สำนักหอสมุดมหาวิทยาลัยเชียงใหม่
CHIANG MAI UNIVERSITY LIBRARY

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติกลับมาใช้

Louvered-Fin Heat Exchanger designed for recovering waste heat from hot buoyant naturally-induced air

โดย

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ณัฐ วรยศ และคณะ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

มิถุนายน พ.ศ. 2549

สัญญาเลขที่ MRG157

รายงานวิจัยฉบับสมบูรณ์

โครงการ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติกลับมาใช้

Louvered-Fin Heat Exchanger designed for recovering waste heat from hot buoyant naturally-induced air

คณะผู้วิจัย

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. ณัฐ วรยศ **มหาวิทยาลัยเชียงใหม่**

ศาสตราจารย์ ดร. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ **มหาวิทยาลัยเชียงใหม่**

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

Copyright© by Chiang Mai University

All rights reserved

สนับสนุนโดยทบวงมหาวิทยาลัย และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย

(ความเห็นในรายงานนี้เป็นของผู้วิจัย ทบวงฯ และ สกว. ไม่จำเป็นต้องเห็นด้วยเสมอไป)

คำนำ

ในสภาวะที่ประเทศมีการรณรงค์ให้ลดปริมาณการใช้พลังงานในประเทศลงและใช้พลังงานเหล่านั้นอย่างคุ้มค่าให้เกิดประสิทธิผลเต็มที่ กระบวนการผลิตที่ต้องใช้ความร้อนจึงเป็นกระบวนการสำคัญที่ต้องหมั่นตรวจตราดูแลรักษาและมักจะเป็นกระบวนการที่มีศักยภาพในการประหยัดพลังงานหลายวิธี ไม่ว่าจะเป็นการหมั่นตรวจตราและเปลี่ยนฉนวนที่เสื่อมสภาพบนท่อความร้อนหรือความเย็นต่างๆ การตรวจสอบและแก้ไขรอยรั่วในท่อไอน้ำ เป็นอาทิ ในอุตสาหกรรมที่มีกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงที่มีการสูญเสียเชื้อเพลิงไปเป็นจำนวนมากจากก๊าซทิ้งจากเผาไหม้ การนำความร้อนทิ้งนี้กลับมาใช้ประโยชน์ใหม่เป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยให้มีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลงได้ ในการนี้ต้องอาศัยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นตัวกลางในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ การออกแบบอุปกรณ์เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงสุดในราคาที่เหมาะสมเพื่อนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ให้ได้ประโยชน์สูงสุดจึงเป็นประเด็นสำคัญที่น่าศึกษาอย่างยิ่ง

ความร้อนทิ้งในงานอุตสาหกรรมบางชนิดเป็นความร้อนที่ถูกพาไปทิ้งโดยอากาศที่เคลื่อนที่ด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิหรือความหนาแน่น (Free หรือ Natural Convection) ในลักษณะของแรงลอยตัว ความเร็วของการไหลมีค่าต่ำโดยการไหลประเภทนี้มิได้มีตัวเลขเรย์โนลด์เป็นตัวเลขไร้มิติกำหนดสภาพการไหล กลไกที่จะเป็นตัวกำหนดลักษณะการถ่ายเทความร้อนไม่ว่าจะเป็น ลักษณะการไหล ทิศทางการไหล สภาพความไม่คงตัว(ไม่มีเสถียรภาพ)ของการไหล และความหนาของชั้นขอบเขตของการไหล มิได้มีการศึกษาปรากฏในงานวิจัยอื่นใดมาก่อน ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะได้ศึกษาตัวแปรในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด เพื่อรองรับความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติข้างต้น โดยจะศึกษาผลของตัวแปรออกแบบไม่ว่าจะเป็นระยะระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด มุมเอียงเกล็ด ที่มีต่อลักษณะต่อการไหลและการพาความร้อนที่เกิดขึ้น ทั้งนี้เพื่อหาลักษณะครีบที่เหมาะสมกับการนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน จากอากาศที่ลอยตัวผ่านเข้ามาแบบธรรมชาติ เพื่อเป็นข้อแนะนำในการสร้างต้นแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการดังกล่าวโดยเฉพาะต่อไป

โครงการวิจัยนี้ได้รับการสนับสนุนจากสำนักงานคณะกรรมการอุดมศึกษา และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยภายใต้สัญญาเลขที่ MRG157

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

คณะผู้วิจัย
มิถุนายน 2549

กิตติกรรมประกาศ

ผู้วิจัยขอขอบคุณสำนักงานคณะกรรมการอุดมศึกษา และสำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยได้ให้ทุนวิจัยสำหรับโครงการนี้ จนโครงการวิจัยได้ดำเนินมาจนสำเร็จลุล่วงด้วยดี ผู้วิจัยใคร่ขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ ที่ได้ให้ความอนุเคราะห์ในด้านต่างๆ ไม่ว่าจะเป็น พื้นที่ เครื่องมืออุปกรณ์ และค่าสาธารณูปโภคที่จำเป็นสำหรับโครงการนี้

ผู้วิจัยใคร่ขอขอบคุณที่ปรึกษาของโครงการท่าน ศาสตราจารย์ ดร.ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ ที่ได้ให้คำปรึกษา คำแนะนำ และกำลังใจกับผู้วิจัยในการทำโครงการนี้มาโดยตลอด

ณัฐ วรยศ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

บทคัดย่อ
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนทิ้ง จากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติกลับมาใช้

ณัฐ วรยศ และ ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 50200

ผลของตัวแปรในการออกแบบครีบระบายความร้อนแบบมีเกล็ด อันได้แก่ ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนกับอากาศร้อนที่ลอยตัวแบบธรรมชาติ ณ ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำ ๆ ในรูปของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ได้ถูกศึกษาในงานวิจัยนี้ เพื่อให้ได้ค่าที่ได้ไปออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด การดำเนินการวิเคราะห์โดยอาศัยการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลแสดงให้เห็นสอดคล้องกับงานวิจัยอื่นๆ ที่ผ่านมากล่าวคือ ความเร็วหรือตัวเลขเรย์โนลดส์ของอากาศขาเข้ามีผลต่อลักษณะการไหลของอากาศภายในครีบระบายความร้อน โดยเมื่อความเร็วขาเข้าของอากาศเพิ่มขึ้นอากาศมีทิศทางการไหลตามแนวเกล็ดมากขึ้น ทำให้ครีบเกล็ดสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นเนื่องจากมีพื้นที่ในการรับความร้อนมากขึ้น ผลจากการทดลองได้ยืนยันผลการคำนวณดังกล่าว และแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มมุมเอียงเกล็ดมีผลต่อลักษณะการไหลของอากาศร้อนที่ไหลผ่านครีบเกล็ด โดยเมื่อเพิ่มมุมเอียงเกล็ดเป็น 30 องศา รูปแบบการไหลจะเปลี่ยนแนวโน้มจากเดิมซึ่งการไหลตามแนวท่อหรือระหว่างครีบมาเป็นการไหลตามแนวเกล็ดที่อยู่บนครีบมากขึ้นและมีการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น แต่จะลดลงเมื่อมุมเอียงเกล็ดเพิ่มเป็น 35 และ 40 องศาตามลำดับ นอกจากนี้การลดอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ดส่งผลให้ลักษณะการไหลพัฒนาจากไหลตามแนวท่อเป็นการไหลตามแนวเกล็ดและเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ทั้งนี้ผลการทดลองได้แสดงให้เห็นว่าที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา และอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ดเท่ากับ 1 ครีบเกล็ดจะมีค่าตัวแปรไร้มิติของค่าสัมประสิทธิ์ในการพาความร้อนในรูปของ ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงสุด เมื่อเทียบกับกรณี อัตราส่วนและมุมเอียงอื่นๆ

ศัพท์อ้างอิง: ครีบแบบเกล็ด อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

MRG157

Louvered-fin heat exchanger designed for recovering waste heat from hot buoyant naturally-induced air

Nat Vorayos* and Tanongkiat Kiatsiriroat

Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University 50200

Abstract- Heat recovery system is crucial for the effective use of energy where heat rejection from production processes is unavoidable and must be reused. For the application of heat exchanger on low-speed hot plume arising from the heat sources in the production processes, the response of the louvered fins to the low-Reynold's number hot gas is yet to be found in the literature. This research work is the investigation on the effects of louvered-fin heat exchanger's design parameters which include fin spacing, louver pitch, and louver angle on the convective heat transfer between the hot buoyant naturally-induced air and the louvered fins. The Reynold's number of the flow is low and expected to influence the heat characteristic; the j-colburn factor, of the process. In this work, the heat transfer characteristics of louvered fins subjected to the heated and low speed air flow with the Reynold's number (based on the fin pitch) under 500 is determined both experimentally and numerically using computer simulations. The first part of the work is conducted on the computational fluid dynamic's subroutines. In a good agreement with previous existing investigations, it reveals that Raynold's number; the speed, of the incoming naturally-induced fluid into the louvered fins influences flow configuration such that more flow tends to flow through the louvers instead of the fin channel when the speed increases. The louver surfaces receive more hot air flow and result to the increasing of corresponding heat transfer rate. An experiment confirms the influences obtained from the computational models and further emphasizes an effect of louver's inclination angle, fin spacing, and louver pitch. When fin angle increases toward 30 degree, duct flow though the fin channel deviates into louvers and, hence, achieve more louver flow pattern and heat transfer. However, the heat transfer rate decreases as the angle approaches 35-40 degree. The decreasing aspect ratio between the fin spacing and louver pitch also induces more hot buoyant air into louver-formed channels increasing the heat transfer rate. It is found out that the louvered pitch ratio of 1 at the louver angle of 30 yields the highest j Colburn factor. The experiment reveals the conceptual design of the heat exchanger to be used for recovering heat from the low-speed hot air plume which is, otherwise, rejected into the atmosphere without effectiveness consumption.

Keywords --Louvered fins, compact heat exchanger, waste heat recovery

บทสรุปผู้บริหาร (Executive Summary)

1. ชื่อโครงการ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติกลับมาใช้

Louvered-Fin Heat Exchanger designed for recovering waste heat from hot buoyant naturally-induced air

2. หัวหน้าโครงการวิจัย

2.1 ชื่อ-สกุล ณัฐ วรยศ (Nat Vorayos)

2.2 คุณวุฒิ ปริญญาเอก

2.3 ตำแหน่ง ผู้ช่วยศาสตราจารย์

2.4 สถานที่ทำงาน ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ จ. เชียงใหม่

โทรศัพท์/โทรสาร 053 944146 ต่อ 965 และ 01-885-9416 /053 944145

Email: nat@dome.eng.cmu.ac.th

2.5 ที่อยู่ 183 หมู่ 1 ตำบลสันทรายน้อย อำเภอสันทราย จังหวัดเชียงใหม่ 50210

โทรศัพท์/โทรสาร 053 491289

3. สาขาที่ทำวิจัย วิศวกรรมเครื่องกล (การถ่ายเทความร้อนและระบบทางความร้อน)

4. งบประมาณทั้งโครงการ 480,000 บาท

5. ระยะเวลาดำเนินงาน 2 ปี

1. ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ในสภาวะที่ประเทศมีการรณรงค์ให้ลดปริมาณการใช้พลังงานในประเทศลงและใช้พลังงานเหล่านั้นอย่างคุ้มค่าให้เกิดประสิทธิผลเต็มที่ กระบวนการผลิตที่ต้องใช้พลังงานในรูปแบบ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

ความร้อนจึงเป็นกระบวนการสำคัญที่ต้องหมั่นตรวจตราดูแลรักษาและมักจะเป็นกระบวนการที่มีศักยภาพในการประหยัดพลังงานหลายวิธี อาทิ การหมั่นตรวจตราและเปลี่ยนฉนวนที่เสื่อมสภาพ การตรวจสอบและแก้ไขรอยรั่วในท่อไอน้ำ เป็นอาทิ ซึ่งช่วยลดปริมาณเชื้อเพลิงที่สูญเสียลงได้ ในอุตสาหกรรมที่มีกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงมักมีการสูญเสียเชื้อเพลิงไปเป็นจำนวนมากจากก๊าซทิ้งจากเผาไหม้ การนำความร้อนทิ้งนี้กลับมาใช้ประโยชน์ใหม่จึงเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยให้มีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลงได้ ในการนี้ต้องอาศัยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นตัวกลางในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ สมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนและราคาที่เหมาะสมของอุปกรณ์นี้จึงเป็นประเด็นสำคัญในการเลือกใช้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดใดที่เหมาะสมกับการใช้งานนั้นๆ ที่สุด

ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น สิ่งที่ต้องคำนึงถึงนอกจากสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมแล้ว พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนก็มีส่วนสำคัญยิ่ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด ได้ถูกออกแบบให้มีอัตราส่วนของพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนและปริมาตรมีค่าสูง (มากกว่า 700 m^2/m^3) โดยมีลักษณะเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบไปด้วยท่อติดครีบ ซึ่งมีหลายลักษณะไม่ว่าจะเป็นครีบแบบแผ่นเรียบ (Plate-Fin) แบบหยัก (Wavy-Fin) และแบบเกล็ด (Louver-Fin) ซึ่งครีบลักษณะดังกล่าวใช้ปริมาตรในการจัดเก็บน้อยแต่มีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนมาก ครีบแบบเกล็ดจะมีประสิทธิผลในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าครีบแบบแผ่นเรียบ เนื่องจากมีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า ถึงแม้จะมีค่าความเสียดทานซึ่งก่อให้เกิดความดันตกคร่อมสูงภาระความร้อนเท่าๆกัน แต่พบว่าการใช้ครีบแบบเกล็ดสามารถลดขนาดพื้นที่ได้ถึง 40% เมื่อเทียบกับการใช้ครีบแบบแผ่นเรียบ

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดที่ใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดได้ถูกนำเอามาใช้ในงานหลายประเภทไม่ว่าจะเป็นหม้อน้ำระบายความร้อนจากเครื่องยนต์ เครื่องทำความเย็นและเครื่องคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ เป็นอาทิ ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้ได้ถูกออกแบบให้รับการถ่ายเทความร้อนจากหรือแก่ก๊าซที่ถูกบังคับให้ไหลผ่านด้านที่ติดครีบด้วยการใช้พัดลม การศึกษาตัวแปรในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบแบบเกล็ดเหมาะสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศร้อนความเร็วต่ำที่ลอยขึ้นด้วยแรงลอยตัวยังไม่ปรากฏมาก่อน ทั้งที่ความเป็นไปได้ในการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ในอุตสาหกรรมหลายประเภทมีให้เห็นอยู่ทั่วไปอย่างที่ปรากฏในอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับพื้นผิวร้อน อุตสาหกรรมที่ใช้งานเตาย่างเตาอบหรือเตาที่มิได้มีผนังรอบด้านและปล่องที่สูงพอจะก่อให้เกิดความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหลในและนอกเตาพอที่จะทำให้เกิดอัตราการไหลในปริมาณสูงได้

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

2. วัตถุประสงค์

- เพื่อศึกษาหาตัวแปรทางด้านการไหลและความร้อนของที่มีต่อผลต่อคุณลักษณะในการถ่ายเทความร้อนระหว่างครีบที่มีบานเกล็ด (Louvered Fins) และอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติผ่านครีบดังกล่าว
- เพื่อศึกษาหาลักษณะทางด้านกายภาพของครีบที่มีบานเกล็ด ที่จะส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศร้อนและครีบอย่างมีประสิทธิผล
- เพื่อสรุปหาตัวแปรที่จำเป็นในการออกแบบอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิผลโดยอาศัยครีบแบบมีบานเกล็ดในการระบายความร้อนจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติ
- เพื่อหาความเป็นได้ในการจัดสร้างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนต้นแบบที่เหมาะสมในการนำความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติกลับมาใช้ใหม่

3 ขอบเขตของการวิจัย

- แบบจำลองทางคณิตศาสตร์และ/หรือพลศาสตร์ของไหลที่สร้างขึ้นในโครงการนี้จะเป็นเพียงแบบจำลองเบื้องต้นเท่านั้นและอยู่ภายใต้สมมุติฐานที่อากาศเป็นของไหลแบบอัดตัวไม่ได้และเป็นไปตามทฤษฎีการประมาณค่าความหนาแน่นของของไหลโดยบุยส์สิเนสค์ (Boussinesq Approximation)
- ไม่คิดถึงผลกระทบของวัสดุที่ใช้ทำครีบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและของไหลชนิดที่สองที่นำมารับความรับความร้อนจากครีบ
- ความเร็วของอากาศร้อนที่ลอยผ่านครีบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จะมีค่าต่ำและอยู่ในช่วงที่เหมาะสมสำหรับความเร็วของอากาศร้อนไอเสียที่ลอยตัวอย่างธรรมชาติออกมาจากการเผาไหม้ซึ่งในที่นี้จะจำลองโดยใช้อากาศร้อนที่ลอยตัวขึ้นจากขดลวดความร้อน

4 ประโยชน์ที่ได้รับจากโครงการวิจัยคาดว่าจะได้รับ

- ทราบค่าตัวแปรทางด้านการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่มีผลต่อสภาพการไหลและการถ่ายเทความร้อนจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติไปสู่ครีบแบบมีบานเกล็ด
- ทราบตัวแปรที่สามารถนำไปใช้ออกแบบอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ใช้ครีบแบบบานเกล็ดที่เหมาะสมต่อการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติจากอากาศร้อน
- ได้ต้นแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความเหมาะสมต่อการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติจากอากาศร้อน ซึ่งมีความเป็นไปได้ในการจดสิทธิบัตร

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

5. สรุปโครงการวิจัย

ผลของตัวแปรในการออกแบบครีบระบายความร้อนแบบมีเกล็ด อันได้แก่ ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนกับอากาศร้อนที่ลอยตัวแบบธรรมชาติ ณ ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำ ๆ ในรูปของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ได้ถูกศึกษาในงานวิจัยนี้ เพื่อให้ได้ค่าที่ได้ไปออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด การดำเนินการวิเคราะห์โดยอาศัยการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลแสดงให้เห็นสอดคล้องกับงานวิจัยอื่นๆ ที่ผ่านมากล่าวคือ ความเร็วหรือตัวเลขเรย์โนลดส์ของอากาศขาเข้ามีผลต่อลักษณะการไหลของอากาศภายในครีบระบายความร้อน โดยเมื่อความเร็วขาเข้าของอากาศเพิ่มขึ้นอากาศมีทิศทางการไหลตามแนวเกล็ดมากขึ้น ทำให้ครีบเกล็ดสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นเนื่องจากมีพื้นที่ในการรับความร้อนมากขึ้น ผลจากการทดลองได้ยืนยันผลการคำนวณดังกล่าว และแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มมุมเอียงเกล็ดมีผลต่อลักษณะการไหลของอากาศร้อนที่ไหลผ่านครีบเกล็ด โดยเมื่อเพิ่มมุมเอียงเกล็ดเป็น 30 องศา รูปแบบการไหลจะเปลี่ยนแนวโน้มจากเดิมซึ่งการไหลตามแนวท่อหรือระหว่างครีบมาเป็นการไหลตามแนวเกล็ดที่อยู่บนครีบมากขึ้นและมีการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น แต่จะลดลงเมื่อมุมเอียงเกล็ดเพิ่มเป็น 35 และ 40 องศาตามลำดับ นอกจากนี้การลดอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ดส่งผลให้ลักษณะการไหลพัฒนาจากไหลตามแนวท่อเป็นการไหลตามแนวเกล็ดและเพิ่มอัตราการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น ทั้งนี้ผลการทดลองได้แสดงให้เห็นว่าที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา และอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ดเท่ากับ 1 ครีบเกล็ดจะมีค่าตัวแปรไร้มิติของค่าสัมประสิทธิ์ในการพาความร้อนในรูปของ ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงสุด เมื่อเทียบกับกรณี อัตราส่วนและมุมเอียงอื่นๆ

5. ผลงานวิจัยที่ได้จากโครงการ

โครงการวิจัยนี้ได้ผลิตผลงานวิจัยที่ตีพิมพ์เผยแพร่ ดังนี้

1. Thermal Characteristic of Louvered Fins at low Reynold's number flow, Tri-University Joint Seminar and Symposium 12, October 22-26 2005, Jiangsu, China

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สารบาญ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สารบาญ (ต่อ)

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สารบาญ (ต่อ)

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สารบาญตาราง

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สารบาญรูป

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สารบาญรูป (ต่อ)

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สารบาญรูป (ต่อ)

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

อักษรย่อและสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
A_{ff}	พื้นที่ที่ไหลอิสระในช่องว่างที่ตั้งฉากกับการไหล	m^2
A_p	พื้นที่หน้าตัดของปล่อง	m^2
A_s	พื้นที่ผิวเกล็ด	m^2
c_{pa}	ค่าความร้อนจำเพาะของอากาศ	$m^2/s^2.K$
c_{pw}	ค่าความร้อนจำเพาะของน้ำ	$m^2/s^2.K$
F_p	ระยะห่างระหว่างครีบ	m
h	ค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$W/m^2.K$
j	โคเบิร์นแฟกเตอร์	-
k	ค่าสัมประสิทธิ์การนำความร้อน	W/m.K
L_p	ระยะห่างระหว่าเกล็ด	m
$\dot{m}_a$	อัตราการไหลของอากาศร้อน	m/s
$\dot{m}_w$	อัตราการไหลของน้ำป้อน	m/s
P	ความดัน	Pa
Pr	ตัวเลขพรันทด์	-
Q_h	อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลร้อน	W
Q_c	อัตราการถ่ายเทความร้อนของของไหลเย็น	W
Re	เรย์โนลดส์นัมเบอร์	-
T_s	อุณหภูมิเฉลี่ยผิวเกล็ด	K
T_{ref}	อุณหภูมิอ้างอิง	K
T_{wi1}	อุณหภูมิน้ำเข้าสายที่ 1	K
T_{wi2}	อุณหภูมิน้ำเข้าสายที่ 2	K
T_{wo1}	อุณหภูมิน้ำออกสายที่ 1	K
T_{wo2}	อุณหภูมิน้ำออกสายที่ 2	K
U	ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม	W/m.K
v	ความเร็วอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	m/s
ρ	ความหนาแน่น	kg/m^3
μ	ความหนืดพลศาสตร์	kg/m.s
η	ประสิทธิภาพการไหล	-
θ	มุมเอียงเกล็ด	องศา
ε	ค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	-

