest value of Nusselt number while the e/H = 0.2 is found to perform better than 0.15, 0.10, and 0.05. This caused by e/H = 0.25 interrupting the flow and diverting its direction thus promoting high levels of mixing over others. A close examination reveals that the wavy baffle height to channel height ratios of 0.5 produces the highest heat transfer coefficient than other wavy baffles.

The effect of using the wavy baffle turbulators on the isothermal pressure drop across the tested channel is presented in Figure 5. The variation of the pressure drop is shown in terms of friction factor with Reynolds number. In the figure, it is apparent that the use of wavy baffle turbulators leads to a substantial increase in friction factor over the smooth channel. This can be attributed to flow blockage, higher surface area and the act caused by the reverse flow. As expected, the friction factor of wavy baffle to channel height ratios

(e/H) of 0.25 is considerably higher than those of 0.20, 0.15, 0.10 and 0.05. For the wavy baffle of e/H = 0.25, the increase in friction factor is in the range of 170-230% over the e/H = 0.20, 0.15, 0.10 and 0.05. The losses mainly come from the dissipation of the dynamical pressure of the air due to high viscous losses near the wall, to higher friction of increasing surface area and the blockage ratios because of the presence of the wavy baffles.

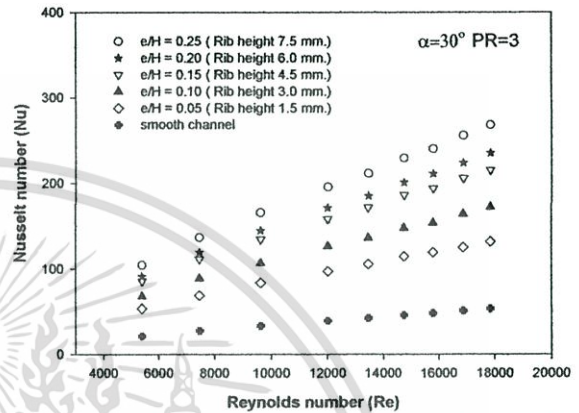


Figure 4. Variation of Nusselt number with Reynolds number for various baffle heights.

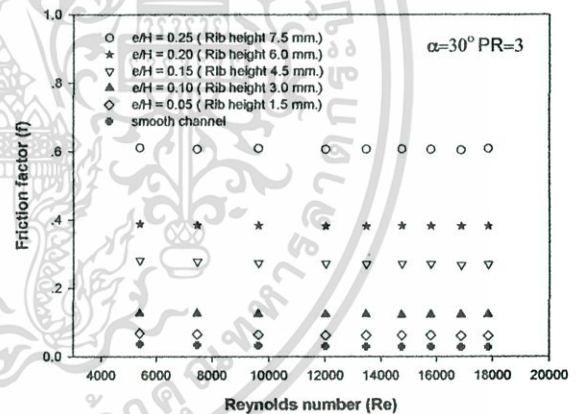


Figure 5. Variation of friction factor with Reynolds number for various baffle heights.

#### 4.3 Effect of arrangement

The Nusselt number ratio,  $Nu_a/Nu_0$ , defined as a ratio of augmented Nusselt number to Nusselt number of smooth channel plotted against the Reynolds number value is displayed in Figure 6. In the figure, the Nusselt number ratio tends to be nearly uniform with the rise of Reynolds number from 5000 to 20,000 for all cases of e/H of 0.25, 0.20, 0.15, 0.10 and 0.05. The mean Nusselt number ratio values are found to be about 4.98, 4.36, 4.04, 3.12 and 2.49 times over the smooth channel for using the  $30^\circ$  wavy baffles with e/H = 0.25, 0.20, 0.15, 0.10 and 0.05, respectively.

The variation of isothermal friction factor ratio value with Reynolds number for five heights of wavy baffle case is also depicted in Figure 7. In the figure, the friction factor value is found to be increased with increasing the Reynolds number and the blockage ratio. The mean friction factor values are around

20.07, 12.65, 9.00, 4.08 and 2.08 fold for using the inclined baffles with  $e/H = 0.25, 0.20, 0.15, 0.10$  and  $0.05$ , respectively. This result indicates that the use of low blockage ratio can help to reduce the pressure loss considerably.

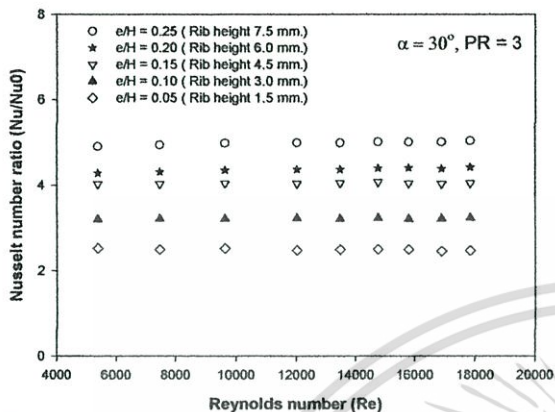


Figure 6. Variation of Nusselt number ratio,  $Nu_a/Nu_0$  with Reynolds number.