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

บทที่ 1
บทนำ

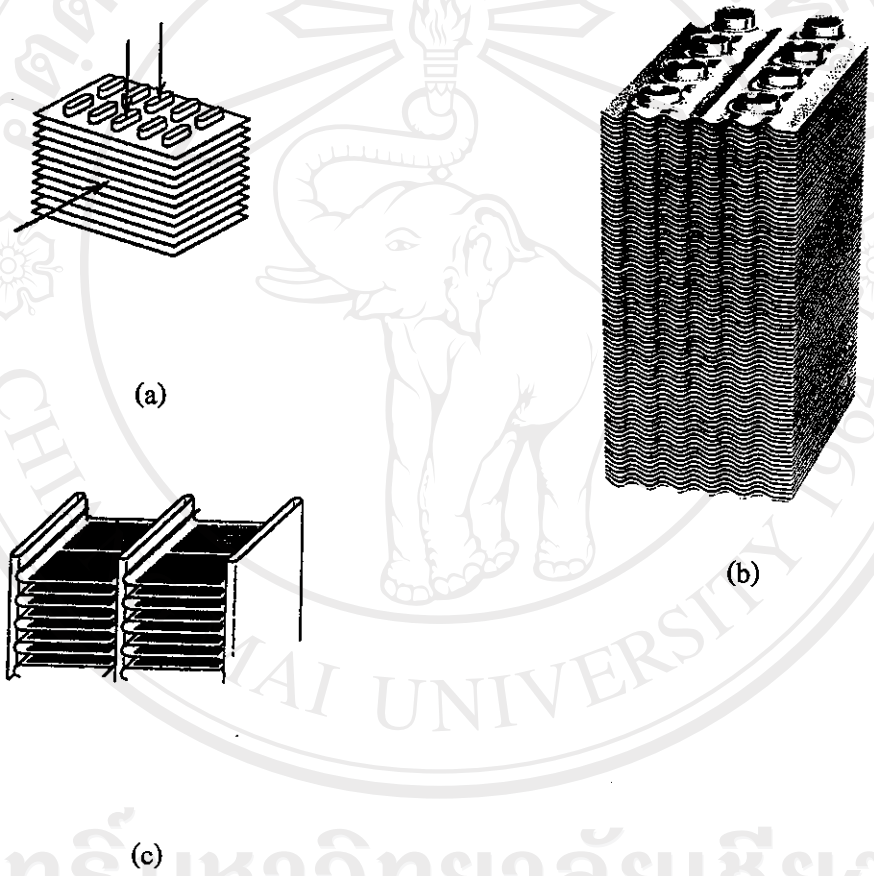
1.1 ที่มาและความสำคัญของการวิจัย

พลังงานเป็นปัจจัยพื้นฐานที่สำคัญในการตอบสนองความต้องการพื้นฐานของมนุษย์ ทั้งยังเป็นปัจจัยสำคัญในการผลิตในภาคธุรกิจและอุตสาหกรรม ซึ่งในปัจจุบันความต้องการด้านพลังงานได้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็ว ทำให้ต้องนำเข้าพลังงานในรูปแบบต่าง ๆ จากต่างประเทศ เพื่อให้เพียงพอต่อความต้องการ ส่งผลให้ราคาของพลังงานเพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและต่อเนื่อง ดังนั้นการประหยัดพลังงานในกระบวนการต่าง ๆ ทั้งในภาคอุตสาหกรรม การขนส่ง การบริการ รวมทั้งในอาคารบ้านเรือนและสำนักงานต่าง ๆ จึงได้รับความสนใจมากขึ้น โดยที่รัฐบาลพยายามส่งเสริมนโยบายด้านพลังงานอย่างเต็มที่ เนื่องจากเป็นผลดีต่อเศรษฐกิจของประเทศ โดยได้มีการรณรงค์ให้มีการลดการใช้พลังงานในประเทศ การประหยัดพลังงาน และการใช้พลังงานให้เกิดประโยชน์อย่างคุ้มค่า วิธีการประหยัดพลังงานสามารถกระทำได้หลายวิธี ซึ่งวิธีที่ง่ายและมีค่าใช้จ่ายน้อยที่สุดคือการตรวจตราดูแล (House keeping)

ในสภาวะที่ประเทศมีการรณรงค์ให้ลดปริมาณการใช้พลังงานในประเทศลงและใช้พลังงานเหล่านั้นอย่างคุ้มค่าให้เกิดประสิทธิผลเต็มที่ กระบวนการผลิตที่ต้องใช้พลังงานในรูปแบบความร้อนจึงเป็นกระบวนการสำคัญที่ต้องหมั่นตรวจตราดูแลรักษาและมักจะเป็นกระบวนการที่มีศักยภาพในการประหยัดพลังงานหลายวิธี อาทิ การหมั่นตรวจตราและเปลี่ยนฉนวนที่เสื่อมสภาพ การตรวจสอบและแก้ไขรอยรั่วในท่อไอน้ำ เป็นอาทิ ซึ่งช่วยลดปริมาณเชื้อเพลิงที่สูญเสียลงได้ ในอุตสาหกรรมที่มีกระบวนการเผาไหม้เชื้อเพลิงมักมีการสูญเสียเชื้อเพลิงไปเป็นจำนวนมากจากก๊าซทิ้งจากเผาไหม้ การนำความร้อนทิ้งนี้กลับมาใช้ประโยชน์ใหม่จึงเป็นวิธีหนึ่งที่สามารถช่วยให้มีการสิ้นเปลืองเชื้อเพลิงลงได้ ในการนี้ต้องอาศัยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) เป็นตัวกลางในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ สมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนและราคาที่เหมาะสมของอุปกรณ์นี้จึงเป็นประเด็นสำคัญในการเลือกใช้ว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดใดที่เหมาะสมกับการใช้งานนั้นๆ ที่สุด

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น สิ่งที่ต้องคำนึงถึงนอกจากสัมประสิทธิการถ่ายเทความร้อนรวมแล้ว พื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนก็มีส่วนสำคัญยิ่ง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด ได้ถูกออกแบบให้มีอัตราส่วนของพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนและปริมาตรมีค่าสูง (มากกว่า 700 m^2/m^3) โดยมีลักษณะเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบไปด้วยท่อติดครีบ ซึ่งมีหลายลักษณะไม่ว่าจะเป็นครีบแบบแผ่นเรียบ (Plate-Fin) แบบหยัก (Wavy-Fin) และแบบเกล็ด (Louver-Fin) ซึ่งครีบลักษณะดังกล่าวใช้ปริมาตรในการจัดเก็บน้อยแต่มีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนมาก



รูปที่ 1.1 ตัวอย่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ติดครีบแบบต่างๆ, (a) ครีบแบบแผ่นเรียบ [Fraas, 1989] (b) ครีบแบบหยัก [Fraas, 1989] , (c) ครีบแบบมีบานเกล็ด [Chang and Wang, 1997]

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

ครีบแบบเกล็ดจะมีประสิทธิผลในการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าครีบแบบแผ่นเรียบ เนื่องจากมีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนมากกว่า แต่ก็มีค่าความเสียดทานซึ่งก่อให้เกิดความดันตกคร่อมสูง การศึกษาเปรียบเทียบค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบแบบต่างๆ สามารถศึกษาได้จากงานของ Yan และ Sheen (1999) ซึ่งได้ทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทั้งหมด 36 ตัวอย่าง ซึ่งได้แสดงให้เห็นว่าที่รับภาระความร้อนเท่าๆกัน พบว่าการใช้ครีบแบบเกล็ดสามารถลดขนาดพื้นที่ได้ถึง 40% เมื่อเทียบกับการใช้ครีบแบบแผ่นเรียบ

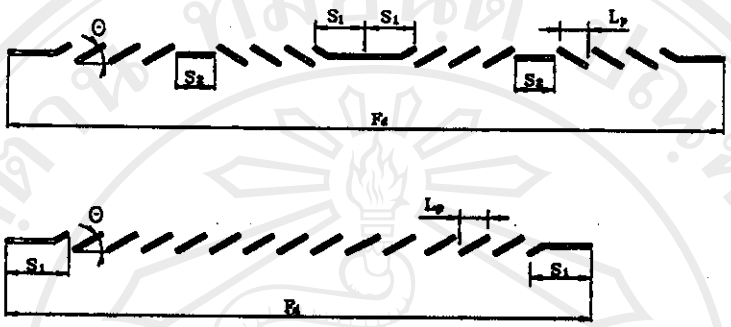
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดที่ใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดได้ถูกนำเอามาใช้ในงานหลายประเภทไม่ว่าจะเป็นหม้อน้ำระบายความร้อนจากเครื่องยนต์ เครื่องทำความเย็น และเครื่องคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ เป็นอาทิ ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้ได้ถูกออกแบบให้รับการถ่ายเทความร้อนจากหรือแก่ก๊าซที่ถูกบังคับให้ไหลผ่านด้านที่ติดครีบด้วยการใช้พัดลม การศึกษาตัวแปรในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบแบบเกล็ดเหมาะสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศร้อนความเร็วต่ำที่ลอยขึ้นด้วยแรงลอยตัวยังไม่ปรากฏมาก่อน ทั้งที่ความเป็นไปได้ในการใช้งานอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนี้ในอุตสาหกรรมหลายประเภทมีให้เห็นอยู่ทั่วไปอย่างที่ปรากฏในอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับพื้นผิวร้อน อุตสาหกรรมที่ใช้งานเตาย่าง เตาอบหรือเตาที่มิได้มีผนังรอบด้านและปล่องที่สูงพอจะก่อให้เกิดความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหลในและนอกเตาพอที่จะทำให้เกิดอัตราการไหลในปริมาณสูงได้

1.2 ผลงานวิจัยที่เกี่ยวข้องและเอกสารอ้างอิง

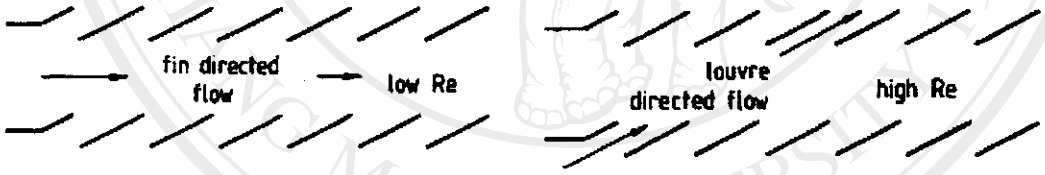
ในงานของ Yan และ Sheen (1999) ที่กล่าวข้างต้นได้ทำการทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบหลายๆแบบ พบว่าที่ความเร็วอากาศขาเข้าเท่ากันความดันตกคร่อมจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามจำนวนแถวของท่อที่เพิ่มขึ้น และถ้าระยะห่างระหว่างครีบเพิ่มขึ้นจะทำให้ค่าความเสียดทานเพิ่มขึ้นด้วย Chang และWang (1997) ได้พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อใช้ทำนายสมรรถนะการแลกเปลี่ยนความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดทั้งหมด 91 ตัวอย่างซึ่งมีลักษณะทางกายภาพแตกต่างกันไป เช่น มุมเกล็ด ความกว้างและความยาวเกล็ด ระยะห่างระหว่างเกล็ด ความยาวครีบ และระยะห่างระหว่างครีบ (ดูตัวอย่างครีบแบบเกล็ดในรูปที่ 2) พบว่าสามารถทำนายสมรรถนะโดยมีความถูกต้องสอดคล้องกับค่าจากการทดสอบในช่วง ± 15% และในปี 1999 Chang และคณะได้ทำการศึกษาขยายผลจากงานวิจัยเดิม

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

โดยทำการทำนายค่าความเสียดทานของครีบระบายความร้อนทั้ง 91 ตัวอย่าง โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ซึ่งผลที่ได้พบว่าสามารถทำนายค่าความเสียดทาน โดยมีความสอดคล้องกับค่าที่ได้จากการทดสอบในช่วง ± 15%เช่นกัน และผลที่ได้ยังพบว่าค่าความเสียดทานจะมีค่าลดลงหากเรย์โนลด์นัมเบอร์ของการไหลมีค่าเพิ่มขึ้น



รูปที่ 1.2 ตัวอย่างลักษณะทางกายภาพของครีบแบบบานเกล็ด [Chang and Wang, 1997]



ก) ข)

รูปที่ 1.3 แสดงการไหลผ่านครีบแบบเกล็ดในลักษณะ ก) การไหลตามแนวท่อแบบ Duct Direct และ ข) การไหลตามแนวเกล็ดของครีบแบบ Louver Direct (Achaichia and Cowell)

ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอากาศเป็นของไหลที่ไหลผ่านหนึ่งในสองชนิดอากาศมักจะเป็นของไหลที่มีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อม ซึ่งจากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าลักษณะของการไหลของอากาศผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบแบบเกล็ดนี้สามารถแบ่งได้เป็น 2 ประเภทซึ่งจะขึ้นกับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ของการไหล ในการศึกษาของ Davenport (1980) พบว่า ณ. การไหลที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำๆ บริเวณเกล็ดของครีบจะมีชั้น

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

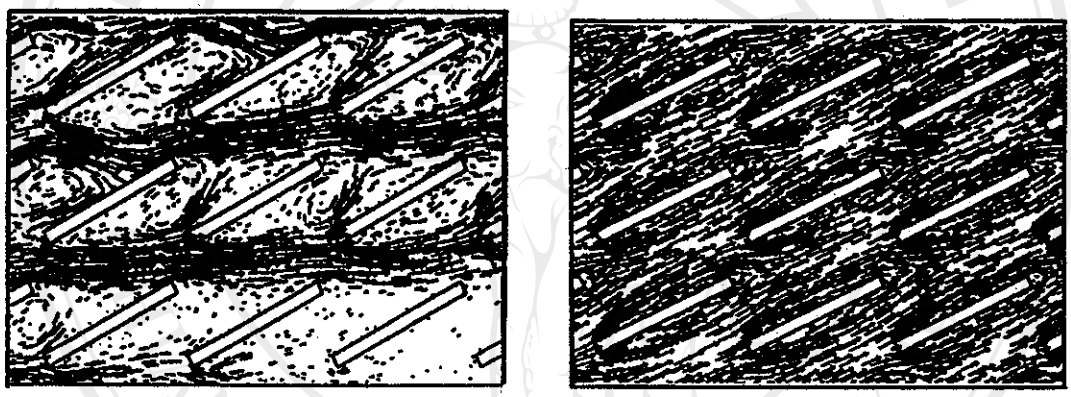
ขอบเขตการไหล (Boundary Layer) ที่มีความหนามากทำให้ช่องว่างระหว่างเกล็ดถูกกั้นโดยชั้นขอบเขตการไหล ส่งผลให้การไหลของอากาศจะถูกบังคับให้ไหลไปตามแนวแกนช่องว่างระหว่างครีบ หรือที่เรียกว่าการไหลตามแนวท่อ (Duct Direct) ดังในรูปที่ 1.3 ก และจากการศึกษาของ Achaichia และ Cowell (1988) ซึ่งได้ใช้ทฤษฎีของ Davenport สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายสภาพการไหลของอากาศ ซึ่งพบว่าที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำกว่า 40 การไหลของอากาศจะเป็นการไหลตามแนวท่อ ส่วนการไหลอีกรูปแบบหนึ่งคือการไหลที่มีทิศทางไปตามแนวเกล็ดของครีบ (Louver Direct) ดังในรูปที่ 1.3 ข ซึ่งจะพบในการไหลที่มีตัวเลขเรย์โนลดส์สูงๆ จากรูปที่ 1.3 เมื่อพิจารณาการไหลตามแนวท่อจะเห็นได้ว่า พื้นที่ของครีบเกล็ดที่สัมผัสกับอากาศที่ไหลผ่านจะมีเพียงบริเวณด้านขอบบนและล่างของเกล็ดเท่านั้น ซึ่งเมื่อเทียบกับการไหลตามแนวเกล็ดจะเห็นว่ามีพื้นที่สัมผัสกับอากาศมากกว่าการไหลตามแนวท่อทำให้มีการถ่ายความร้อนที่ดีกว่า นอกจากนั้นความหนาที่หนามากของชั้นขอบเขตการไหลที่เกล็ดในการไหลตามแนวท่อ ยังส่งผลให้สภาพการถ่ายเทความร้อนด้อยกว่าการไหลตามแนวเกล็ดซึ่งมีชั้นขอบเขตการไหลที่บางกว่า

Springer และ Thole (1998) พบว่า ณ. การไหลที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำๆ บริเวณเกล็ดของครีบจะมีชั้นขอบเขตการไหล (Boundary Layer) ที่มีความหนามากทำให้ช่องว่างระหว่างเกล็ดถูกกั้นโดยชั้นขอบเขตการไหล ส่งผลให้การไหลของอากาศจะถูกบังคับให้ไหลไปตามแนวแกนช่องว่างระหว่างครีบ หรือที่เรียกว่าการไหลตามแนวท่อ (Duct direct) ซึ่งสอดคล้องกับงานของ Achaichia และ Cowel (1988) ซึ่งได้ สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อทำนายสภาพการไหลของอากาศที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำกว่า 40 ส่วนการไหลอีกรูปแบบหนึ่งคือการไหลที่มีทิศทางไปตามแนวเกล็ดของครีบ (Louver Direct) ซึ่งจะพบในการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูงๆ ภาพลักษณะการไหลทั้งสองลักษณะแสดงไว้ในรูปที่ 1.4

รูปแบบของสนามการไหลนอกจากจะขึ้นอยู่กับค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์แล้ว ยังขึ้นอยู่กับตัวแปรทางกายภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วย เช่น ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด มุมเกล็ด ความยาวและความหนาของเกล็ด ในการศึกษาสภาพการไหลของอากาศแบบ 2 มิติที่ไหลผ่านครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด ของ Springer และ Thole (1997) ได้ใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของการไหลคำนวณหาค่าความเร็วที่ตำแหน่งต่างๆบนครีบ โดยลักษณะของครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดที่ใช้มีมุมเกล็ดเท่ากับ 27 องศา ความหนาครีบ 2.3 มิลลิเมตร จำนวนเกล็ด 17 เกล็ดและมีอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบ (Fin pitch) กับระยะห่างระหว่างเกล็ด (Louver pitch) เท่ากับ 0.76 เมื่อพิจารณาจากผลการคำนวณ พบว่าการไหลผ่านครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดที่มีจำนวนแถวครีบเท่ากับ 19 แถว จะเป็นการไหลที่มีทิศทางแบบตาม

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

แนวเกล็ด (louver Direct) และเป็นการไหลแบบพีรีออดิก ณ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์(อ้างอิงกับระยะห่างระหว่างเกล็ด)เท่ากับ 230 450 และ1016 ทั้งนี้ที่เรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 230 ชั้นขอบเขตการไหลบริเวณขอบด้านหน้าของเกล็ดด้านล่าง(downstream) จะหนากว่า ชั้นขอบเขตการไหลที่เกล็ดด้านบน(upstream) ส่งผลให้ด้านบนของเกล็ดสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีกว่า ส่วนที่เรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 1016 ชั้นขอบเขตการไหลจะมีความหนาเท่ากันทั้งด้านบนและด้านล่างของเกล็ดทำให้มีการถ่ายเทความร้อนเท่ากันทั้ง 2 ด้าน และการถ่ายเทความร้อนที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ 1016 จะมากกว่าที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ 230 และมีสภาพการไหลออกจากช่องเกล็ดเป็นแบบไม่คงตัว (Unsteady) ซึ่งถ้าการไหลแบบไม่คงตัวนี้ไหลเข้าไปในช่องเกล็ดถัดไป ก็จะช่วยกระตุ้นให้มีการถ่ายเทความร้อนสูงมากขึ้น



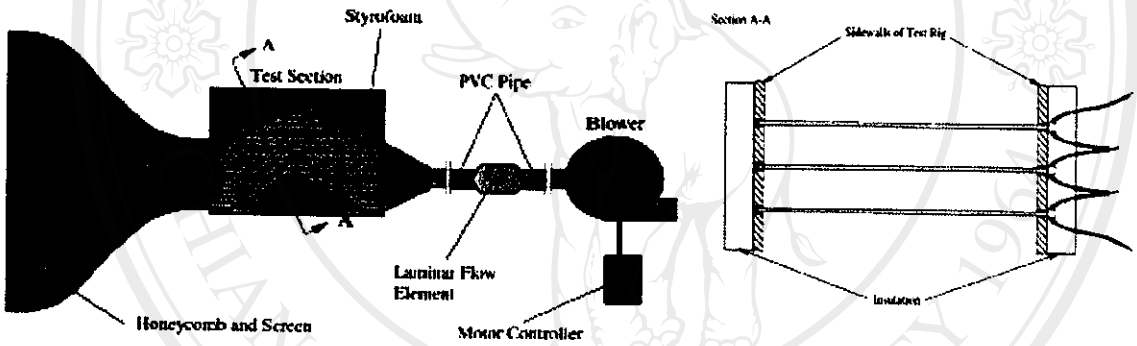
รูปที่ 1.4 แสดงการไหลผ่านครีบแบบเกล็ดในลักษณะ (a) การไหลตามแนวท่อแบบ Duct Direct และ (b) การไหลตามแนวเกล็ดของครีบแบบ Louver Direct [Springer and Thole, 1997]

ในงานวิจัยของ Wang และ Lin (1998) ได้มีการศึกษาการเปลี่ยนแปลงการไหลของอากาศผ่านครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด ซึ่งพบว่ามีความไม่คงตัวของการไหล (Unsteady) ในช่วงเรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 100 ถึง 1300 ทั้งนี้จากการสังเกตสภาพการไหลที่เรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 400 พบว่าจะเริ่มเกิดความไม่มีเสถียรภาพแบบเวคขึ้นที่เกล็ดขาออก โดยมีความถี่(characteristic frequency) เท่ากับ 0.84 และถ้าเรย์โนลด์นัมเบอร์มีค่าเพิ่มขึ้นความไม่มีเสถียรภาพจะแพร่ขยายสวนทางเข้ามาตามแนวเกล็ด จนกระทั่งที่เรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากับ 900 ความไม่มีเสถียรภาพจากชั้นของ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ไหลที่ไม่มีความหนืดจะเริ่มเกิดขึ้นที่บริเวณขอบหน้าของเกล็ดขาออก มีความถี่เท่ากับ 1.7 นอกจากนี้การไหลที่บริเวณครึ่งหลังของแถวเกล็ด ยังเป็นการไหลที่มีพฤติกรรมแบบไร้ระเบียบ (Chaotic Behavior)

ในงานวิจัยของ Zhangand และ Tafti (2002) พบว่าตัวแปรที่มีผลต่อประสิทธิภาพการไหลของอากาศผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบเกล็ดโดยเฉพาะที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำ ๆ คือ มุมเอียงเกล็ด ระยะห่างระหว่างครีบและความหนาของเกล็ด ซึ่งสามารถสรุปการทดลองได้ว่า ประสิทธิภาพการไหลจะสูงขึ้นเมื่อตัวเลขเรย์โนลดส์และมุมเอียงเกล็ดเพิ่มขึ้น และระยะห่างระหว่างครีบและความหนาของเกล็ดลดลง เมื่อประสิทธิภาพการไหลเพิ่มขึ้นนั่นหมายถึงการถ่ายเทความร้อนจะดีขึ้นด้วยเนื่องจากการไหลของอากาศจะเป็นการไหลตามแนวเกล็ดซึ่งเกล็ดจะมีพื้นที่สัมผัสกับอากาศมากขึ้น



(ก) (ข)

รูปที่ 1.5 ก) และ ข) ชุดทดลองและภาคตัดขวางในงานวิจัยของ Lyman และคณะ (2002)

งานวิจัยของ Lyman และคณะ (2002) ได้นำเสนอการทดลองขยายขนาดของครีบแบบบานเกล็ดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบเกล็ด ในงานวิจัยแบ่งออกเป็น 2 แบบคือ การทดลองและการใช้จำลองแบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาผลของตัวแปรทางกายภาพของครีบเกล็ดและเปรียบเทียบการใช้อุณหภูมิอ้างอิงต่างๆ ซึ่งขนาดที่ใช้คือ 1:20 ของต้นแบบต่อแบบจำลอง โดยปรับเปลี่ยนอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเล็ด และมุมเอียงเกล็ด เพื่อหาค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ และเปรียบเทียบการหาค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ในกรณีที่ใช้อุณหภูมิอ้างอิงต่างกัน คือ adiabatic temperature และ bulk flow temperature นอกจากนี้ยังได้ศึกษาสนามการไหล

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

และสนามความร้อนของชุดทดลองอีกด้วย ซึ่งชุดทดลองดังกล่าวแสดงในรูปที่ 1.5 จากการทดลองพบว่าที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ 230 มุมเอียงเกล็ดเท่ากับ 27 องศา และอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบกับระยะห่างระหว่างเกล็ดเท่ากับ 1.52 จะให้ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงที่สุด เมื่อใช้อุณหภูมิอ้างอิงคือ bulk flow temperature เนื่องจากที่ค่าเรย์โนลดส์ต่ำจะเกิดกระแสหมุนวนทำให้เวลาแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้น และพบว่าการขยายขนาดไม่มีผลต่อชั้นขอบเขตการไหลที่เกิดบริเวณเกล็ด

จะเห็นได้ว่าจากลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ส่งผลให้ลักษณะการไหลของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความแตกต่างกัน ซึ่งมีผลกระทบต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วย โดยปัจจัยที่มีอิทธิพลต่อการถ่ายเทความร้อนดังกล่าวโดยสรุปได้แก่

ก. ทิศของการไหล การไหลตามแนวท่อจะทำให้พื้นที่ที่ถ่ายเทความร้อนกับของไหลมีเพียงบริเวณเพียงขอบด้านหน้า (Leading Edge) และขอบด้านหลัง (Trailing Edge) ของเกล็ดเท่านั้น แต่ถ้าเป็นการไหลตามแนวเกล็ด พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนจะเป็นไปตลอดตามแนวของเกล็ด ซึ่งส่งผลให้มีการถ่ายเทความร้อนที่ดีกว่า

ข. ลักษณะของการไหล การไหลแบบปั่นป่วนหรือการไหลแบบไม่คงตัวจะมีผลต่อการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากเมื่ออากาศไหลเข้าไปในแนวเกล็ดจะเกิดชั้นขอบเขตการไหลขึ้นที่ผิวของเกล็ด ซึ่งในช่วงที่ชั้นขอบเขตการไหลกำลังก่อตัวนั้นจะเป็นช่วงที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่สูงมาก หากเรากระตุ้นให้มีการสร้างชั้นขอบเขตการไหลใหม่ที่ผิวเกล็ดได้ ก็จะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนด้วย อาทิการก่อกระแสหมุนวน (Vortex) ไหลออกจากขอบด้านหลังของเกล็ดเพื่อไปชนกับชั้นขอบเขตการไหลของเกล็ดใกล้เคียง เพื่อให้มีการก่อตัวของชั้นขอบเขตการไหลขึ้นใหม่ การถ่ายเทความร้อนก็จะเพิ่มขึ้นด้วย

ค. ความไม่คงตัวของการไหล การเปลี่ยนสภาพการไหลตามแนวเกล็ดให้เกิดเป็นการไหลแบบไม่คงตัวจะช่วยก่อให้เกิดการไหลของกระแสหมุนวนขึ้น โดยมีการกระตุ้นจากความไร้เสถียรภาพจากเวค (Wake) ในชั้นความหนืดของของไหล และส่งผลให้มีความไร้เสถียรภาพเกิดการไหลของกระแสหมุนวน (Von Karman Vortex Street) ในชั้นการไหลที่ไม่มีความหนืด (Free-Shear-Layer) เกิดจากการแยกตัวของของไหลที่ขอบหน้าของเกล็ด และกลับมาเชื่อมติดกันที่ขอบด้านหลังของเกล็ด ส่งผลให้เกิดกระแสหมุนวนที่มีขนาดใหญ่กว่ากระแสหมุนวนที่เกิดจากเวค และความไม่มี

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

เสถียรภาพจากการปะทะกันของชั้นความหนืด ความไม่มีเสถียรภาพแบบนี้จะต่างจาก 2 แบบแรก โดยจะเกิดจากการที่ชั้นความหนืดมีการแยกตัวที่ขอบด้านหน้าของเกล็ด และมาชนกันที่ขอบด้านหลังเกล็ด ทำให้เกิดความไม่มีเสถียรภาพขึ้น

ง. ความหนาของชั้นขอบเขตการไหล ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าถ้าบริเวณเกล็ดมีความหนาของชั้นขอบเขตการไหลมากการถ่ายเทความร้อนที่เกล็ดนั้นจะไม่ดี แต่ถ้าชั้นขอบเขตการไหลบางการถ่ายเทความร้อนที่เกล็ดจะมีค่าสูง

ซึ่งตัวแปรที่งานวิจัยที่ผ่านมาได้ทำการศึกษาสามารถสรุปได้ดังตารางที่ 1.1

ตารางที่ 1.1 แสดงค่าตัวแปรทางกายภาพของครีบเกล็ดที่เหมาะสมของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของงานวิจัยที่ผ่านมา

ตัวแปรที่ศึกษา	ผลที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน	ลักษณะของการพาความร้อน
L_p/F_p และ θ (Ralp และ Webb, 1991)	เมื่อเพิ่ม Lp/Fpและ θ จะทำให้ประสิทธิภาพการไหลเพิ่มขึ้น	แบบบังคับ
F_p/L_p, F_t, และ θ (Zhang และ Tafti, 2002)	เมื่อลด F_p/L_p , F_t และเพิ่ม θ ประสิทธิภาพการไหลจะเพิ่มขึ้น	แบบบังคับ
F_p/L_p และ θ (Lyman และคณะ, 2002)	เมื่อเพิ่ม F_p/L_p และ θ จะทำให้ค่า j โคเบิร์นแฟกเตอร์สูงขึ้นที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำ	แบบบังคับ
F_p/L_p และ θ (Aoki และคณะ, 1989)	เมื่อลด F_p/L_p และเพิ่ม θ จะทำให้สัมประสิทธิ์การพาความร้อนสูงขึ้น	แบบบังคับ

การนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์สามารถทำได้หลายรูปแบบอาทิเช่น ใช้เป็นแหล่งความร้อนในการอุ่นวัสดุ (Material preheating) อุ่นอากาศ (Air preheating) หรืออุ่นเชื้อเพลิง (Fuel preheating) ก่อนที่จะใช้ในกระบวนการผลิตหรือการสันดาป ซึ่งกระบวนการเหล่านี้คาดว่าจะประหยัดพลังงานได้ถึงร้อยละ 7-10 (Hewitt, 1994) อุปกรณ์หลักในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchanger) ซึ่งสามารถจำแนกได้หลายประเภท ได้แก่ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่าง ของเหลว-แก๊ส, ของเหลว-ของเหลว, แก๊ส-แก๊ส (แบ่งตามตามลักษณะของของไหลแลกเปลี่ยนความร้อน) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่เกิดการเปลี่ยนเฟสของของเหลวเช่น อีแวปปอเรเตอร์, คอนเดนเซอร์

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

(แบ่งตามประเภทที่มีการเปลี่ยนแปลงเฟสในของเหลว) และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลตามกัน, ไหลสวนทางกัน, และไหลตั้งฉากกัน (แบ่งตามทิศทางการไหลของของเหลว) เป็นต้น (ทนงเกียรติ, 2539) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอุปกรณ์ที่มีความสำคัญอย่างยิ่งในการนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ประโยชน์โดยมีของไหลที่อุณหภูมิสูงถ่ายเทความร้อนให้ของไหลที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า ซึ่งในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าววิศวกรควรคำนึงถึงอัตราส่วนของพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนต่อปริมาตรที่จะต้องมีค่าสูง และมีราคาถูก ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีคุณสมบัติดังกล่าวนี้มักเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบติดครีบเพื่อเพิ่มพื้นที่การถ่ายเทความร้อน โดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อติดครีบ (Finned-tube heat exchanger) จะมีลักษณะของครีบหลายแบบ เช่น แบบแผ่นเรียบ (Plate-fin) แบบหยัก (Wavy-fin) และแบบเกล็ด (Louver-fin) ซึ่งครีบดังกล่าวจะเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนแต่ใช้ปริมาตรในการจัดเก็บน้อย

จากการทดสอบหาค่าสมรรถนะของการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบติดครีบ 3 แบบคือ แบบแผ่นเรียบ แบบแผ่นหยัก และแบบบานเกล็ด ของ Yan and Sheen (2000) พบว่า ที่ตัวเลขเรย์โนลดส์เท่ากัน ครีบแบบบานเกล็ดจะมีค่าความเสียดทาน (f -factor) และค่าการถ่ายเทความร้อน (j-factor) มากกว่าแผ่นเรียบ และเมื่อเปรียบเทียบขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่รับภาระความร้อนเท่า ๆ กัน พบว่าการใช้ครีบแบบบานเกล็ด สามารถลดขนาดพื้นที่ได้ถึง 40 % เมื่อเทียบกับการใช้ครีบแบบแผ่นเรียบ

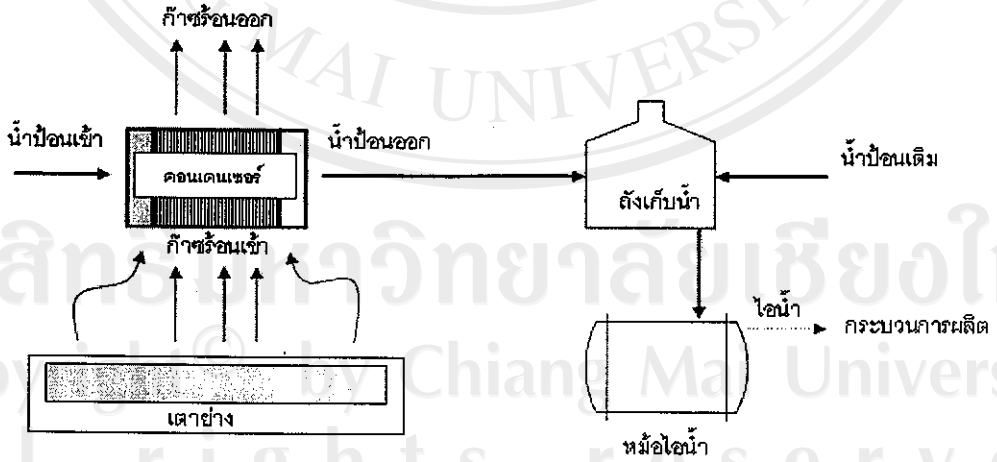
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดที่ใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด โดยส่วนมากนิยมออกแบบให้รับการถ่ายเทความร้อนจากหรือแก่ก๊าซที่ถูกบังคับให้ไหลผ่านด้านติดครีบ อาทิเช่น ใช้เป็นหม้อน้ำระบายความร้อนจากเครื่องยนต์ และเครื่องคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ เป็นต้น จากจุดเด่นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบเกล็ดที่มีอัตราส่วนของพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูง ทำให้ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนเพิ่มมากขึ้น แต่มีความดันตกคร่อมสูงเนื่องจากขนาดที่กะทัดรัด ทำให้ช่องการไหลของอากาศค่อนข้างซับซ้อน

จากงานวิจัยที่ผ่านมาจะเห็นได้ว่าจากลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบต่างๆ ส่งผลให้ลักษณะการไหลของอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีความแตกต่างกัน ซึ่งมีผลกระทบต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนด้วย อย่างไรก็ตามการศึกษาที่กล่าวมาข้างต้น จะเป็นการศึกษาลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดและครีบเกล็ดที่มีอากาศเป็นของไหลหนึ่งในสองชนิดที่ไหลผ่าน โดยมีลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อนเป็นแบบบังคับ (Force

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Convection) ที่มีตัวเลขเรย์โนลดส์สูง ในขณะที่ความร้อนทิ้งในงานอุตสาหกรรมบางส่วนถูกพาออกไปทิ้ง โดยการไหลที่เกิดขึ้นเนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิหรือความหนาแน่น (Free หรือ Natural Convection) ในลักษณะของแรงลอยตัว โดยการไหลประเภทนี้มิได้มีตัวเลขเรย์โนลดส์เป็นตัวเลขไร้มิติกำหนดสภาพการไหล แต่หากมีตัวเลขกราชอร์ฟซึ่งเป็นตัวแปรไร้มิติที่ขึ้นกับอุณหภูมิเป็นตัวแปรกำหนดสภาพการไหลแทน

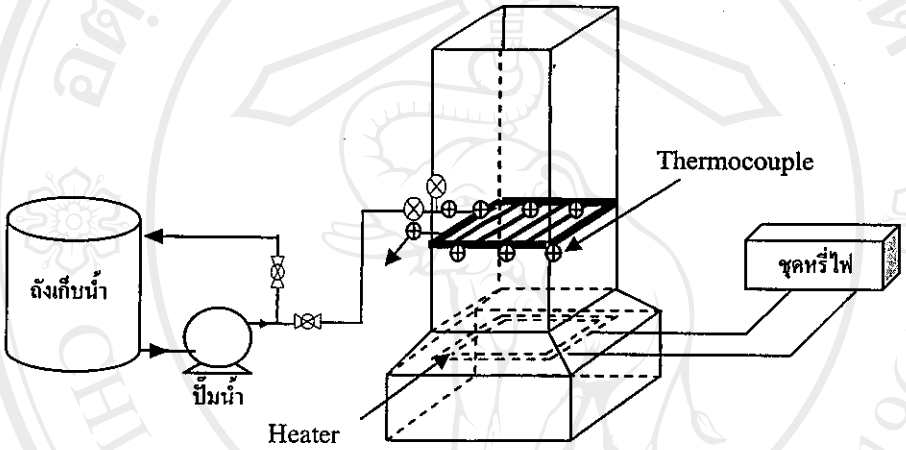
ในการศึกษาการใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับการพาความร้อนแบบธรรมชาติไม่ค่อยปรากฏในงานวิจัยที่ผ่านมามากนัก ทั้งที่ความร้อนทิ้งจากอุตสาหกรรมมีทั้งแบบบังคับและแบบธรรมชาติ แต่อย่างไรก็ตามได้มีการประยุกต์ใช้และทดสอบเครื่องแลกเปลี่ยนร้อนขนาดกะทัดในกรณีการพาความร้อนแบบธรรมชาติที่เกิดจากการการลอยตัวของอากาศจากผลต่างของความหนาแน่นของอากาศดังในงานวิจัยของ ของ เจนจิรา (2545) ได้ออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ โดยการใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังในรูปที่ 1.6 เพื่อศึกษาคุณสมบัติทางความร้อนและความเป็นไปได้ในด้านเศรษฐศาสตร์ของระบบ ซึ่งเป็นการใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์กลับทิศทางโดยนำความร้อนทิ้งจากกระบวนการเผาไหม้ของก๊าซหุงต้มในรูปของก๊าซร้อนที่อุณหภูมิประมาณ 120 – 140 °C ที่ลอยตัวขึ้นอย่างธรรมชาติในกระบวนการย่างขนม ให้ความร้อนแก่น้ำก่อนป้อนเข้าหม้อไอน้ำที่อัตราการไหล 21 ลิตร/นาที ซึ่งชุดทดสอบเป็นดังรูปที่ 4 ผลจากการทดสอบพบว่า ที่น้ำป้อนเข้า 30°C อัตราการไหล 21 ลิตร/นาที ได้น้ำร้อนที่ออกจากระบบมีอุณหภูมิเฉลี่ย 81°C และค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และ



รูปที่ 1.6 แสดงชุดทดสอบระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้โดยใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์ [เจนจิรา 2545]

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ประสิทธิผลของคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ใช้ในระบบมีค่าประมาณ 1.32 kW/K และ 0.55 ตามลำดับ ในช่วงอัตราการไหลของน้ำร้อน 12 – 24 ลิตร/นาที เนื่องจากก๊าซร้อนที่ลอยตัวมีความเร็วต่ำ (0.14 m/s จากการทดสอบ) จึงทำให้ผู้วิจัยมีสมมติฐานว่าการไหลของก๊าซร้อนผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นการไหลแบบตามแนวท่อ ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่ามีสภาพการถ่ายเทความร้อนต่ำซึ่งสำหรับการศึกษาการถ่ายเทความร้อนจากการไหลลอยตัวอย่างธรรมชาตินี้ ลักษณะทางกายภาพที่จะเป็นตัวกำหนดลักษณะการถ่ายเทความร้อนไม่ว่าจะเป็น ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด มิได้มีการศึกษาอย่างจริงจังในงานวิจัยอื่นนัก



รูปที่ 1.7 ชุดทดลองผลกระทบจากมุมเอียงตัวที่มีผลต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด (ปฏิภาณ, 2547)

จากงานวิจัยของเจนจิรา (2545) ที่กล่าวมาแล้วข้างต้น ได้มีการศึกษาเพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความที่ใช้ในงานวิจัยดังกล่าวโดยจากการศึกษาหาผลกระทบจากมุมเอียงตัวที่มีผลต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด (ปฏิภาณ, 2547) อาศัยชุดทดสอบดังแสดงใน

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

รูปที่ 1.7 เพื่อศึกษาหามุมในการจัดวางอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดที่ใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด ที่มีต่อประสิทธิผลในการรับความร้อนจากอากาศร้อนที่ลอยตัวอย่างธรรมชาติพบว่าการเพิ่มมุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มค่าประสิทธิผลในการถ่ายเทความร้อนได้ แต่ต้องเอียงด้วยมุมที่เหมาะสมจึงจะมีประสิทธิผลในการถ่ายเทความร้อนสูงสุด โดยมุมที่เหมาะสมนั้นจะขึ้นกับลักษณะทางกายภาพของครีบระบายความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งในกรณีที่ทำการศึกษานี้มุมที่เหมาะสมในการจัดวางอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือมุมเอียง 10 องศา ที่มุมเอียงตัว 10 องศา อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงสุดโดยเพิ่มขึ้น 29 เปอร์เซ็นต์ เทียบกับกรณีที่ไม่มีการเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนที่มุมเอียงตัว 20 และ 30 องศา ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์จะมีค่าเพิ่มขึ้น 15 และ 8 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ เทียบกับกรณีที่ไม่มีการเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเช่นกัน ในงานวิจัยของปฏิภาณ (2547) พบว่าหากเอียงเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนเป็นมุม 10 องศา จะทำให้อากาศร้อนไหลไปตามแนวเกล็ดมากขึ้นและจะให้ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงที่สุด แต่ในงานวิจัยของปฏิภาณ (2547) นี้ลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด เป็นต้นไม่สามารถปรับเปลี่ยนได้ จึงเป็นที่น่าสนใจว่าหากสามารถปรับเปลี่ยนลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวนี้ได้ จะส่งผลต่อลักษณะการไหลและค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ อย่างไรบ้าง

เพื่อเป็นการศึกษาหาความเป็นไปได้ในการนำความร้อนทิ้งในงานอุตสาหกรรมบางชนิด ซึ่งเป็นความร้อนที่ถูกพาไปทิ้งโดยอากาศที่เคลื่อนที่ด้วยความแตกต่างของอุณหภูมิหรือความหนาแน่น (Free หรือ Natural Convection) ในลักษณะของแรงลอยตัว ความเร็วของการไหลมีค่าต่ำ ซึ่งการไหลประเภทนี้มิได้มีตัวเลขเรย์โนลด์เป็นตัวเลขไร้มิติกำหนดสภาพการไหล กลไกที่จะเป็นตัวกำหนดลักษณะการถ่ายเทความร้อนไม่ว่าจะเป็น ลักษณะการไหล ทิศทางการไหล สภาพความไม่คงตัว(ไม่มีเสถียรภาพ)ของการไหล และความหนาของชั้นขอบเขตของการไหล มิได้มีการศึกษาปรากฏในงานวิจัยอื่นใดมาก่อน ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะได้ศึกษาหาตัวแปรในรูปตัวแปรไร้มิติ ที่มีผลต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติ ผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดเป็นหลักทั้งนี้เนื่องจากมีพื้นที่มากในการรองรับการพาความร้อนแบบธรรมชาติ โดยจะได้ศึกษาผลกระทบที่มาจากตัวแปรลักษณะทางกายภาพของครีบคือ ระยะระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด มุมของเกล็ด ขนาดความกว้างและความหนาของเกล็ด ทั้งนี้เพื่อหาลักษณะครีบที่เหมาะสมกับการนำไปใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน จากอากาศที่ลอยตัวผ่านเข้ามาแบบธรรมชาติ และทดลองสร้างต้นแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวต่อไป

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

1.3 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- เพื่อศึกษาหาตัวแปรทางด้านการไหลและความร้อนของที่มีต่อผลต่อคุณลักษณะในการถ่ายเทความร้อนระหว่างครีบที่มีบานเกล็ด (Louvered Fins) และอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติผ่านครีบดังกล่าว
- เพื่อศึกษาหาลักษณะทางด้านกายภาพของครีบที่มีบานเกล็ด ที่จะส่งผลให้เกิดการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศร้อนและครีบอย่างมีประสิทธิผล
- เพื่อสรุปหาตัวแปรที่จำเป็นในการออกแบบอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิผลโดยอาศัยครีบแบบมีบานเกล็ดในการระบายความร้อนจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติ
- เพื่อหาความเป็นได้ในการจัดสร้างอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนต้นแบบที่เหมาะสมในการนำความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติกลับมาใช้ใหม่

1.4 ขอบเขตของการศึกษา

1.4.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์และ/หรือพลศาสตร์ของไหลที่สร้างขึ้นในโครงการนี้จะเป็นเพียงแบบจำลองเบื้องต้นเท่านั้นและอยู่ภายใต้สมมุติฐานที่อากาศเป็นของไหลแบบอัดตัวไม่ได้และเป็นไปตามทฤษฎีการประมาณค่าความหนาแน่นของของไหลโดยบุยส์สิเนสค์ (Boussinesq Approximation)

1.4.2 ชุดทดลองที่สร้างขึ้นในการศึกษานี้จะมีความคล้ายคลึงกันทางเรขาคณิตกับครีบแบบบานเกล็ดในคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ปรากฏในงานวิจัยของเจนจิรา (2545) แล้วจะทำการปรับเปลี่ยน ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมของเกล็ด เพื่อศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนของครีบดังกล่าวไม่คิดถึงผลกระทบของวัสดุที่ใช้ทำครีบหรือท่อหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและของไหลชนิดที่สองที่นำมารับความร้อนจากครีบ

1.4.3 ไม่คิดถึงผลกระทบของวัสดุที่ใช้ทำครีบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและของไหลชนิดที่สองที่นำมารับความรับความร้อนจากครีบ

1.4.4 ความเร็วของอากาศร้อนที่ลอยผ่านครีบหรืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น จะมีค่าต่ำและอยู่ในช่วงที่เหมาะสมสำหรับความเร็วของอากาศร้อนไอเสียที่ลอยตัวอย่างธรรมชาติออกมาจากการเผาไหม้ โดยความเร็วของอากาศร้อนที่ลอยผ่านครีบ จะมีค่าอยู่ในช่วง 0.1 – 1.2 เมตรต่อวินาที ซึ่งในที่นี้จะจำลองโดยใช้อากาศร้อนที่ลอยตัวขึ้นจากขดลวดความร้อน

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

1.4.5 ความร้อนที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่สร้างขึ้นจะถูกนำไปใช้ในการอุ่นน้ำ

1.5 ประโยชน์และผลที่คาดว่าจะได้รับจากการศึกษา

1.5.1 ทราบค่าตัวแปรทางด้านการไหลและการถ่ายเทความร้อนที่มีผลต่อสภาพการไหลและการถ่ายเทความร้อนจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติไปสู่ครีบแบบมีบานเกล็ดในรูปของระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด มุมเอียงเกล็ด และความยาวเกล็ดที่ทำให้ค่าการ ถ่ายเทความร้อนของครีบแบบเกล็ดที่แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศร้อนที่ลอยมาปะทะ ณ ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำ ๆ มีค่ามากที่สุด