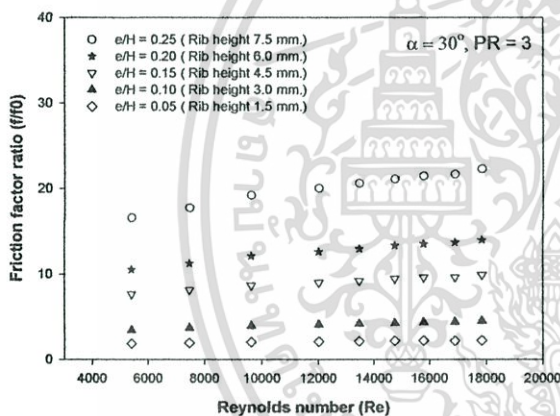


Figure 7. Variation of friction factor ratio,  $f_a/f_0$  with Reynolds number.

Figure 8. shows the variation of the thermal enhancement factor ( $\eta$ ) with Reynolds number for all cases. For all, the data obtained by Nusselt number and friction factor values are compared at similar pumping power. The enhancement factor tends to decrease with the rise of Reynolds number values for all. It is seen that the blockage ratio of 0.1 shows the highest value of mean the thermal enhancement factor. The mean thermal enhancement factor values are around 1.83, 1.87, 1.94, 2.01 and 1.95 times for using the inclined baffles with  $e/H = 0.25, 0.20, 0.15, 0.10$  and  $0.05$ , respectively. The results are for Reynolds number of 5000-20,000 for the inclined baffle  $30^\circ$ , the maximum thermal enhancement factor is found at  $e/H = 0.10$ . This can be attributed to considerably lower friction loss.

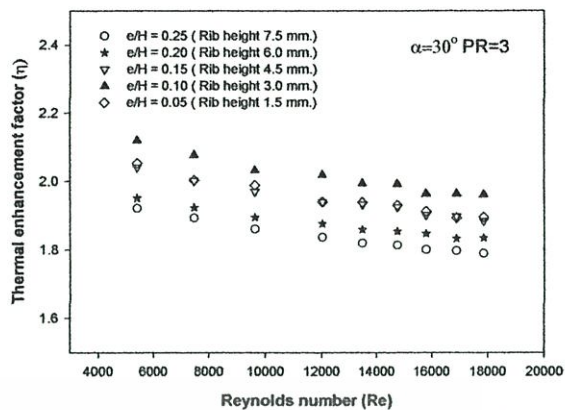


Figure 8. Variation of thermal enhancement factor with Reynolds number.

### 5. Conclusions

Experimental study has been carried out to investigate airflow friction and heat transfer characteristics in a high aspect ratio channel ( $AR=10$ ) fitted with different blockage ratio turbulators for the turbulent regime, Reynolds number of 5000-20,000. The use of the wavy baffles with  $e/H = 0.25$  causes a very high pressure drop increase and also provides considerable heat transfer augmentations,  $Nu/Nu_0 = 4.98$ . Nusselt number augmentation tends to increase with the rise of Reynolds number. In comparison, the use of baffle leads to the higher heat transfer rate but the  $e/H = 0.10$  provides the higher thermal enhancement factor due to lower friction loss.

### References

Journal

- [1] Han J.C., Zhang Y.M., Lee C.P., Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed and V-shaped angled ribs, ASME, Journal of Heat Transfer 113, 1991: 590-596.
- [2] Han J.C., Zhang Y.M., Lee C.P., Influence of surface heat flux ratio on heat transfer augmentation in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs, ASME, Journal of Turbomachinery 114 (1992) 872-880.
- [3] M.E. Taslim, T. Li, D.M. Kercher, Experimental heat transfer and friction in channels roughened with angled, V-shaped, and discrete ribs on two opposite walls, ASME, Journal of Turbomachinery 118 (1996) 20-28.
- [4] P.R. Chandra, C.R. Alexander, J.C. Han, Heat transfer and friction behaviour in rectangular channels with varying number of ribbed walls, International Journal of Heat and Mass Transfer 46 (2003) 481-495.
- [5] S. Sripattanapipat, P. Promvonge, Numerical analysis of laminar heat transfer in a channel with diamond-shaped baffles, Int. Commun. Heat Mass Transfer, 36 (1) (2009):32-38.
- [6] Varun, R.P. Saini, S.K. Singal, A review on roughness geometry used in solar air heaters, Solar Energy 81 (2007): 1340-1350.

**Book**

- [7] ANSI/ASME, Measurement uncertainty, PTC 19, 1–1985. Part I, 1986.
- [8] F. Incropera, P.D. Dewitt, Introduction to heat transfer, 3rd edition, John Wiley & Sons Inc; 1996.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

## ประวัติผู้เขียน

นายจิตร กนกนัยการ เกิดเมื่อวันที่ 21 พฤษภาคม 2504 สำเร็จการศึกษาปริญญาตรี  
หลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัย  
เทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ในปีการศึกษา 2526 และเข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาโท หลักสูตร  
วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยี  
พระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ในปีการศึกษา 2548



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า  
ไม่ว่ากรณีใดๆทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้