1.5.2 ทราบจุดเหมาะสมของตัวแปรในข้อ 1 ในการออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบเกล็ดที่ให้ค่าการแลกเปลี่ยนความร้อนสูงที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศร้อนที่ลอยตัวอย่างธรรมชาติ

1.5.3 ทราบตัวแปรที่สามารถนำไปใช้ออกแบบอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่ใช้ครีบแบบบานเกล็ดที่เหมาะสมต่อการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติจากอากาศร้อน

1.5.4 ได้ต้นแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีความเหมาะสมต่อการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติจากอากาศร้อน ซึ่งมีความเป็นไปได้ในการจดสิทธิบัตร

1.6 ระเบียบวิธีวิจัย

1.6.1 ศึกษาและทบทวนทฤษฎีทางด้านการถ่ายเทความร้อนที่เกี่ยวข้อง พร้อมทั้งสืบค้นข้อมูล งานวิจัย สิ่งตีพิมพ์ที่เกี่ยวข้องเพิ่มเติม

1.6.2 พัฒนาแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และ/หรือแบบจำลองทางพลศาสตร์ของไหลเบื้องต้นเพื่อศึกษาหาตัวแปรที่มีผลต่อสภาพการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศร้อนที่ลอยตัวอย่างธรรมชาติ (Buoyancy-induced Air) ผ่านครีบแบบบานเกล็ด และทำการวิเคราะห์ถึงสภาพการไหลและการถ่ายเทความร้อน ณ ช่วงค่าตัวแปรต่างๆ เพื่อหาค่าตัวแปรที่เหมาะสมในการเกิดการถ่ายเทความร้อนที่มีประสิทธิผลมากที่สุด

1.6.3 จัดสร้างชุดทดลองเพื่อศึกษาสภาพการไหลและการถ่ายเทความร้อนเพื่อยืนยันผลการคำนวณจากแบบจำลองในข้อ 8.3 พร้อมทั้งเปรียบเทียบผลจากการทดลองที่ได้กับการถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศร้อนที่ถูกบังคับ (Forced Air) ให้ไหลผ่านครีบแบบบานเกล็ดว่ามีความแตกต่างกันอย่างไร

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

1.6.4 ทดลองจัดสร้างต้นแบบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบแบบบานเกล็ดที่เหมาะสำหรับถ่ายเทความร้อนจากอากาศร้อนที่ลอยตัวอย่างธรรมชาติไปเพื่อการนำกลับมาใช้ใหม่ โดยใช้ตัวแปรทางกายภาพ ทางการไหลและเชิงความร้อนที่เหมาะสมที่สุดที่ผลคำนวณจากแบบจำลองและผลการทดลองได้ทำนายเอาไว้ในข้อ 8.3-4 และหาความเป็นไปได้ในการจดสิทธิบัตรของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชุดดังกล่าว

1.6.5 สรุปผลการทดลองที่ได้พร้อมทั้งจัดทำรายงานสรุปผล

1.7 ขั้นตอนการดำเนินงาน

ขั้นตอนของกิจกรรมวิจัย	เดือนที่							
	1-3	4-6	7-9	10-12	13-15	16-18	19-21	22-24
1. ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องและสืบค้นข้อมูลเพิ่มเติม								
2. สร้างแบบจำลองเบื้องต้นในการคำนวณและวิเคราะห์ผลการคำนวณ								
3. รายงานความก้าวหน้าครั้งที่ 1		เดือนที่ 6						
ขั้นตอนของกิจกรรมวิจัย	เดือนที่							
4. สร้างและพัฒนาชุดทดสอบ								
5. รายงานความก้าวหน้าครั้งที่2				เดือนที่ 12				
6. กำหนดช่วงตัวแปรในการทดลองและทำการทดลองเปรียบเทียบ								
7. ปรับปรุงแบบจำลองพร้อมด้วยทำการวิเคราะห์เปรียบเทียบผลการคำนวณและผลการทดลอง								
8. หาความเป็นไปได้ในการ								

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

จัดทำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต้นแบบ								
9. รายงานความก้าวหน้าครั้งที่2						เดือนที่ 18		
10. สรุปผลการวิจัย								
11. รายงานฉบับสมบูรณ์								เดือนที่ 24

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

บทที่ 2
การศึกษาตัวแปรโดยใช้แบบจำลองทางพลศาสตร์ของไหล: ผลของมุมเอียงตัวที่มีต่อโครงสร้างการไหลและการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดกรณีค่าเรย์โนลดส์นัมเบอร์ต่ำ

2.1 บทคัดย่อ

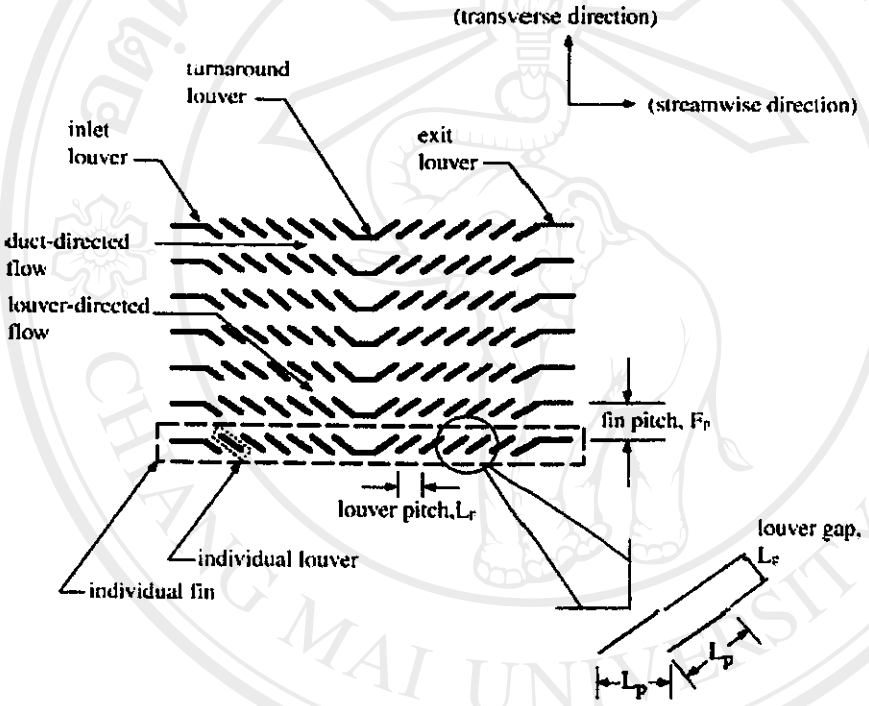
งานวิจัยในบทนี้ได้ถูกดำเนินการเพื่อหาผลกระทบของตัวแปรต่างๆ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น อัตราส่วนของระยะห่างระหว่างครีบกับระยะห่างระหว่างเกล็ด มุมเอียงเกล็ด ความเร็วขาเข้า และมุมเอียงตัวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีผลต่อโครงสร้างการไหลและการถ่ายเทความร้อน ณ ค่าเรย์โนลดส์นัมเบอร์ต่ำอย่างไร โดยในการศึกษาจะได้ใช้โปรแกรมคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลมาช่วยในการจำลองการไหล โดยกำหนดเงื่อนไขว่าการไหลจะเป็นการไหลแบบคงตัว และที่ขอบบนและขอบล่างของขอบเขตการคำนวณจะกำหนดให้เป็นเงื่อนไขขอบแบบพีรีออดิกซึ่งจากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าสามารถใช้ได้ดีกับการไหลที่เรย์โนลดส์นัมเบอร์มีค่าต่ำ โดยอาศัยกรณีศึกษาที่ใช้แบบจำลองชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด ทั้งนี้ผู้วิจัยได้ดำเนินการศึกษาการไหลและการถ่ายเทความร้อนในชุดแลกเปลี่ยนความร้อนที่ถูกปรับทิศทางของมุมอากาศเข้ามาประทะค่าต่างๆ ผลการศึกษาพบว่า ค่าประสิทธิภาพการไหลและอัตราการถ่ายความร้อนสูงสุดต่อพื้นที่จะมีค่าเพิ่มขึ้น หากอัตราส่วนของระยะห่างระหว่างครีบกับระยะห่างระหว่างเกล็ดลดลงหรือความเร็วขาเข้าเพิ่มขึ้น ผลกระทบจากมุมเอียงตัวของเกล็ดมีต่อผลรูปแบบการไหลและการถ่ายเทความร้อน กล่าวคือหากมุมดังกล่าวมีค่าเพิ่มขึ้นเล็กน้อยจะทำให้ทิศทางการไหลเป็นแบบตามแนวเกล็ดแต่ถ้ามุมเอียงตัวเพิ่มมากขึ้นจะทำให้การไหลมีทิศทางไปตามแนวท่อซึ่งทำให้การถ่ายเทความร้อนลดลง

2.2. บทนำ

เนื่องจากในปัจจุบันความต้องการใช้พลังงานได้เพิ่มอย่างรวดเร็วและต่อเนื่อง แต่พบว่าในโรงงานอุตสาหกรรมบางแห่งได้มีการปล่อยพลังงานความร้อนทิ้งสู่บรรยากาศอย่างเปล่าประโยชน์ ดังนั้นการนำความร้อนทิ้งเหล่านั้นกลับมาใช้ประโยชน์ใหม่ก็จะเป็นการช่วยประหยัดพลังงานได้ทางหนึ่ง อุปกรณ์ในการนำความร้อนทิ้งกลับคืนคืออุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีอยู่หลายประเภท ในงานวิจัยนี้จะได้มุ่งเน้นการศึกษาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดใช้ครีบ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ระบายความร้อนแบบเกล็ด ซึ่งในปัจจุบันได้ถูกนำมาใช้งานหลายประเภท เช่น เป็นหม้อน้ำระบายความร้อนจากเครื่องยนต์ เครื่องทำความเย็น และคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้ได้ถูกออกแบบให้รับการถ่ายเทความร้อนจากหรือแก่ก๊าซที่ถูกบังคับให้ไหลผ่านด้านที่ติดครีบด้วยการใช้พัดลม และเนื่องจากจุดเด่นที่สำคัญของผิวครีบแบบเกล็ดคือมีอัตราส่วนของพื้นที่ผิวต่อปริมาตรสูงช่วยให้มีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมาก แต่ในขณะเดียวกันขนาดที่กะทัดรัดและช่องทางการไหลของอากาศที่ค่อนข้างซับซ้อน ทำให้เกิดความดันตกคร่อมสูงกว่าการไหลผ่านผิวครีบแบบแผ่นเรียบธรรมดา จึงมีความจำเป็นที่จะต้องทำการศึกษาออกแบบเพื่อให้ได้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพสูงในการใช้งาน

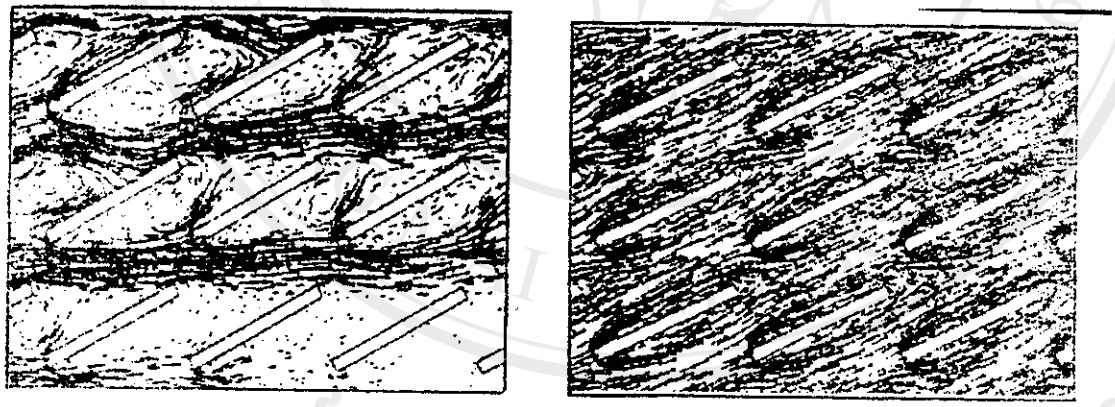


รูป 2.1 ครีบแบบเกล็ดและลักษณะทางกายภาพต่างๆ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า ลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น มุมเกล็ด ความกว้างและความยาวเกล็ด ระยะห่างระหว่างเกล็ด ความยาวครีบและระยะห่างระหว่างครีบ จะมีผลกระทบต่อลักษณะโครงสร้างการไหล และสภาพการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอก จากลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว Davenport (1980) พบว่าโครงสร้างการไหลและสภาพการถ่ายเทความร้อนยังขึ้นกับค่า เรย์โนลดส์นัมเบอร์ ของการไหลด้วย โดย ณ การไหลที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำๆ การไหลจะไหลไปตาม

แนวช่องว่างระหว่างครีบ หรือที่เรียกว่าการไหลตามแนวท่อ(Duct direct) ส่วนที่ตัวเลขเรย์โนลดส์สูงๆการไหลจะมีทิศทางไปตามแนวเกล็ดหรือเรียกว่าการไหลตามแนวเกล็ด(Louver direct) ในด้านการใช้วิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลมาช่วยในการศึกษา Springer and Thole (1998) พบว่าแบบจำลองที่มีจำนวนครีบ 5 แถวการไหลจะเป็นการไหลตามแนวท่อส่วนแบบจำลองที่มีจำนวนครีบ 19 แถวการไหลจะเป็นการไหลตามแนวเกล็ด และเป็นการไหลแบบพีรีออดิก วีรชาติ และคณะ (2545) ได้ใช้กริดแบบผสม(Hybrid Mesh) และใช้เงื่อนไขที่ขอบแบบพีรีออดิก พบว่าสามารถเงื่อนไขนี้สามารถใช้ได้ดีกับการไหลที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลดส์น้อย วีรชาติ และคณะ (2546)ได้วิเคราะห์การไหลให้เป็นปัญหาแบบการไหลไม่คงตัว โดยพบว่า ณ การไหลที่ตัวเลขเรย์โนลดส์เท่ากับ 450 การไหลจะเป็นการไหลแบบคงตัว ส่วนการไหลที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ 850 การไหลจะเป็นการไหลแบบไม่คงตัวและที่เกล็ดสุดท้ายจะมีการสลัดของวอร์เทคเกิดขึ้น ในด้านการนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบแบบเกล็ดมาใช้รับความร้อนทิ้ง เจนจิรา (2546) ได้ใช้คอนเดนเซอร์รถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยรับความร้อนจากก๊าซร้อนทิ้งที่ลอยตัวจากเตาย่างขนมไปใช้อุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ พบว่าสามารถเพิ่มอุณหภูมิน้ำป้อน จาก 30 °C เป็น 81 °C โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและประสิทธิผลของคอนเดนเซอร์มีค่าประมาณ 1.32 kW/K และ 0.55 ตามลำดับ



รูป 2.2 การไหลผ่านครีบแบบเกล็ดในลักษณะ (a) การไหลตามแนวท่อแบบ Duct Direct และ (b) การไหลตามแนวเกล็ดของครีบแบบ Louver Direct [Springer and Thole, 1997]

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

จะเห็นว่างานวิจัยที่ผ่านมาจะมีเป้าหมายหลักในการศึกษาเพื่อออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงและมีความดันตกคร่อมต่ำ โดยที่การไหลและการถ่ายเทความร้อนจะเป็นแบบบังคับ ส่วนการศึกษาตัวแปรในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบ

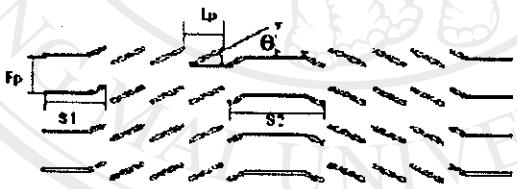
แบบเกล็ด และลักษณะการจัดวางอุปกรณ์ที่เหมาะสมสำหรับแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศร้อนความเร็วต่ำที่ลอยขึ้นอย่างธรรมชาติยังไม่ปรากฏมาก่อน ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะได้ใช้วิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลมาช่วยในการศึกษา โดยเงื่อนไขที่ขอบจะกำหนดเป็นแบบพีรีออดิก และเป็นการไหลแบบคงตัว เพื่อศึกษามุมเอียงตัวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนว่ามีผลต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนอย่างไร

2.3 หลักการและวิธีดำเนินการวิจัย

งานวิจัยนี้จะแบ่งงานออกเป็น 2 ส่วน ส่วนแรกจะเป็นการศึกษาโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาผลกระทบจากการทำมุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อรูปแบบการไหล ส่วนที่สองจะเป็นการทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อหาประสิทธิผลในการรับความร้อนที่มุมเอียงต่างๆ โดยมีรายละเอียดในแต่ละส่วนดังนี้

2.3.1. แบบจำลองทางพลศาสตร์ของของไหล

โดเมนของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์จะประกอบไปด้วยแถวครีบแบบเกล็ดจำนวน 4 แถวดังแสดงไว้ในรูป 2.3 โดยใช้สมมุติฐานว่าอากาศเป็นของไหลแบบไม่อัดตัวมีคุณสมบัติคงที่เป็นชนิดนิวโทเนียน การไหลอยู่ในสภาวะคงตัว คุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ (k , c_p) คงที่ ไม่คิดผลจากแรงโน้มถ่วง และเป็นการไหลใน 2 มิติ โดยมีสมการควบคุมดังนี้



รูป 2.3 โดเมนของแบบจำลองทางคณิตศาสตร์และค่าทางกายภาพต่างๆ ของครีบ

สมการความต่อเนื่องเชิงมวล

$$\frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \qquad (2.1)$$

สมการนาวิเยร์ – สโตกส์

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j}\left\{\mu\frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial \mu_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right\} + \rho f_i \qquad (2.2)$$

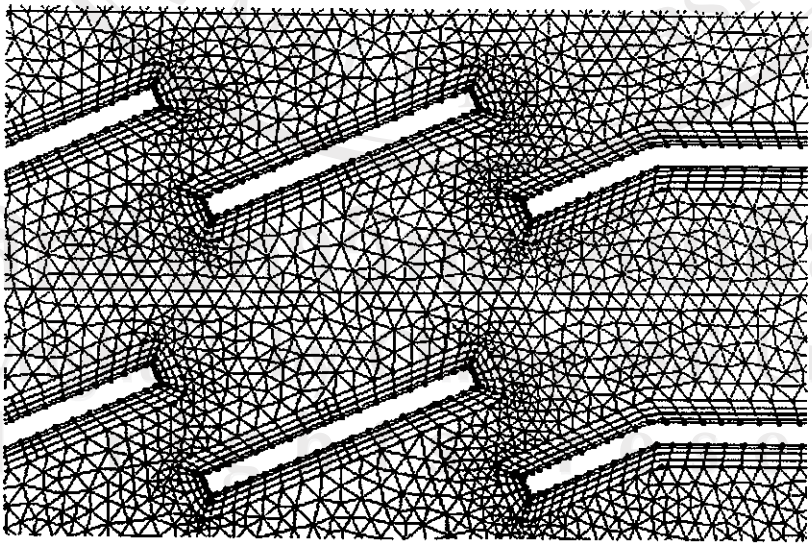
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\rho c_p u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = K \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + 2\mu\left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho f_j u_j \qquad (2.3)$$

เงื่อนไขที่ขอบด้านทางเข้ากำหนดให้เป็นการไหลที่สม่ำเสมอ มีความเร็วและอุณหภูมิคงที่ ของไหลบริเวณที่ผิวของครีบและเกล็ดไม่มีการลื่นไถล อุณหภูมิที่ผิวเกล็ดมีค่าคงที่ บริเวณขอบบนและล่างของโดเมนการคำนวณใช้เงื่อนไขแบบพีรีออดิก ซึ่งจากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าเงื่อนไขนี้สามารถนำมาใช้แก้ปัญหาการไหลของครีบแบบเกล็ดได้อย่างเหมาะสม

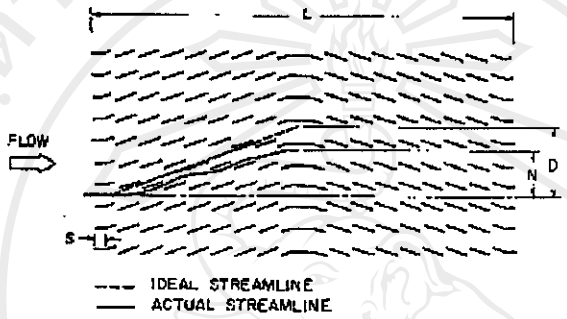
งานวิจัยนี้จะจำลองการไหลโดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป CFDRC® โดยการสร้างแบบจำลองจะกำหนดขนาดพื้นฐานดังนี้คือ Fp/L_p = 1.5, ความหนาครีบเท่ากับ 0.12 มิลลิเมตร, L_p = 1.5 มิลลิเมตร, θ =23.25° , s_1 และs_2 มีค่าเท่ากับ 2.65 และ2.5 มิลลิเมตร ตามลำดับ ส่วนกริดที่ใช้ในการคำนวณนั้นจะใช้กริดแบบผสม ดังแสดงในรูป 2.4 ซึ่งกริดสี่เหลี่ยมที่ใช้จะมีจำนวน 6400 กริด ส่วนกริดสามเหลี่ยม จะมีจำนวนตั้งแต่ 45000-110000 กริด แล้วแต่กรณี การศึกษาผลกระทบที่มีต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนจะทำที่ค่าตัวแปรต่างๆดังนี้ F_p/L_p= 0.8 - 2.0 , มุมเอียงเกล็ด 18 - 30 องศา , เรย์โนลดส์นัมเบอร์ขาเข้า 10 - 100 , และมุมการจัดวางเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนตั้งแต่ 0 - 45 องศา ซึ่งทุกกรณีจะกำหนดข้อมูลเบื้องต้นดังนี้ อากาศขาเข้ามีอุณหภูมิ 100 องศาเซลเซียส ความเร็ว 0.4 เมตรต่อวินาที อุณหภูมิที่ผิวเกล็ดเท่ากับ 35 องศาเซลเซียส



รูป 2.4 ลักษณะของกริดที่ใช้ในการคำนวณ

ในการศึกษานี้จะได้แสดงรูปแบบการไหลในรูปของค่าประสิทธิภาพการไหล (Flow efficiency: Fe) โดยในการคำนวณประสิทธิภาพการไหลสามารถแสดงได้ดังรูป 2.5 ซึ่งจะเห็นว่าหากค่าประสิทธิภาพการไหลมีค่ามากการไหลจะเป็นไปตามแนวเกล็ดแต่หากมีค่าน้อยการไหลจะเป็นไปตามแนวท่อ

$$Fe = \frac{N}{D} = \frac{\text{actual transverse distance}}{\text{ideal transverse distance}} \qquad (2.4)$$



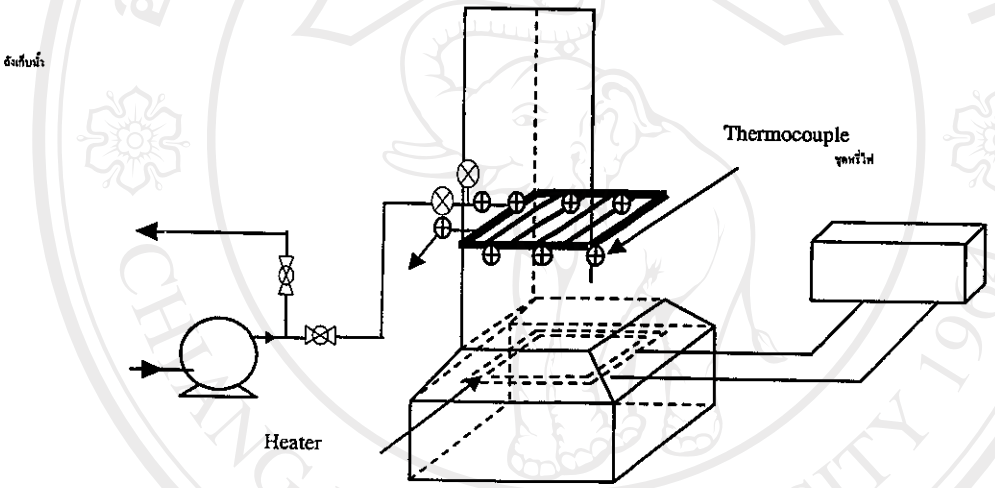
รูป 2.5 การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพการไหล[Sahnoun and Webb]

2.3.2 การทดสอบหาประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การทดสอบนี้มีจุดประสงค์เพื่อหาค่าประสิทธิผลและค่า j Colburn factor ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการรับความร้อนจากอากาศร้อนที่มุมเอียงต่างๆ โดยชุดทดสอบแสดงได้ดังรูป 2.6 ประกอบไปด้วยปล่อง ภายในบรรจุด้วยแท่งฮีตเตอร์ขนาด 1000 วัตต์จำนวน 5 แท่งทำหน้าที่อุ่นอากาศให้ร้อนเพื่อให้อากาศลอยตัวขึ้น ผ่านแผงคอนเดนเซอร์ซึ่งทำหน้าที่เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แท่งฮีตเตอร์สามารถปรับปริมาณไฟฟ้าได้โดยใช้ชุดหรี่ไฟเพื่อให้สามารถปรับความเร็วอากาศร้อนที่ลอยตัวขึ้นจากฮีตเตอร์ได้ โดยความเร็วอากาศร้อนในการทดสอบจะมีค่าอยู่ในช่วงระหว่าง 0.1-0.4 เมตรต่อวินาที ส่วนภายนอกจะมีปั๊มน้ำหอยโข่ง (Centrifugal pump) ขนาด 1.5 แรงม้าทำหน้าที่บังคับให้น้ำป้อนไหลผ่านคอนเดนเซอร์ ทำการปรับอัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าระบบโดยการ bypass และใช้โรตามิเตอร์ในการวัดปริมาณการไหล อัตราการไหลของน้ำในการทดสอบจะอยู่ในช่วง 6-0.5 ลิตรต่อนาที โดยสัดส่วนของอัตราการไหลระหว่างน้ำกับอากาศจะถูกปรับให้ได้ค่า Cr เท่ากับ 0.25,0.5และ 0.75 เพื่อจะได้แสดงผลการทดสอบในรูปของความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิผลกับค่า NTU ที่ Cr ต่างๆ แผงคอนเดนเซอร์สามารถปรับมุมการจัดวางได้เพื่อศึกษาผลกระทบจากมุมเอียงโดยในงานวิจัยนี้จะ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ทำการศึกษาที่มุมเอียง 0, 10, 20 และ30 องศา โดยขั้นตอนในการทดสอบมีดังนี้ เริ่มจากปรับมุมเอียงแผงคอนเดนเซอร์จากนั้นเปิดไฟเข้าระบบแล้วปรับไฟให้ได้ปริมาณตามที่ต้องการศึกษา จากนั้นเปิดปั๊มน้ำแล้วปรับให้ได้อัตราการไหลที่ต้องการ รอจนกระทั่งอุณหภูมิของน้ำทางเข้าและออกชุดทดสอบ อยู่ในสภาวะสม่ำเสมอ (Steady state) ซึ่งจะใช้เวลาเดินเครื่องประมาณ 1 ชั่วโมง จึงเริ่มเก็บข้อมูลของอุณหภูมิเข้า-ออกของก๊าซร้อน และน้ำป้อน โดยใช้เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger) ที่ใช้สายเทอร์โมคัปเปิ้ล ชนิด K โดยจะเก็บข้อมูลในแต่ละครั้งห่างกันประมาณ 15 นาที เป็นเวลาติดต่อกัน 120 นาที ซึ่งหลังจากได้ข้อมูลจากการทดสอบแล้วนำมาคำนวณหาค่า ประสิทธิผล และค่า j Colburn factor ที่ NTU และ ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่างๆ จากนั้นนำผลที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบดังจะได้กล่าวต่อไป



รูป 2.6 ชุดทดสอบผลของมุมเอียงที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

โดยทั่วไปแล้วหน้าที่ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ ถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิต่างกัน ซึ่งอัตราความร้อนที่ถูกถ่ายเทนั้นสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของอุณหภูมิของไหลที่เปลี่ยนแปลงเมื่อของไหลไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังสมการ

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h}\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) \quad \text{สำหรับของไหลร้อน} \qquad (2.5)$$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c}\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) \quad \text{สำหรับของไหลเย็น} \qquad (2.6)$$

นอกจากนั้นแล้วเรายังสามารถเขียนอัตราความร้อนที่ถ่ายเทผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้อยู่ในรูปของอุณหภูมิแตกต่างระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น ดังสมการ

$$Q = UA\Delta T_{lm} \qquad (2.7)$$

โดย ΔT_{lm} คือค่าแตกต่างของอุณหภูมิแบบล็อกมีน (Logarithmic mean temperature) ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta_w}{k_w A_w} \qquad (2.8)$$

โดยค่า η คือค่าประสิทธิภาพรวมของครีบหาได้จากสมการ

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A}\left(1 - \eta_f\right) \qquad (2.9)$$

$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \qquad (2.10)$$

$$m = \sqrt{\left(\frac{2h_o}{kt}\right)} \qquad (2.11)$$

การหาค่า h_i สามารถหาจากวิธีการวิลสันพล็อต (Wilson plot) โดยจะเป็นการพล็อตกราฟระหว่าง $\frac{1}{U}$ กับ $\frac{1}{V^{0.8}}$ ดังแสดงในรูป 2.7 ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการได้ดังนี้

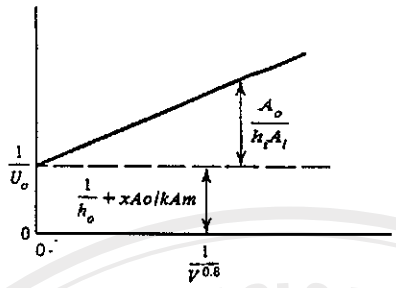
$$h_i = (\text{const.})(V^{0.8}) \qquad (2.12)$$

โดย V คือความเร็วของไหลในท่อ (m/s)

ส่วนค่า h_o คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทางด้านของไหลที่เป็นอากาศ ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมานิยมหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนี้ในรูปของ โคเบิร์น แฟกเตอร์ (j Colburn factor), ความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า h_o กับค่า j สามารถแสดงได้ดังนี้

$$j = \frac{h_o}{\rho V c_p} Pr^{2/3} \qquad (2.13)$$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



รูป 2.7 แสดงการพล็อตกราฟตามวิธีวิลสันพล็อต [Wilbert F.Stoecker]

ในการหาผลกระทบจากการทำมุมเอียงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแล้วเรายังสามารถหาค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ค่ามุมต่างๆ ได้ดังสมการ

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \tag{2.14}$$

โดย Q คือความร้อนจริงที่ถ่ายเทผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วน Q_{max} คือความร้อนสูงสุดที่สามารถถ่ายเทผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดย

$$Q_{max} = (\dot{m}c_p)_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \tag{2.15}$$

นอกจากค่าต่างๆที่กล่าวมาแล้วยังมีตัวแปรอีกตัวหนึ่งซึ่งนิยมใช้ในการวิเคราะห์ประสิทธิผลอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ Number of Transfer units (NTU) โดยสามารถแสดงได้ดังนี้

$$NTU = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{UA} \tag{2.16}$$

การแสดงผลในรูปของค่าประสิทธิผลและค่า NTU จะแสดงผลตามค่า Cr (Heat Capacity ratio) โดยนิยามของค่า Cr แสดงได้ดังนี้

$$Cr = \frac{(\dot{m}c_p)_{min}}{(\dot{m}c_p)_{max}} \tag{2.17}$$

จากการหาค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำให้สามารถเปรียบเทียบปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท ณ ค่ามุมต่างๆ ได้

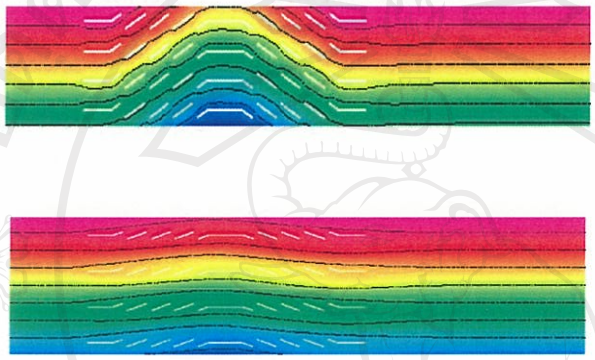
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

2.4. ผลการทดสอบ

เมื่อได้ทำการทดสอบและคำนวณตามขั้นตอนที่ได้กล่าวมาข้างต้นแล้ว จากนั้นจะได้นำข้อมูลมาวิเคราะห์เพื่อหาผลกระทบจากมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีต่อรูปแบบการไหลและการถ่ายเทความร้อนดังจะได้กล่าวต่อไปนี้

2.4.1 ผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

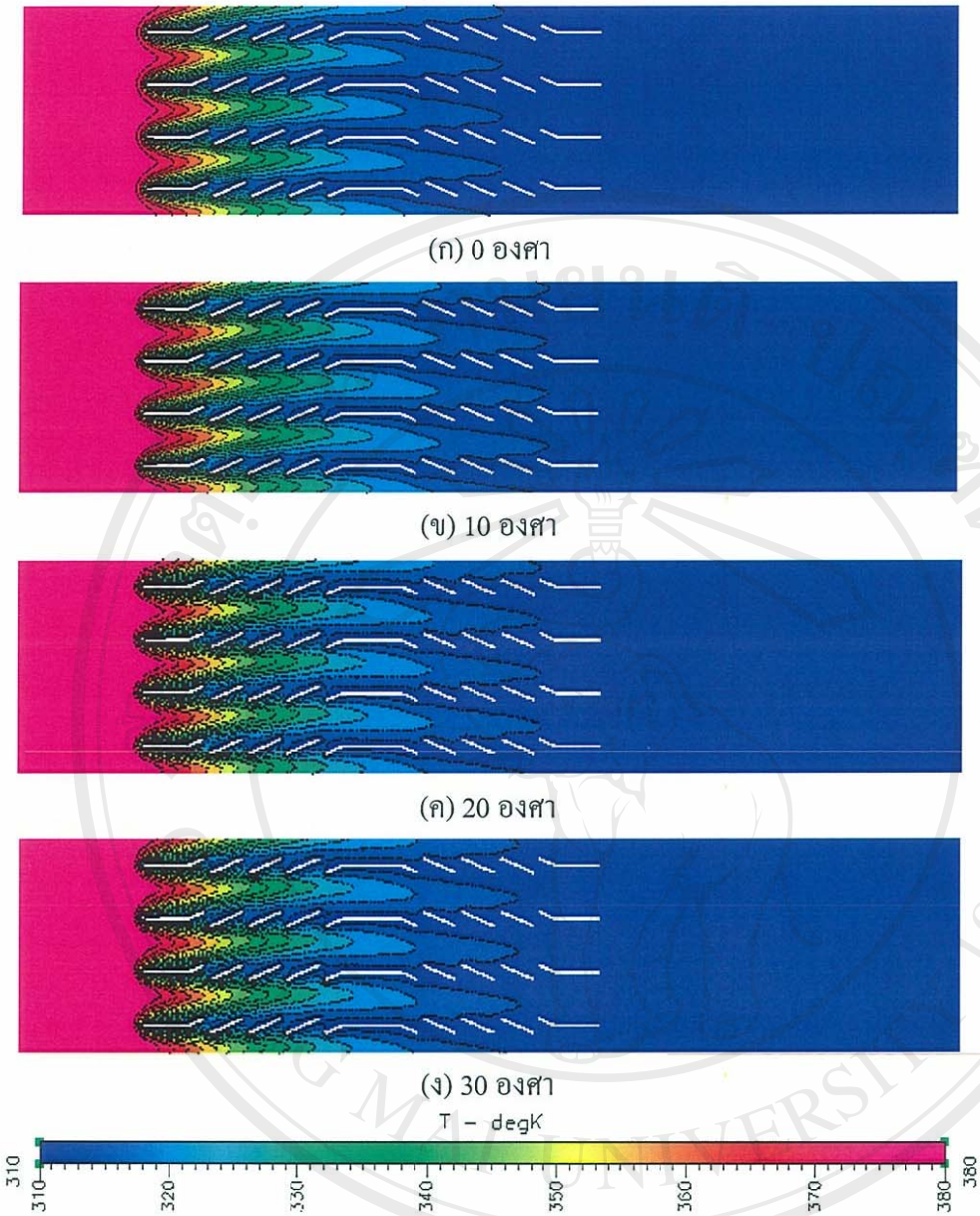
จากผลการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆที่มีต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนจะสามารถแสดงโปรไฟล์การไหลได้ดังรูป 2.8



รูป 2.8 ลักษณะของฟังก์ชันการไหล (Stream Function)

นอกจากผลของการคำนวณในรูปของอุณหภูมิอากาศดังแสดงในรูปที่ 2.9 เพื่อแสดงความชัดเจนในการเปรียบเทียบความแตกต่างของรูปแบบการไหลจะได้แสดงผลการคำนวณในรูปของค่าประสิทธิภาพการไหล ซึ่งจากนิยามของประสิทธิภาพการไหลจะเห็นว่าหากค่าประสิทธิภาพการไหลมีค่ามาก การไหลจะมีแนวโน้มไปตามแนวเกล็ด แต่หากค่าประสิทธิภาพการไหลมีค่าน้อย การไหลจะมีแนวโน้มไปตามแนวท่อ จากรูป 2.10 ซึ่งแสดงค่าประสิทธิภาพการไหลที่ตัวเลขเรย์โนลดส์และมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ พบว่าที่มุมเอียงตัวทุกมุม ค่าประสิทธิภาพการไหลจะเพิ่มขึ้นหากค่าตัวเลขเรย์โนลดส์เพิ่มขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับงานวิจัยที่ผ่านมา ที่พบว่า ณ ตัวเลขเรย์โนลดส์สูง การไหลจะมีแนวโน้มไปตามแนวเกล็ด ส่วนการไหลที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำ การไหลจะเป็นไปตามแนวท่อ และในการเปรียบเทียบผลของมุมเอียงตัว ณ ตัวเลขเรย์โนลดส์เท่ากันพบว่าหากเพิ่มมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจาก 0 เป็น 10 องศา ค่าประสิทธิภาพการไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 25 % แต่หากเพิ่มมุมเอียงตัวเป็น 20 และ 30 องศา ประสิทธิภาพการไหลจะมีค่าค่อยๆลดลงคิดเป็น 18% และ 16 %ตามลำดับหากเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่มีการเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งจากผลที่ได้หมายความว่า เมื่อเราเพิ่มมุมเอียง

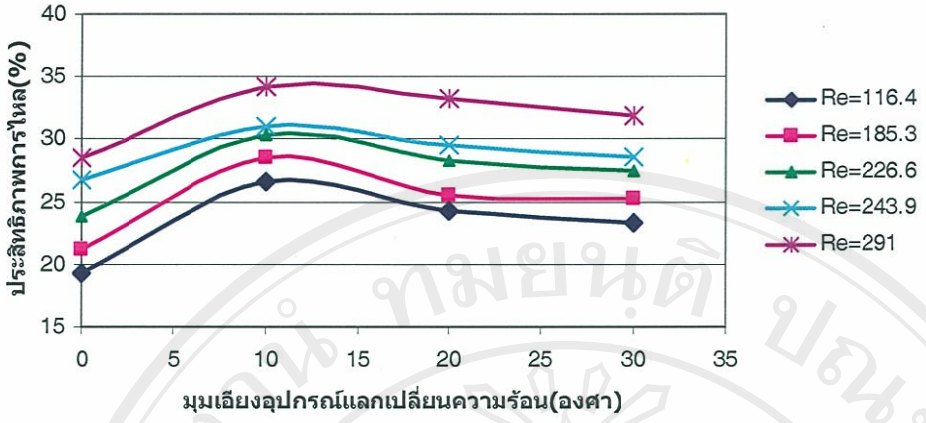
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



รูป 2.9 แสดงการกระจายตัวของอุณหภูมิ ณ มุมเอียงต่างๆ

ตัวจาก 0 เป็น 10 องศา รูปแบบการไหลจะเปลี่ยนแนวโน้มจากการไหลตามแนวท่อมาเป็นการไหลตามแนวเกล็ดมากขึ้น แต่แนวโน้มนี้จะลดลงเมื่อมุมเอียงเพิ่มเป็น 20 และ 30 องศาตามลำดับ ซึ่งจากผลที่ได้จึงมีข้อสรุปเบื้องต้นว่า ณ มุมเอียงตัว 10 องศา อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนน่าจะมีการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด โดยข้อสรุปนี้สามารถยืนยันได้จากผลการทดสอบความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนดังจะได้กล่าวต่อไป

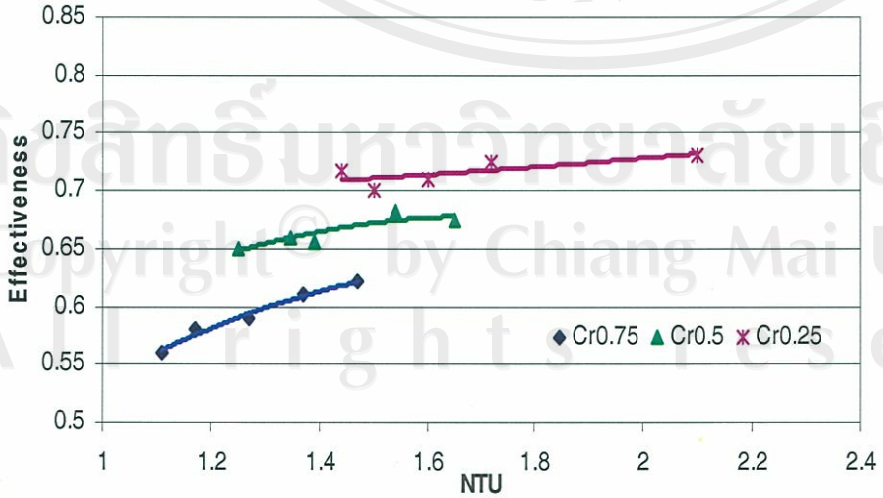
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



รูป 2.10 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการไหลกับมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ณ ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ต่างๆ

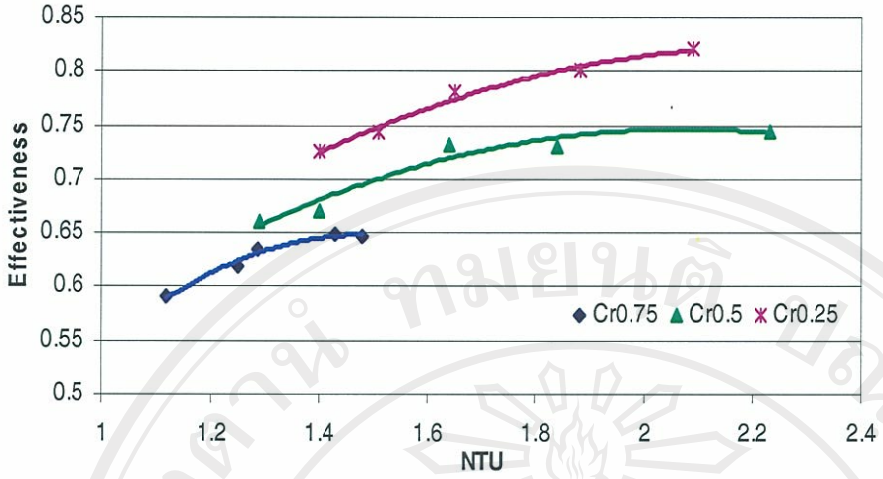
2.4.2 ผลจากการทดสอบหาประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลการทดสอบความสามารถในการรับความร้อนจากอากาศร้อนลอยตัวจากเครื่องกำเนิดความร้อนที่มุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ สามารถแสดงได้ดังรูป 2.11 ซึ่งพบว่า ณ มุมเอียงตัวต่างๆ ค่าประสิทธิผลจะแปรผันตรงกับค่า NTU และแปรผกผันกับอัตราส่วน C_{max}/C_{min} ซึ่งเป็นคุณลักษณะทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน หากเปรียบเทียบประสิทธิผล ณ ตำแหน่ง NTU และ Cr เดียวกันพบว่าที่มุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 10 องศา จะมีค่าประสิทธิผลในการรับความร้อนมากที่สุดและจะลดลงเมื่อเพิ่มมุมเป็น 20 และ 30 องศาตามลำดับแต่ค่าประสิทธิผลที่ได้ก็ยังสูงกว่าที่กรณีมุมเอียงเท่ากับ 0 องศา ซึ่งหมายความว่าการเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

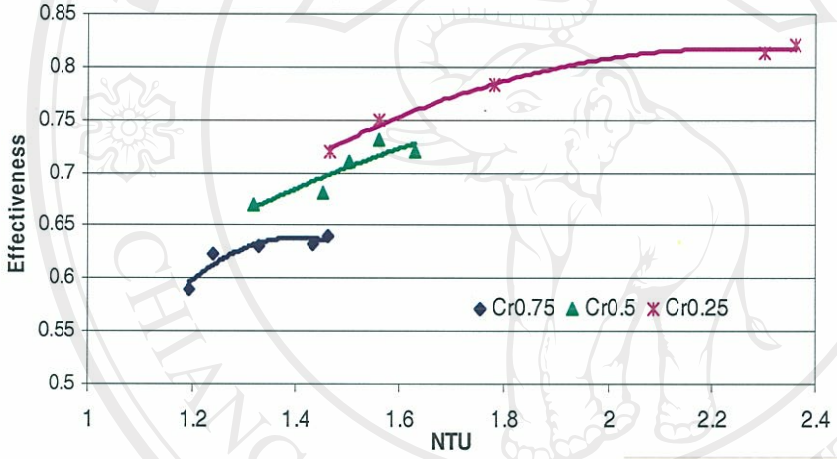


รูป 2.11 ก) แสดงความสัมพันธ์ค่า NTU กับ ประสิทธิผลที่มุมเอียง 0 องศา

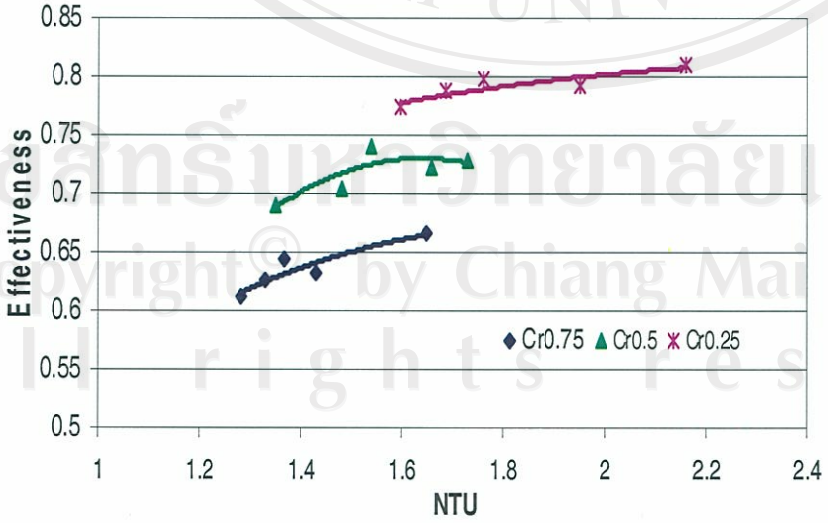
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



รูป 2.11 ข) แสดงความสัมพันธ์ค่า NTU กับ ประสิทธิผลที่มุมเอียง 10 องศา



รูป 2.11 ค) แสดงความสัมพันธ์ค่า NTU กับ ประสิทธิผลที่มุมเอียง 20 องศา

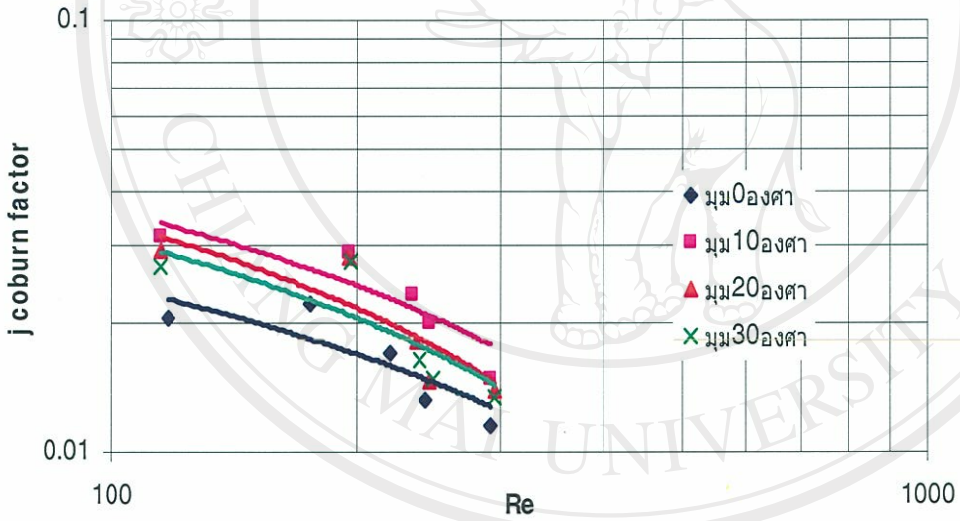


รูป 2.11 ง) แสดงความสัมพันธ์ค่า NTU กับ ประสิทธิผลที่มุมเอียง 30 องศา

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

จะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้ จากรูป 2.11 จะเห็นว่าเส้นกราฟแสดงค่าประสิทธิผลที่ Cr ต่างๆจะอยู่ในช่วงของ NTU ที่ต่างกัน เนื่องจากว่าการหาค่า NTU ได้นำค่า UA ที่ได้จากการทดลองมาคำนวณ ดังนั้นจึงทำให้ไม่สามารถควบคุมค่า NTU ให้อยู่ในช่วงเดียวกันได้

จากรูป 2.12 จะเห็นว่า ค่า j Colburn factor จะแปรผกผันกับตัวเลขเรย์โนลดส์ แต่หากเปรียบเทียบ ณ ตัวเลขเรย์โนลดส์เท่ากัน พบว่าที่มุมเอียงเท่ากับ 10 องศา จะมีค่า j Colburn factor สูงที่สุดและจะมีค่าลดลงที่มุมเอียงเท่ากับ 20 ,30 องศา แต่ค่า j Colburn factor ที่ได้ก็ยังสูงกว่าที่กรณีมุมเอียงเท่ากับ 0 องศา ซึ่งอาจเป็นผลจากการเปลี่ยนแปลงแนวโน้มของรูปแบบการไหลจากแนวท่อมาเป็นแนวเกล็ดดังแสดงในรูปของประสิทธิภาพการไหล ซึ่งจะทำให้ครีบมีพื้นที่ในการรับความร้อนเพิ่มขึ้นทำให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้นดังที่ได้กล่าวไปแล้วข้างต้น



รูป 2.12 แสดงค่า j Colburn factor ที่ตัวเลขเรย์โนลดส์และมุมเอียงตัวต่างๆ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

2.5 สรุปผลการวิจัย

1. มุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีผลต่อสภาพการไหลของอากาศที่ไหลผ่านครีบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยเมื่อเราเพิ่มมุมเอียงตัวจาก 0 เป็น 10 องศา รูปแบบการไหลจะเปลี่ยนแนวโน้มจากการไหลตามแนวท่อมาเป็นการไหลตามแนวเกล็ดมากขึ้น แต่แนวโน้มนี้จะลดลงเมื่อมุมเอียงเพิ่มเป็น 20 และ 30 องศาตามลำดับ

2.สภาพการไหลของอากาศมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยเมื่อการไหลเปลี่ยนรูปแบบจากแนวท่อเป็นแนวเกล็ดทำให้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

สามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น และในทางกลับกันเมื่อการไหลเปลี่ยนรูปแบบจากแนวเกล็ดเป็นแนวท่อทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนนั้นลดลง

3. การเพิ่มมุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถเพิ่มค่าประสิทธิผลในการถ่ายเทความร้อนได้ แต่ต้องเอียงด้วยมุมที่เหมาะสมจึงจะมีประสิทธิผลในการถ่ายเทความร้อนสูงสุด โดยมุมที่เหมาะสมนั้นจะขึ้นกับลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งในกรณีที่ทำการศึกษานี้มุมที่เหมาะสมในการจัดวางคือ 10 องศา

2.6 เอกสารอ้างอิง

[1] Davenport, C.J. "Heat transfer and fluid flow in louvered triangular ducts", Ph.D. Thesis, CNAA, Lanchester Polytechnic, 1980

[2] Marlow, E. ,Springer, Karen, A., Thole"Experimental design for flowfield studies of louvered fin". Experiment Thermal and Fluid Science,1998, Vol 18 , pp.258-269

[3] วีรชาติ นวรุ่งเรือง, อุดมเกียรติ นนทแก้ว, พ.ต. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง,"การจำลองสนามการไหลของอากาศผ่านครีบระบายความร้อนแบบเกร็ดด้วยเงื่อนไขที่ขอบแบบพีรีออดิก., การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 16 ปี พ.ศ. 2545

[4] วีรชาติ นวรุ่งเรือง, อุดมเกียรติ นนทแก้ว, พ.ต. อโณทัย สุขแสงพนมรุ้ง,"การวิเคราะห์ผลการไหลแบบสภาวะไม่คงตัวผ่านครีบระบายความร้อนแบบเกล็ด", การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ปี พ.ศ.2546

[5] เจนจิรา เปี่ยมดี, ณัฐ วรยศ, วงกต วงศ์อภัย,และ ณอคุณ สิทธิพงษ์,"ระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์สำหรับระบบปรับอากาศในรถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 16 ปี พ.ศ.2545 หน้า 643-648

[6] Tafti, D.K. , Wang, G. , Lin, W.,"Flow transition in a multilouvered fin array", International Journal of Heat and Mass Transfer,2000, Vol.3, pp.901-919

[7] Wei-Mon, Yan, Pay-Jen, Sheen,"Heat transfer and friction characteristic of fin and tube heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer,2000, Vol.43 , pp.1651-1659

[8] Sahnoun, A., Webb, R.L.,"Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry", International Journal of Heat Transfer,1992, Vol.114 , pp.895-900

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

บทที่ 3
การทดลองศึกษาผลของตัวแปรในการออกแบบ
ต่อลักษณะการไหลและถ่ายเทความร้อน

งานวิจัยในส่วนนี้เป็นการศึกษาผลของตัวแปรทางด้านกายภาพของครีบแบบเกล็ดในชุดแลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีผลต่อลักษณะการไหลและการถ่ายเทความร้อน เช่น ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด เพื่อหาจุดเหมาะสมของตัวแปรดังกล่าวที่มีค่าการถ่ายเทความร้อนดีที่สุด ดังนั้นเบื้องต้นจะต้องศึกษาทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน ทฤษฎีทางพลศาสตร์ของของไหลที่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนแบบธรรมชาติ และค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปตัวแปรไร้มิติเพื่อที่จะเปรียบเทียบค่าที่ได้กับงานวิจัยอื่น

3.1 ทฤษฎีการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ทฤษฎีที่ใช้ในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น ส่วนใหญ่เป็นทฤษฎีหลักทั่วไปในเรื่องการถ่ายเทความร้อน ในหัวข้อนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีที่ใช้ในงานวิจัยนี้โดยเริ่มตั้งแต่นิยามของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดของตัวต้นแบบ และการคำนวณค่าต่างๆเพื่อศึกษาความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

3.1.1 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด (Compact heat exchanger)

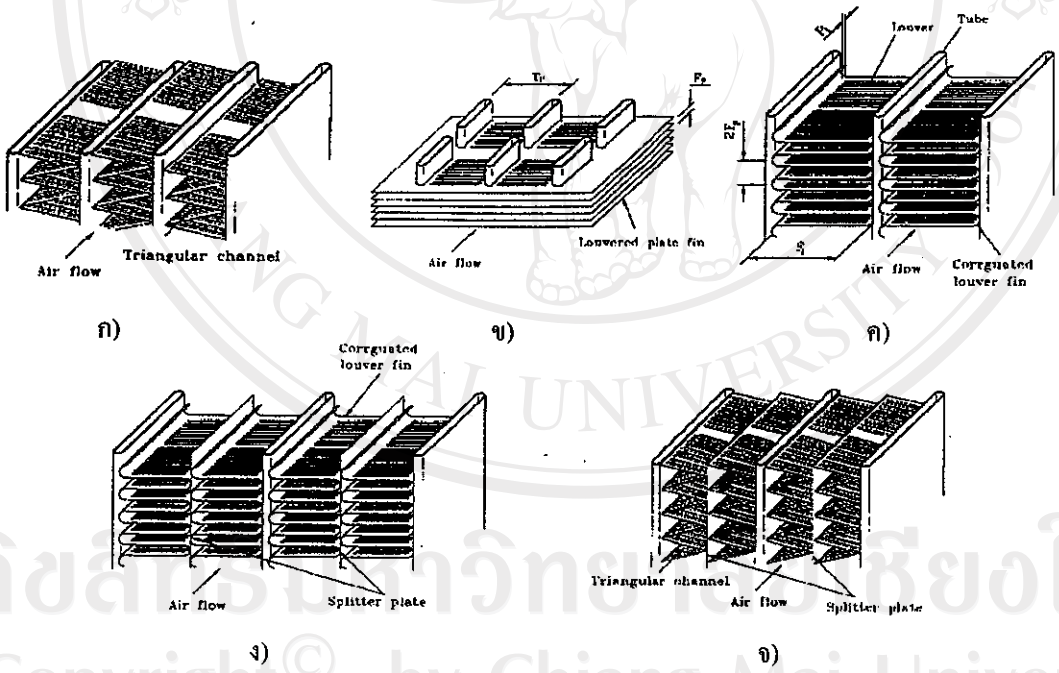
เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ได้มาจากความคิดริเริ่มที่ต้องการจะลดขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้เล็กที่สุด แต่มีพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนสูง เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดจะเรียกชื่อได้ก็ต่อเมื่อ อัตราส่วนระหว่างพื้นที่ถ่ายเทความร้อน (ในหน่วย m^2) กับปริมาตร (ในหน่วย m^3) ของเครื่องมีค่ามากกว่า 660 ขึ้นไป เพื่อให้พื้นที่ในการถ่ายเทความร้อนต่อปริมาตรหนึ่งหน่วยมีค่าสูง (วิวัฒน์, 2536) ตัวอย่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดที่ใช้กันมากเนื่องจากราคาถูกและสามารถหาได้ง่ายตามท้องตลาดคือ คอนเดนเซอร์ระบบปรับอากาศรถยนต์ คอนเดนเซอร์มีหน้าที่ระบายความร้อนจากสารทำความเย็นที่ไหลในท่อออกสู่อากาศภายนอก สภาพความดันของสารทำความเย็นโดยทั่วไปมีความดันระหว่าง 150 – 300 หน่วย SI โดยคอนเดนเซอร์สามารถทนความดันได้สูง 400 – 500 หน่วย SI (วีระพจน์ และภักดี,

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

2527) ในงานวิจัยนี้จะทำการจำลองโดยขยายขนาดของครีบที่ใช้ในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ครีบแบบมีเกล็ด ในอัตราส่วนขยาย 15:1 เพื่อที่จะศึกษาลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้การระบายความร้อนจากอากาศร้อนที่ไหลผ่านครีบเกล็ด โดยความร้อนจะถูกถ่ายเทให้แก่น้ำหรือของไหลซึ่งไหลอยู่ภายในท่อ งานวิจัยนี้จะได้ศึกษาถึงผลกระทบของอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ดที่มีต่อความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของครีบเกล็ด ซึ่งทฤษฎีและหลักการคำนวณต่างๆที่เกี่ยวข้องจะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

3.1.2 ลักษณะในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและครีบเกล็ด

โดยทั่วไปแล้วหลักการของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดใช้ครีบระบายความร้อนแบบเกล็ดนี้คือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างอากาศที่ไหลผ่านครีบภายนอกกับของไหลที่ไหลอยู่ภายในท่อ โดยอัตราความร้อนที่ถูกถ่ายเทนั้นสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของอุณหภูมิของไหลที่เปลี่ยนแปลงเมื่อของไหลไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังสมการ



รูปที่ 3.1 ลักษณะโครงสร้างส่วนประกอบของคอนเดนเซอร์รถยนต์แบบต่างๆ ก) ท่อแบนติดครีบเกล็ดย่นแบบทางเข้าสามเหลี่ยม ข) ท่อและผ่านติดครีบ ค) ท่อแบนครีบเกล็ดย่นแบบทางเข้าสี่เหลี่ยม ง) ท่อแบนกับแผ่นแยกครีบเกล็ดย่นแบบทางเข้าสี่เหลี่ยม จ) ท่อแบนกับแผ่นแยกครีบเกล็ดย่นแบบทางเข้าสามเหลี่ยม [Chang and Wang 1996]

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h}\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right)$$ สำหรับของไหลร้อน (3.1)

และ $$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c}\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right)$$ สำหรับของไหลเย็น (3.2)

ในการแสดงค่าสมรรถนะของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแสดงได้หลายรูปแบบ แต่ในงานวิจัยที่ผ่านมามักแสดงในรูปค่าประสิทธิผลซึ่งสามารถหาได้จาก

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \tag{3.3}$$

ซึ่งในการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้นสามารถทำได้ โดยใช้วิธีหาค่าความแตกต่างอุณหภูมิแบบล็อกมีน (Logarithmic mean temperature differenceหรือ LMTD) โดยความร้อนที่แลกเปลี่ยนระหว่างของไหลร้อนและเย็นสามารถเขียนในรูปของค่าความแตกต่างของอุณหภูมิล็อกมีนได้ดังนี้

$$Q = FUA\Delta T_{lm} \tag{3.4}$$

โดย ΔT_{lm} คือ ค่าแตกต่างของอุณหภูมิแบบล็อกมีน

F คือ แฟกเตอร์แก้ (Correction Factor)

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \tag{3.5}$$

เมื่อ ΔT_1 และ ΔT_2 คืออุณหภูมิแตกต่างระหว่างของไหลทั้งสองชนิด

เมื่อพิจารณาตามหลักการการถ่ายเทความร้อนแล้ว พบว่าลักษณะรูปร่างของคอนเดนเซอร์รถยนต์ซึ่งประกอบด้วยท่อแบน (Flat tube) ที่ติดครีบแบบเกล็ด (Louver fin) ดังนั้นการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะคิดเทียบพื้นที่ผิวนอกและผิวในของท่อ และพื้นที่ผิวของครีบแบบเกล็ดตามลำดับ ดังนั้นในกรณีของท่อชั้นเดียวและติดครีบสามารถคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) ได้จากสมการ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta h_o A_o} + \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\delta_w}{k_w A_w} \qquad (3.6)$$

โดยค่า η คือค่าประสิทธิภาพของครีบ

ส่วนค่า h_o คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทางด้านของไหลที่เป็นอากาศ ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมานิยมหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนี้ในรูปของ โคเบิร์น แฟกเตอร์ (Coburn factor, j) เนื่องจากค่านี้เป็นตัวแปรไร้หน่วยจึงสามารถนำไปเปรียบเทียบกับผลที่ได้จากงานวิจัยอื่นๆได้โดยตรง

นอกจากนี้การแสดงสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนยังสามารถแสดงได้ในรูปประสิทธิภาพการไหลได้อีกด้วย เช่นงานวิจัยของ Ralph และ Webb (1991) ได้เสนอสมการการทำนายประสิทธิภาพการไหลของอากาศผ่านครีบเกล็ด โดยการไหลในการทดลองดังกล่าวนี้เป็นแบบบังคับและเป็นการอุ่นอากาศ แต่ในงานวิจัยเป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติและเป็นการหล่อเย็นอากาศ แต่อย่างไรก็ตามในงานวิจัยนี้ได้ทดลองทั้งการพาความร้อนแบบบังคับและแบบธรรมชาติเพื่อที่จะได้เปรียบเทียบผลการทดลองกับงานวิจัยอื่นได้ ดังนั้นจึงได้นำสมการดังกล่าวนี้มาทำนายประสิทธิภาพการไหลของอากาศร้อนด้วย ซึ่งประสิทธิภาพการไหลสามารถหาได้จากสมการของ Ralph และ Webb (1991) ดังนี้

$$\eta = 0.95\left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.23} \qquad \text{กรณี } Re_{Lp} > Re^* \qquad (3.7)$$

$$\eta = 0.091(Re_{Lp})^{0.39}\left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.44}\left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.3} \qquad \text{กรณี } Re_{Lp} < Re^* \qquad (3.8)$$

และ

$$\eta = 0.95\left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.23} - 0.00003717x\left[828\left(\frac{2\theta}{\pi}\right)^{-0.34} - Re_{Lp}\right]x\left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{-1.35}\left(\frac{2\theta}{\pi}\right)^{-0.61}$$

$$\text{กรณี } Re_{Lp} = Re^* \qquad (3.9)$$

เมื่อ

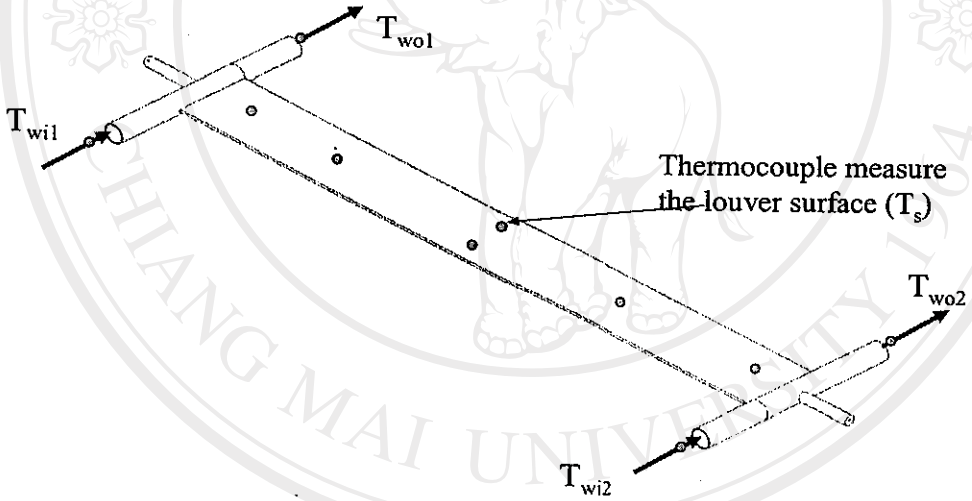
$$Re^* = 828\left(\frac{\theta}{90}\right)^{-0.34} \qquad (3.10)$$

$$Re_{Lp} = \frac{\rho v L_p}{\mu} = \frac{v L_p}{\upsilon} \qquad (3.11)$$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

จุดประสงค์หนึ่งของงานวิจัยนี้คือการหาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของครีบเกล็ด เพื่อแสดงสมรรถนะในการระบายความร้อนของครีบเกล็ด โดยจะคำนวณหาค่าในรูปของ j โคเบิร์น แฟกเตอร์ และทำนายประสิทธิภาพการไหลโดยอาศัยสมการจากงานวิจัยของ Ralph และ Webb (1991) เนื่องจากงานวิจัยนี้ได้ดำเนินการทดลองโดยอาศัยชุดทดลองที่ขยายขนาดของครีบเกล็ดภายในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีจำหน่ายในท้องตลาดทั่วไป ทั้งนี้เพื่อติดตั้งท่อระบายความร้อนที่อาศัยน้ำเป็นของไหลรับความร้อนจากความร้อนทิ้ง ลักษณะการถ่ายเทความร้อนจะผ่านครีบเกล็ดไปสู่น้ำป้อนในท่อทั้งสองข้าง (ดังแสดงในรูปที่3.2) ซึ่งท่อน้ำป้อนทั้งสองข้างนี้ไม่ได้สัมผัสอากาศร้อน ดังนั้นในงานวิจัยนี้สามารถหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนได้จากสมการที่ 3.1 โดยสามารถจัดให้อยู่ในรูปการถ่ายเทความร้อนให้น้ำได้เป็น

$$Q = \dot{m}_w c_p \Delta T \tag{3.12}$$



รูปที่ 3.2 ลักษณะของครีบเกล็ดที่ใช้ในการทดลอง

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

โดยน้ำเข้าและออกระบบจะมีสองสายดังแสดงในรูปที่ 3.2 ดังนั้นค่าความร้อนที่จะเป็นดังนี้

$$Q_1 + Q_2 = \dot{m}_w c_p \Delta T_1 + \dot{m}_w c_p \Delta T_2 = \dot{m}_w c_p (\Delta T_1 + \Delta T_2) = Q_{total} \tag{3.13}$$

ทั้งนี้

$$q'' = \frac{Q_{total}}{A_s} \tag{3.14}$$

$$h = \left| \frac{q''}{T_s - T_{ref}} \right| \tag{3.15}$$

h ในที่นี้คือ สัมประสิทธิ์การพาความร้อนภายนอกผิวครีบเกล็ด h_0 ในงานวิจัยนี้จะใช้อุณหภูมิของอากาศไหลอิสระ เป็นอุณหภูมิอ้างอิง ในลักษณะเดียวกับ Lyman และคณะ (2002) นอกเหนือจากการใช้อุณหภูมิอื่นๆ เป็นอุณหภูมิอ้างอิงอาทิ อุณหภูมิบัลค์ของการไหลภายในท่อ

ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ เป็นตัวแปรไร้มิติที่บ่งบอกถึงความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของครีบเกล็ดที่ถูกนำเสนอในงานวิจัยที่ผ่านมา ดังนั้นเพื่อให้ผลการทดลองที่ได้สามารถเปรียบเทียบได้กับผลการทดลองของงานวิจัยอื่นๆ ผู้วิจัยจึงเลือกที่จะนำเสนอความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของครีบเกล็ดในรูปของ j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ซึ่งสามารถหาได้จาก

$$j = \frac{hPr^{2/3}}{Gc_p} \tag{3.16}$$

โดยสามารถหา G จากสมการ

$$G = \frac{\dot{m}_a}{A_{ff}} = \frac{\rho A v}{A_{ff}} \tag{3.17}$$

3.2 ทฤษฎีทางพลศาสตร์ของของไหลที่เกี่ยวข้องกับการพาความร้อนแบบธรรมชาติ

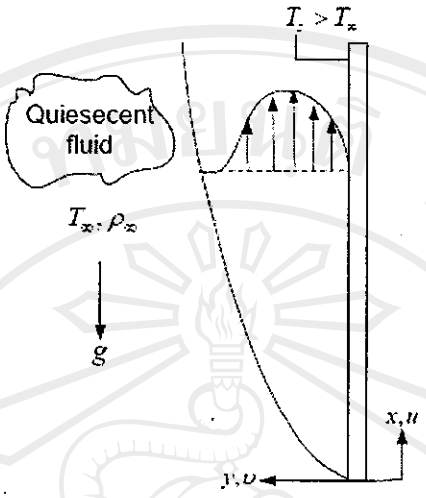
ในการศึกษาการไหลของอากาศผ่านครีบเกล็ดที่เป็นการถ่ายเทความร้อนแบบการพาความร้อนโดยวิธีธรรมชาตินั้น มีความแตกต่างจากการการพาความร้อนแบบบังคับที่ลักษณะของแรงที่กระทำให้เกิดการไหล การพาความร้อนแบบบังคับจะอาศัยแรงที่กระทำจากภายนอก ส่วนการพาความร้อนโดยวิธีธรรมชาติจะอาศัยแรงลอยตัวโดยอาศัยผลต่างของอุณหภูมิช่วยทำให้ของไหลเกิดการเคลื่อนที่ของของไหลดังแสดงในรูปที่ 3.3

รูปที่ 3.3 แสดงลักษณะของชั้นขอบเขตการไหลของของไหลเมื่อแผ่นเรียบวางในแนวตั้งมีความอุณหภูมิมากกว่าอุณหภูมิของของไหลภายนอก $T_s > T_\infty$ ซึ่งการไหลในชั้นขอบเขตการไหลนั้นเกิดจากแรงลอยตัวไปในแนวแกน x ส่วนความเร็วในแนวแกน y จะเท่ากับศูนย์เมื่ออยู่ในตำแหน่ง $y = 0$ และ $y \to \infty$ ซึ่งเป็นของไหลในชั้นที่ไม่ได้รับอิทธิพลจากอุณหภูมิ T_s นั่นเอง เมื่อพิจารณาจากรูปที่ 3.3 สามารถนำมาวิเคราะห์ลักษณะการไหลของการพาความร้อนโดยวิธีธรรมชาติ โดยทฤษฎีที่นำมาวิเคราะห์ในลำดับแรกก็คือสมการควบคุม (Governing Equation)

สมการควบคุมที่นำมาใช้กับการพาความร้อนแบบธรรมชาตินั้นคล้ายกันกับการพาความร้อนแบบบังคับ ซึ่งมีสมการอนุรักษ์โมเมนตัม สมการอนุรักษ์มวล และสมการอนุรักษ์พลังงาน แต่

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สิ่งที่แตกต่างระหว่าง การพาความร้อนแบบธรรมชาติและการพาความร้อนแบบบังคับคือสมการอนุรักษ์โมเมนตัม ซึ่งลักษณะการไหลของของไหลจะแตกต่างกัน เนื่องจากการไหลแบบบังคับ



รูปที่ 3.3 ชั้นขอบเขตการไหลของแผ่นเรียบร้อนในแนวตั้ง [Oosthuisen, 2003]

ใช้แรงจากภายนอกมาทำให้เกิดโมเมนตัมขึ้น ส่วนการไหลแบบธรรมชาติอาศัยแรงที่เกิดจากผลต่างของความดันและความหนาแน่นของของไหล สมการควบคุมที่ใช้ในการวิเคราะห์การไหลในระบบการพาความร้อนแบบธรรมชาติ สามารถเขียนให้อยู่ในสมการอนุรักษ์มวล สมการอนุรักษ์ โมเมนตัม และสมการอนุรักษ์พลังงาน ตามลำดับได้ดังนี้คือ

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=0 \tag{3.18}$$

$$u\frac{\partial u}{\partial x}+v\frac{\partial u}{\partial y}=g\beta(T-T_\infty)+\upsilon\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \tag{3.19}$$

$$u\frac{\partial T}{\partial x}+v\frac{\partial T}{\partial y}=\alpha\frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \tag{3.20}$$

จากสมการข้างต้น สามารถทำให้ตัวแปรอยู่ในเทอมของตัวแปรไร้มิติ โดยตัวแปรต่างๆ ในรูปตัวแปรไร้มิติในสมการควบคุมจะถูกกำหนดให้อยู่ในรูป

$$x^* \equiv \frac{x}{L} \qquad y^* \equiv \frac{y}{L}$$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

$$u^* \equiv \frac{u}{u_0} \qquad v^* \equiv \frac{v}{u_0} \qquad T^* \equiv \frac{T - T_\infty}{T_s - T_\infty}$$

เมื่อ L คือ Characteristic length และ u_0คือ ความเร็วขาเข้า ดังนั้นสามารถเขียนสมการโมเมนตัม และสมการพลังงานได้ในรูปของ

$$u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0{}^*} T^* + \frac{1}{\mathrm{Re}_L} \frac{\partial^2 u^*}{\partial y^{*2}} \tag{3.21}$$

$$u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{1}{\mathrm{Re}_L \mathrm{Pr}} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \tag{3.22}$$

ตัวแปรไร้มิติเทอมแรกทางด้านขวาของสมการ (3.21) คือแรงลอยตัวอันเกิดจากความแตกต่างของความหนาแน่นของของไหล อย่างไรก็ตามในสมการนี้ยังมีตัวแปรที่ไม่ทราบค่าคือ u_0 ดังนั้นเพื่อกำจัดตัวแปรดังกล่าวจะได้นำ $\mathrm{Re}_L{}^2 = (u_0 L/\upsilon)^2$ คูณเข้ากับพจน์แรกด้านขวาของสมการที่ 3.21 จะได้ตัวแปรไร้มิติในรูปของ Grashof number (Gr_L) เป็น

$$Gr_L = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L}{u_0{}^2}\left(\frac{u_0 L}{\upsilon}\right)^2 = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^3}{\upsilon^2} \tag{3.23}$$

คำตอบของสมการชุดดังกล่าวข้างต้น สามารถเขียนได้ในรูปของความสัมพันธ์ของอุณหภูมิในรูปตัวแปรไร้หน่วยดังนี้

$$T^* = f(x^*, y^* \mathrm{Re}_{Lp}, \mathrm{Pr}, \frac{dp^*}{dx^*}) \tag{3.24}$$

เมื่อ dp*/dx* เป็นค่าที่ขึ้นอยู่กับ u* และ v*

จากสมการหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถหาได้จากสมการ

$$h = -k_f \frac{(T_\infty - T_s)}{(T_s - T_\infty)} \frac{\partial T^*}{\partial y^*}\bigg|_{y^*=0} = +\frac{k_f}{L} \frac{\partial T^*}{\partial y^*}\bigg|_{y^*=0} \tag{3.25}$$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สมการ 3.25 สามารถให้อยู่ในรูปตัวแปรไร้หน่วยในรูปของตัวเลขนัสเซส์ลได้คือ

$$Nu = \frac{hk}{L} = +\left.\frac{\partial T^*}{\partial y^*}\right|_{y^*=0} \qquad (3.26)$$

จากสมการที่ 3.26 จะเห็นได้ว่า Nu เป็นตัวแปรไร้มิติที่ขึ้นนอยู่กับ T* ดังนั้น Nu จึงเป็นตัวแปรไร้มิติที่ขึ้นอยู่กับตัวแปรที่แปรตามอุณหภูมิด้วยดังนั้นสามารถเขียนความสัมพันธ์ของ Nu ในรูปของฟังชันก์ได้เป็น

$Nu = f(\mathrm{Re}_{Lp}, \mathrm{Pr})$ กรณีการพาความร้อนแบบบังคับ (3.27)

และ $Nu = f(Gr_L, \mathrm{Pr})$ กรณีการพาความร้อนแบบธรรมชาติ (3.28)

ในการทฤษฎีการพาความร้อนแบบธรรมชาตินอกจากมีตัวแปรที่เกี่ยวข้องดังที่กล่าวมาข้างต้นแล้ว ยังมีค่าตัวแปรไร้หน่วยหรือไร้มิติเกี่ยวข้องอีกด้วย ดังจะได้กล่าวในหัวข้อต่อไป

3.3 การวิเคราะห์มิติ

การวิเคราะห์มิติเป็นเทคนิคทางคณิตศาสตร์ที่ใช้สำหรับศึกษาเกี่ยวกับหน่วยต่าง ๆ และใช้สำหรับแก้ปัญหาทางกลศาสตร์ของไหล การวิเคราะห์มิติจะช่วยให้เข้าใจถึงปรากฏการณ์ของการไหล ช่วยทำนายตัวแปรที่มีผลกระทบต่อการไหล ช่วยในการรวมตัวแปรเข้าเป็นกลุ่มตัวแปรไร้มิติ การวิเคราะห์มิติมีอยู่ 2 วิธี คือ

- วิธีการของราเลย์ (Raleigh's method)
- วิธีการตามทฤษฎีพายของบัคกิ้งแฮม (Buckingham π-theorem)

ซึ่งวิธีการของราเลย์นั้นเหมาะสำหรับใช้กับกรณีที่มีตัวแปรไม่เกิน 4 ตัว ส่วนวิธีการตามทฤษฎีพายของบัคกิ้งแฮมนั้นเหมาะสำหรับใช้ในกรณีที่มีตัวแปรมากกว่า 4 ตัว ซึ่งจะถูกนำมาใช้ในงานวิจัยนี้

3.3.1วิธีการตามทฤษฎีพายของบัคกิ้งแฮม (Buckingham π-theorem)

บัคกิ้งแฮมเป็นผู้นำเสนอทฤษฎีนี้ขึ้นในปี ค.ศ. 1915 ในปรากฏการณ์ใด หากต้องการหาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรต้นและตัวแปรตาม ถ้าหากมีตัวแปรทั้งหมด n ตัว และตัวแปรจำนวน n ตัวนี้มีจำนวนมิติพื้นฐานอยู่ m ตัวแล้ว ก็จะสามารถจัดตัวแปรเหล่านี้ให้เป็นกลุ่มของตัวแปรที่ไม่

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

มีมิติหรือไร้มิติ (Dimensionless group) ได้ถึง n-m กลุ่ม และถ้าหาก $A_1, A_2, A_3 \ldots A_n$ เป็นตัวแปรต่าง ๆ เช่น ความยาว ความหนืด ความเร็ว ความกว้าง เป็นต้น ตัวแปรเหล่านี้มีผลกระทบต่อปรากฏการณ์ที่จะเกิดขึ้นแล้ว ก็จะสามารถเขียนความสัมพันธ์ของตัวแปรเหล่านี้ให้อยู่ในรูปของฟังก์ชั่นได้เป็น

$$F(A_1, A_2, A_3 \ldots A_n) = 0 \qquad (3.29)$$

ถ้าตัวแปรเหล่านี้มีมิติพื้นฐานถึง m ชนิดแล้ว ความสัมพันธ์ของกลุ่มตัวแปรที่ไร้มิติจำนวน (n-m) กลุ่มในรูปของฟังก์ชันก็จะเป็น

$$f(\pi_1, \pi_2, \pi_3 \ldots \pi_{n-m}) = 0 \qquad (3.30)$$

เมื่อ π เป็นกลุ่มตัวแปรไร้มิติที่ได้จากผลคูณหรือผลหารของตัวแปรต่าง ๆ ในจำนวน n ตัวนั้น ซึ่งมิติพื้นฐานของตัวแปรต่าง ๆ เป็นดังตารางที่ 1

เนื่องจาก π เป็นกลุ่มของตัวแปรที่ไร้มิติ ดังนั้นการเอาค่าคงที่มาคูณหรือหาร หรือการเปลี่ยนกำลังก็จะไม่ทำให้คุณสมบัติเฉพาะของ π เปลี่ยนแปลงไป นอกจากนี้ยังสามารถจัด π แต่ละตัวขึ้นเป็นกลุ่มในระหว่างพวกของมันเองได้อีกด้วยถ้าหากต้องการทำเป็นเทอมที่ไร้มิติ (Dimensionless term)

3.3.2 การใช้ทฤษฎีพาย (Application of π-theorem)

ในการใช้ทฤษฎีพายนั้นจะต้องใช้ระบบ M L T (มวล ความยาว เวลา) เป็นมิติพื้นฐานซึ่งจะเรียกตัวแปรในสมการ (1) ตัวที่ขึ้นอยู่กับตัวแปรอื่นว่าตัวแปรตาม (Dependent variable) และเรียกตัวแปรที่ไม่ขึ้นอยู่กับตัวแปรอื่นว่าตัวแปรอิสระ (impendent variable) และเพื่อให้ผลลัพธ์ที่หาได้มีความถูกต้องสมบูรณ์ ดังนั้นในการเลือกตัวแปรจึงไม่เพียงแต่จะเลือกตัวแปรได้เหมาะสมเท่านั้น แต่ยังต้องรู้ด้วยว่าตัวแปรไหนเป็นตังแปรตามและตัวไหนเป็นตัวแปรอิสระ การนำเอาตัวแปรที่ไม่มีความสำคัญเข้ามาร่วมด้วยถึงแม้จะสามารถหาความสำคัญระหว่างตัวแปรกลุ่มนั้นได้ก็ตาม ตามแปรนั้นก็ไม่มีความหมายใด ๆ ทั้งสิ้น

ตัวแปรในกลศาสตร์ของไหลสามารถจำแนกออกเป็นกลุ่ม ๆ ได้ดังนี้

1. กลุ่มที่บอกให้ทราบถึงรูปร่างสัณฐาน (Geometry) และขนาดของระบบ เช่น ความยาว พื้นที่ ปริมาตร ความลาดเอียง เป็นต้น
2. กลุ่มที่บอกให้ทราบถึงด้านของการเคลื่อนไหว (Kinematics) และเกี่ยวกับทางด้านของแรง (Dynamic) เช่น ความเร็ว ความลาดชันของความเร็ว (Velocity gradient) อัตราความเร็วเชิงมุม ขนาดของความดัน การลดหลั่นของความเร็ว โมเมนตัม พลังงาน และกำลัง เป็นต้น
3. กลุ่มที่บอกรายละเอียดเกี่ยวกับคุณสมบัติทางกายภาพของของไหล เช่น น้ำหนักจำเพาะ ความหนืด ความหนาแน่น ความตึงผิว ความยืดหยุ่น และความดันไอ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

3.3.3 ลำดับขั้นของการใช้ทฤษฎีพาย (π-theorem)

1. เขียนตัวแปรทั้ง n ตัวที่มีอยู่ในโจทย์ และเขียนความสัมพันธ์ในรูปของฟังก์ชัน
2. หาตัวแปรที่เป็นตัวแปรตาม (Dependent variable)
3. ให้จำนวนชนิดของมิติพื้นฐานที่มีอยู่ในตัวแปรทั้งหมดเป็น m ตัว จากนั้นให้เลือกตัวแปรซ้ำ (repeating variable) เลือกได้มากที่สุดจำนวน m ตัว (เท่ากับจำนวนชนิดของมิติพื้นฐาน) ห้ามเอาตัวแปรตามมาเป็นตัวแปรซ้ำ ตัวแปรซ้ำนี้ควรเลือกมาจากกลุ่มของตัวแปรกลุ่มละตัว และควรจะเลือกตัวแปรซ้ำที่มีมิติพื้นฐานครบทุกชนิด ห้ามนำเอาตัวแปรซ้ำมารวมกับกลุ่มของตัวแปรซ้ำด้วยกันเองเพื่อทำเป็นตัวแปรไร้มิติที่เรียกชื่อว่า π-term
4. ยกกำลังตัวแปรซ้ำแต่ละตัวด้วยตัวที่ยังไม่ทราบค่าจากนั้นนำตัวแปรอื่นเข้ามาเพิ่มอีก 1 ตัว เพื่อที่จะได้ทำเป็น π-term
5. หาค่าของกำลังที่ยังไม่ทราบค่าของตัวแปรแต่ละตัว โดยการให้ผลบวกของกำลังของมิติพื้นฐานมีค่าเป็นศูนย์
6. ทำซ้ำข้อ 4 และ 5 จนได้ของจำนวน π ครบจำนวน (n-m) ตัว

จากงานวิจัยของ Chang และ Wang (1996) ได้เสนอสมการตัวแปรไร้มิติในรูปของ j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบเกล็ดโดยมีสมการเริ่มต้นเป็น

$$j = C_1 Re_{Lp}^{C_2} \tag{3.31}$$

จากการทดลองจะได้สมการทำนายค่า j เป็น

$$j = Re_{Lp}^{-0.49}\left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.27}\left(\frac{F_p}{L_p}\right)^{-0.14}\left(\frac{F_l}{L_p}\right)^{-0.29}\left(\frac{T_d}{L_p}\right)^{-0.23}\left(\frac{L_l}{L_p}\right)^{0.68}\left(\frac{T_p}{L_p}\right)^{-0.28}\left(\frac{\delta}{L_p}\right)^{-0.05} \tag{3.32}$$

เมื่อ C_1 และ C_2 เป็นค่าคงที่ที่ขึ้นกับลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ดังนั้นงานวิจัยที่เกี่ยวข้องที่ผ่านมาทั้งหมดดังที่กล่าวไปแล้วในบทที่ 1 และ งานวิจัยของ Chang และ Wang (1996) สามารถชี้นำได้ว่า นอกจากค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ มีความสัมพันธ์กับตัวตัวแปรที่กล่าวข้างต้นแล้ว ยังมีความสัมพันธ์กับลักษณะทางกายภาพของครีบเกล็ดอีกด้วย

โดยค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สามารถหาได้จากสมการ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

$$j = \frac{\dot{m}c_{pw}(T_{wo1} - T_{wi1} + T_{wo2} - T_{wi2})}{A_s(T_s - T_{ref})} \frac{Pr^{2/3} A_{ff}}{\rho A_p v c_{pa}} \tag{3.33}$$

$$j = \frac{hPr^{2/3}}{Gc_p} \tag{3.34}$$

$$\mathrm{Re}_{Lp} = \frac{\rho \mathrm{v} \mathrm{L_p}}{\mu} = \frac{\mathrm{v} \mathrm{L_p}}{\upsilon} \tag{3.35}$$

ในงานวิจัยนี้ได้ทำการวิเคราะห์มิติของตัวแปรที่เกี่ยวข้องกับค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ (รายละเอียดการวิเคราะห์มิติแสดงในภาคผนวก) แล้วพบว่า นอกจากค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะแปรตามลักษณะทางกายภาพของครีบเกล็ดเช่นเดียวกับงานวิจัยของ Chang และ Wang (1996) ในงานวิจัยนี้ยังพบว่ามีตัวแปรไร้มิติที่แตกต่างจากงานวิจัยของ Chang และ Wang (1996) นั่นคือ Gr เนื่องจากงานวิจัยนี้เป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติที่มีผลต่างของอุณหภูมิเป็นตัวกำหนด รูปแบบการไหลแตกต่างจากงานวิจัยของ Chang และ Wang (1996) ที่เป็นการพาความร้อนแบบบังคับซึ่งจะมีตัวเลขเรย์โนลดส์เป็นตัวกำหนดสภาพการไหล ดังนั้นสามารถเขียนความสัมพันธ์ของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ในงานวิจัยนี้ได้เป็น

$$\frac{h}{Gc_p} = f(\frac{F_p}{L_p}, Re_{Lp}, Gr, \frac{\theta *}{90}, Pr) \tag{3.36}$$

งานวิจัยนี้จะได้แสดงผลในรูปของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ โดยวิธีการคำนวณค่าต่าง ๆ จะได้แสดงไว้ในภาคผนวก ทั้งนี้รายละเอียดเกี่ยวกับวิธีดำเนินการวิจัยจะได้นำเสนอในบทต่อ ๆ ไป

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

บทที่ 4
วิธีดำเนินงานวิจัย

วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยนี้คือเพื่อศึกษาผลของ ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของครีบแบบเกล็ดกับอากาศร้อนที่ลอยตัวแบบธรรมชาติ ณ ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำ เพื่อนำค่าที่ได้ไปออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับการพาความร้อนแบบธรรมชาติในลำดับต่อไป ในงานวิจัยนี่จะได้ปรับเปลี่ยนอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบกับระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ดโดยมีความคาดหวังว่าการปรับเปลี่ยนลักษณะทางกายภาพของครีบแบบเกล็ดดังที่กล่าวข้างต้นนั้นจะช่วยเปลี่ยนรูปแบบการไหลจากแนวท่อเป็นแนวเกล็ดมากขึ้น และได้ทดสอบการถ่ายเทความร้อนครีบแบบเกล็ดเพื่อวิเคราะห์ว่าตัวแปรดังกล่าวมีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อนอย่างไร โดยวิธีดำเนินงานวิจัย คือ การสร้างชุดทดสอบถ่ายเทความร้อนของครีบแบบเกล็ดเพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อนในรูปของ j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ซึ่งการออกแบบครีบเกล็ด วิธีการทดลองและอุปกรณ์การทดสอบจะได้กล่าวถึงรายละเอียดดังนี้

4.1 การออกแบบการทดลอง

ในงานวิจัยนี้ได้ออกแบบชุดทดสอบให้ชุดทดลองมีความคล้ายคลึงกันกับงานวิจัยของ ปฏิภาณ (2547) และ เจนจิรา (2545) เนื่องจากทั้งสองงานวิจัยนี้ได้ทดสอบการใช้คอนเดนเซอร์ปรับอากาศรถยนต์เพื่อเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการพาความร้อนโดยผลต่างอุณหภูมิอากาศหรือการพาความร้อนแบบธรรมชาติ ดังจะกล่าวรายละเอียดของการทดลองทั้งสองในบทต่อไป โดยคอนเดนเซอร์รถยนต์ที่ใช้มีครีบแบบเกล็ด ดังนั้นเพื่อออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบใหม่ที่มีสมรรถนะดีกว่า ผู้วิจัยจึงได้ขยายขนาดของครีบเกล็ดในคอนเดนเซอร์รถยนต์โดยมีขนาด 15 : 1 เพื่อให้สะดวกต่อการสร้างครีบเกล็ดและการขยายขนาดไม่ได้มีผลต่อชั้นขอบเขตการไหล (Lyman และ คณะ, 2002) ครีบเกล็ดที่ใช้ออกแบบให้ใช้เหล็กเป็นวัสดุ เนื่องจากมีค่าความร้อนสูงและราคาที่ถูก ขนาดของฮีตเตอร์ที่ใช้เป็น 1250 วัตต์/ตารางเมตร 5 ตัว เพื่อให้เพียงพอต่อการก่อให้เกิดผลต่างอุณหภูมิที่ให้ค่าความเร็วของอากาศร้อนขาเข้าได้เท่าที่ต้องการคือที่ 0.1-1.2 เมตร/วินาที (อุณหภูมิ 40-110 $^{\circ}$C) หรือให้ได้ตัวเลขเรย์โนลดส์ตามที่ต้องการคือตั้งแต่ 232.59-1023.67

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

โดยได้มีเครื่องหรี่ไฟฟ้าเป็นตัวกำหนดปริมาณไฟฟ้าเข้าเพื่อที่จะได้ปริมาณไฟฟ้าตามที่ต้องการ รายละเอียดของชุดทดลองและครีบเกล็ดที่ใช้ในการทดลองนี้แสดงในตารางที่ 4.1

ตารางที่ 4.1 ตัวแปรที่ปรับเปลี่ยนในการทดสอบ

ตัวแปร	โมเดล (15:1)
ระยะห่างระหว่างครีบ (F_p)	3 cm
ระยะห่างระหว่างเกล็ด (L_p)	2-4 cm
อัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระระห่างระหว่างเกล็ด (Fp/Lp)	0.75-1.5
มุมเอียงเกล็ด (θ)	18-40°
ความยาวเกล็ด (L_l)	4.5 cm
อุณหภูมิอากาศขาเข้า (T_{ai})	40-110 ° C
ความเร็วอากาศขาเข้า (v_{ai})	0.1-1.2 m/s
ตัวเลขเรย์โนลส์ดอากาศ (Re_{Lp})	(ขาเข้า) 232.59-1023.67
ระยะห่างระหว่างพื้นที่เรียบกับครีบเกล็ด (S_2)	37.5 mm
ระยะห่างของพื้นที่เรียบบริเวณด้านข้างครีบเกล็ด (S_1)	39.75 mm

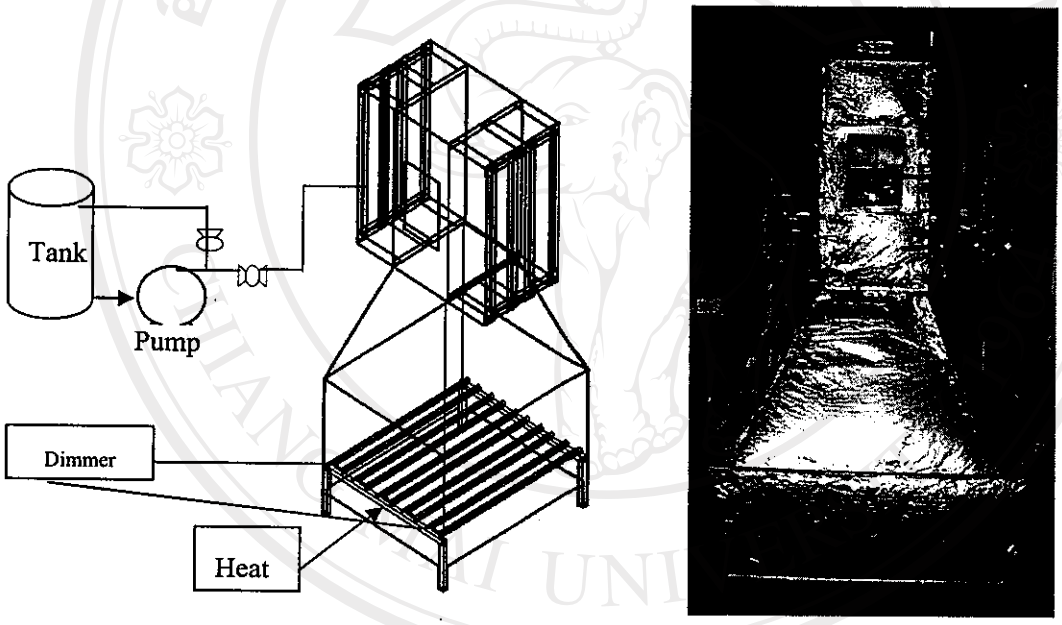
ในงานวิจัยนี้ได้ทดลองทั้งการพาความร้อนแบบธรรมชาติและแบบบังคับเพื่อที่จะได้นำผลการทดลองไปเปรียบเทียบกับงานวิจัยอื่นได้ โดยในการพาความร้อนแบบธรรมชาติจะทำให้เกิดผลต่างของอุณหภูมิขาเข้าชุดทดสอบกับอุณหภูมิอากาศปกติโดยใช้ฮีตเตอร์ และหลังจากทดสอบการพาความร้อนที่ตัวแปรทางกายภาพต่าง ๆ แล้ว ผู้วิจัยได้จัดชุดทดลองเพื่อให้เป็นการพาความร้อนแบบบังคับโดยได้ติดพัดลมดูดอากาศที่ปล่องทางเข้าของชุดทดลอง โดยกลับขั้วพัดลมดูดอากาศให้เป็นเป่า พัดลมที่ใช้มีขนาด 18 ลูกบาศก์เมตร/นาที จากการคำนวณซึ่งแสดงในภาคผนวกพบว่าเพียงพอต่อการทำให้เกิดความเร็วลมเท่าที่ต้องการ โดยมีเครื่องหรี่ไฟในการปรับปริมาณไฟฟ้าเข้าพัดลมเพื่อปรับความเร็วลมให้ได้ตามที่ต้องการ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

4.2 หลักการทำงานและการออกแบบชุดทดสอบการหาค่าการถ่ายเทความร้อนของครีบแบบเกล็ด

การออกแบบและทดสอบครีบแบบเกล็ดในงานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์หลักเพื่อให้ได้ชุดทดลองที่นำไปใช้เพื่อหาค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของครีบแบบเกล็ดในการรับความร้อนจากอากาศร้อน ชุดทดลองข้างต้นสามารถปรับอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบกับระยะห่างระหว่างเกล็ดและมุมเอียงเกล็ดต่างๆ โดยการนำเสนอในหัวข้อนี้จะได้กล่าวถึงชุดการทดลองดังกล่าว ส่วนแรกจะเป็นการนำเสนอหลักการทำงานของชุดทดสอบและวิธีการทดสอบ ส่วนที่สองจะเป็นการนำเสนอข้อมูลการออกแบบครีบเกล็ดที่ใช้ในการทดสอบ และส่วนสุดท้ายจะนำเสนอข้อมูลของอุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ

4.2.1 หลักการทำงานของชุดทดสอบและวิธีการทดสอบ

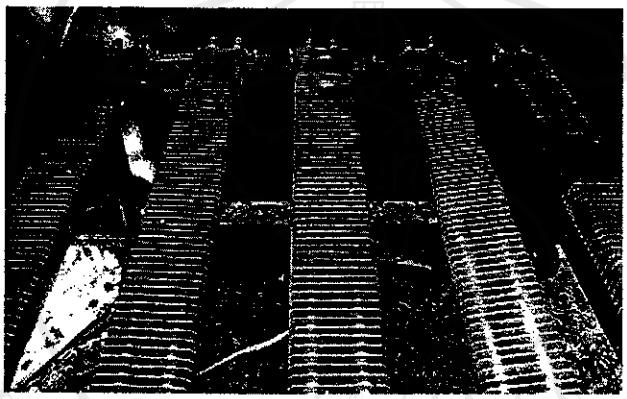


รูปที่ 4.1 ชุดทดสอบหาค่าการถ่ายเทความร้อน

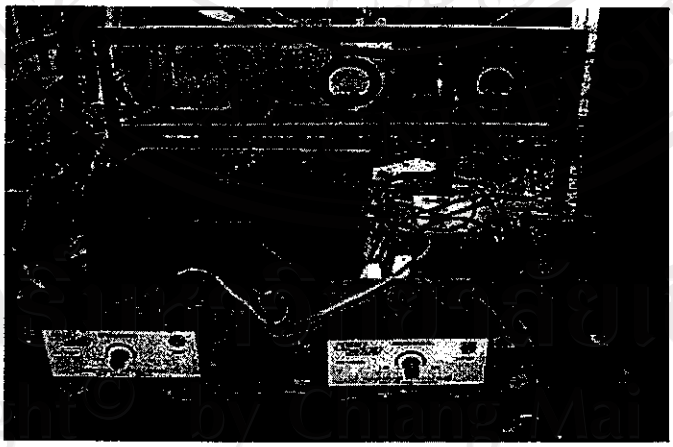
การทดสอบนี้มีจุดประสงค์เพื่อหาค่าการถ่ายเทความร้อนของครีบแบบเกล็ดในการรับความร้อนจากอากาศร้อนที่ตัวแปรทางกายภาพต่างๆ โดยชุดทดสอบแสดงได้ดังรูปที่4.1 ชุดทดสอบประกอบไปด้วยปล่อง ภายในบรรจุด้วยแท่งฮีตเตอร์ขนาด 1250 วัตต์จำนวน 5 แท่งดังแสดงในรูปที่ 4.2 ทำหน้าที่อุ่นอากาศให้ร้อนเพื่อให้อากาศลอยตัวขึ้น ผ่านครีบแบบเกล็ดซึ่งทำหน้าที่แลกเปลี่ยนความร้อนกับน้ำ โดยแท่งฮีตเตอร์สามารถปรับปริมาณไฟฟ้าได้โดยใช้ชุดหรี่ไฟดังแสดงในรูปที่ 4.3 ดังนั้นจึงสามารถปรับความเร็วอากาศร้อนที่ลอยตัวขึ้นจากฮีตเตอร์ได้ โดยความเร็วอากาศร้อนในการทดสอบจะมีค่าอยู่

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ในช่วงระหว่าง 0.1-1.2 เมตรต่อวินาที ส่วนภายนอกจะมีปั๊มน้ำหอยโข่ง (Centrifugal pump) ขนาด 1.5 แรงม้าทำหน้าที่บังคับให้น้ำป้อนไหลผ่านครีบเกล็ด ทำการปรับอัตราการไหลของน้ำป้อนเข้าระบบโดยการ bypass และใช้โรตามิเตอร์ในการวัดปริมาณการไหล อัตราการไหลของน้ำในการทดสอบจะอยู่ในช่วง 3 ลิตรต่อนาที ชุดทดลองซึ่งครีบสามารถปรับระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และ มุมเอียงเกล็ดได้ เพื่อศึกษาผลกระทบจากอัตราส่วนระยะห่างระหว่างกับระยะห่างระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด ที่มีต่อค่าการถ่ายเทความร้อน ในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาที่อัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ด 0.75 1 และ1.5 โดยมีมุมเอียงเกล็ด 18, 23, 30, 35 และ40 องศา โดยขั้นตอนในการทดสอบมีดังนี้



รูปที่ 4.2 แท่งฮีตเตอร์ที่ทำหน้าที่อุ่นอากาศให้ร้อนเพื่อให้ลอยตัวขึ้น



รูปที่ 4.3 แสดงชุดหรี่ไฟที่ทำปรับปริมาณไฟฟ้าที่เข้าสู่ฮีตเตอร์

ก. เริ่มจากปรับอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ข. เปิดไฟเข้าระบบแล้วปรับไฟให้ได้ปริมาณตามที่ต้องการศึกษา จากนั้นเปิดปั๊มน้ำแล้วปรับให้ได้อัตราการไหลที่ต้องการ

ค. รอจนกระทั่งอุณหภูมิของอากาศร้อนและน้ำที่เข้าและออกชุดทดสอบอยู่ในสภาวะสม่ำเสมอ (Steady state) ซึ่งจะใช้เวลาเดินเครื่องประมาณ 1 ชั่วโมง

ง. เริ่มเก็บข้อมูลความเร็วลมของอากาศร้อนที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้เครื่องวัดความเร็วลม ส่วนอุณหภูมิเข้า-ออกของก๊าซร้อน และน้ำป้อนจะบันทึกโดยใช้เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger) ที่ใช้สายเทอร์โมคัปเปิ้ล ชนิด K โดยจะเก็บข้อมูลในแต่ละครั้งห่างกันประมาณ 5 นาที เป็นเวลาติดต่อกัน 120 นาที

ซึ่งหลังจากได้ข้อมูลจากการทดสอบแล้ว จะนำมาคำนวณหาค่า j โคเบิร์นแฟกเตอร์ ที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่างๆตามลำดับ จากนั้นนำผลที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบดังจะได้กล่าวในบทต่อไป

4.2.2 ชุดครีบเกล็ดที่ใช้ในการทดสอบ

ในการทดสอบนี้ได้ออกแบบครีบเกล็ดให้มีความคล้ายคลึงกันทางด้านพลศาสตร์กับครีบเกล็ดที่ใช้ในคอนเดนเซอร์รถยนต์ยี่ห้อฟอร์มูลา (Formula) ซึ่งใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานวิจัยของเจนจิรา (2546) โดยออกแบบให้ใช้เหล็กในการทำครีบเกล็ดเนื่องจากค่าการนำความร้อน (k) สูงกว่าอลูมิเนียมและราคาถูกกว่าทองแดง ซึ่งได้ขยายขนาดของครีบดังกล่าวเพื่อสะดวกต่อการสร้างและการทดลอง โดยขนาดของตัวต้นแบบต่อชุดทดลองเป็น 15: 1 ดังแสดงในรูปที่ 4.4 และการนำไปประกอบเข้ากับชุดทดลองแสดงในรูปที่ 4.5

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าลักษณะทางกายภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีผลต่อค่าการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ปรับเปลี่ยนลักษณะทางกายภาพดังกล่าวเพื่อที่จะได้เปรียบเทียบค่าการถ่ายเทความร้อนกับงานวิจัยที่ผ่านมา ซึ่งลักษณะทางกายภาพที่ได้ปรับเปลี่ยนแสดงในตารางที่ 4.1

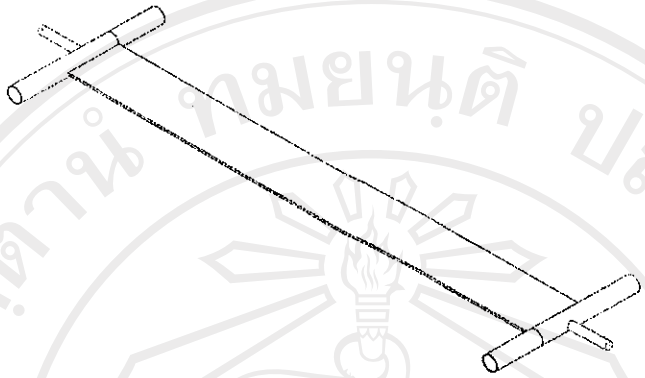
4.2.3 อุปกรณ์และเครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ

ก. ปั๊มน้ำ (Pump) ทำหน้าที่บังคับให้น้ำป้อนไหลผ่านครีบแบบเกล็ด โดยในการทดสอบได้ใช้ปั๊มน้ำหอยโข่ง ยี่ห้อ Pedrollo รุ่น JCRM/15H ขนาด 1.5

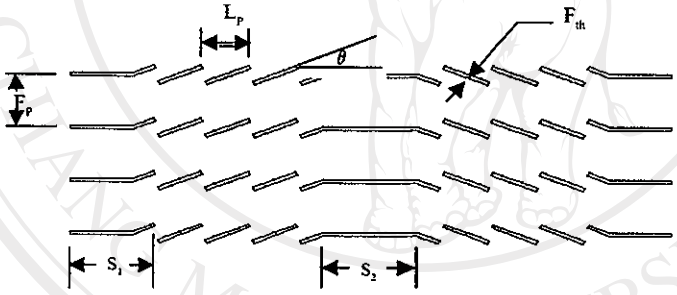
ส.ว.
621.4
ก1130
เลขหมู่.....
สำนักหอสมุด มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

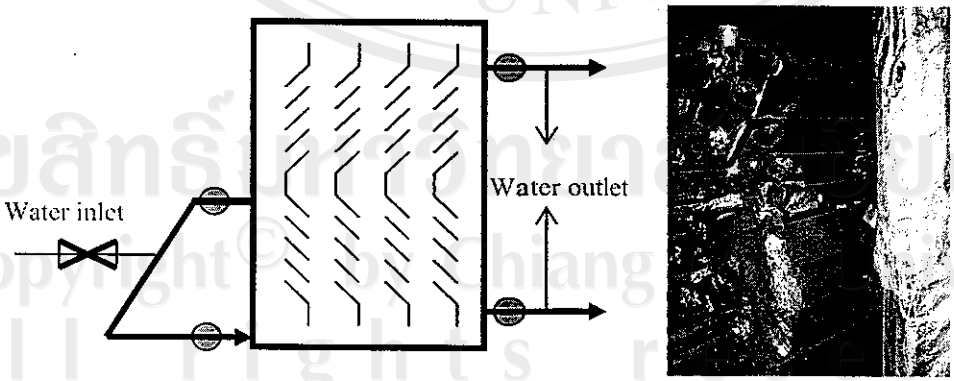
แรงม้า มีเฮดสูงสุด 72 เมตร อัตราการไหลของน้ำอยู่ระหว่าง 5-50 ลิตรต่อนาที ใช้ไฟ 6.7 แอมแปร์ ดังแสดงในรูปที่ 4.6



รูปที่ 4.4 ครีบแบบเกล็ดที่ใช้ในการทดสอบหาค่าการถ่ายเทความร้อน



(ก)

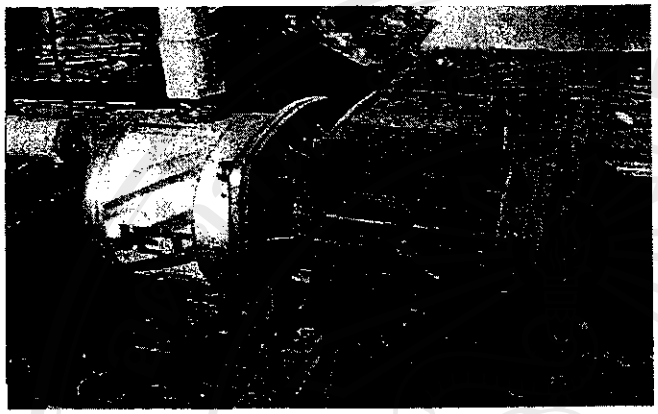


(ข)

รูปที่ 4.5 (ก) ชุดทดลองและตัวแปรต่างๆ ของครีบเกล็ด (ข) ลักษณะชุดการทดลอง

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ข. โรตามิเตอร์ (Rota meter) เป็นเครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำป้อนที่เข้าสู่คอนเดนเซอร์โดยมีช่วงระดับการวัดตั้งแต่ 0 – 7 lit/min อ่านค่า ณ ขอบที่กว้างที่สุดของลูกลอย ลักษณะเครื่องดังแสดงในรูป 4.7



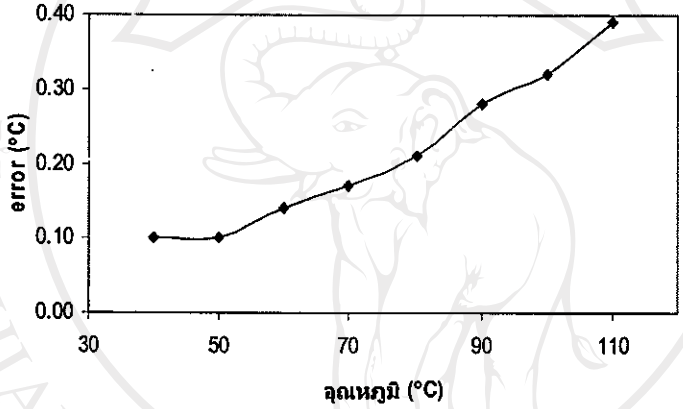
รูปที่ 4.6 ปั๊มน้ำที่ใช้ในการทดสอบ

รูปที่ 4.7 แสดงลักษณะของโรตามิเตอร์

ค. เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger) เป็นเครื่องบันทึกข้อมูล 12 ช่องสัญญาณ ยี่ห้อ Supcon รุ่น R3000/R4000 มีช่วงการวัดอุณหภูมิระหว่าง –200 ถึง 1300 °C ค่าความถูกต้อง ± 2.0°C ลักษณะเครื่องแสดงดังรูปที่ 4.8 จะเห็นได้ว่าเครื่องบันทึกอุณหภูมิยี่ห้อ Supcon รุ่น R3000/R4000 จะมีความคลาดเคลื่อนที่ ± 2.0°C โดยผู้วิจัยได้ทำการเทียบวัดละเอียดเครื่องบันทึกอุณหภูมิดังกล่าวนี้กับเครื่องบันทึกอุณหภูมิยี่ห้อ DagPRO รุ่น 5300 ขนาด 8 ช่องสัญญาณ มีช่วงอุณหภูมิการวัด -250 ถึง 1200 °C แสงดังรูป 4.9 ซึ่งผ่านมาตรฐานการเทียบวัดแล้วว่ามีความผิดพลาดที่ ± 0.1°C ในช่วงการวัด 0 – 200 °C โดยนำมาเทียบวัดในช่วงอุณหภูมิที่ใช้ในการทดลองคือ 40-110 °C พบว่า เครื่องบันทึกอุณหภูมิยี่ห้อ Supcon รุ่น R3000/R4000 มีค่าความผิดพลาดในช่วงการวัดที่ 40-80 °C เป็น ± 0.1- 0.2 °C และ ± 0.2- 0.4 °C ที่ช่วงการวัด 80-110 °C ดังนั้นจะเห็นได้ว่าค่าความผิดพลาดที่แสดงในคู่มือการใช้งานของเครื่องบันทึกอุณหภูมิยี่ห้อ Supcon รุ่น R3000/R4000 นั้นน่าจะเป็นค่าความผิดพลาดที่ปลายของช่วงการวัด โดยมีช่วงของการวัดและค่าความผิดพลาดที่เป็นดังรูป 4.9

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

รูปที่ 4.8 แสดงเครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Supcon รุ่น R3000/R4000)



รูปที่ 4.9 ค่าความผิดพลาดที่ช่วงอุณหภูมิที่ใช้ในการทดลอง

รูปที่ 4.10 เครื่องบันทึกอุณหภูมิยี่ห้อ DagPRO รุ่น 5300

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ง. เครื่องบันทึกอุณหภูมิยี่ห้อ DagPRO รุ่น 5300 ขนาด 8 ช่องสัญญาณ มีช่วงอุณหภูมิการวัด -250 ถึง 1200 °C มีความผิดพลาดที่ ± 0.1°C

จ. เครื่องวัดความเร็วลมแบบลวดความร้อน (Hot wire anemometer) ยี่ห้อ Testo รุ่น 425 มีช่วงการวัดตั้งแต่ 0 ถึง 20 m/s สามารถวัดได้ที่อุณหภูมิตั้งแต่ –20 ถึง +70 °C และมีค่าความถูกต้อง ±0.5 °C ของค่าที่อ่านได้ แสดงดังรูปที่ 4.11

รูปที่ 4.11 แสดงเครื่องวัดความเร็วลมแบบลวดความร้อน (Testo รุ่น 425)

รูปที่ 4.12 เครื่องวัดความเร็วลมแบบปีโตทิวป์ (Pitot tube)

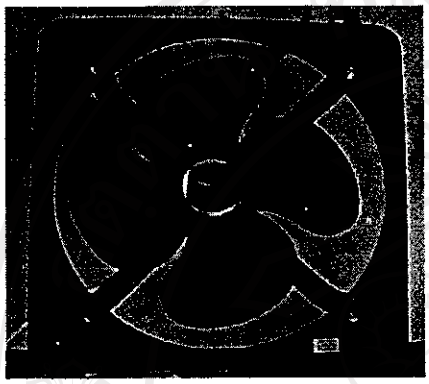
ฉ. เครื่องวัดความเร็วลมแบบ Pitot tube ยี่ห้อ Testo รุ่น 445 เครื่องวัดความเร็วลมแบบลวดความร้อนมีขีดจำกัดในการวัดอุณหภูมิ และไม่สามารถวัดอุณหภูมิอากาศที่มีค่าสูงๆ ได้ ผู้วิจัยจะใช้เครื่องวัดลมแบบปีโตทิวป์ที่สามารถทนความร้อนได้ดีกว่าโดยมีช่วงการวัดที่ -30-1300 °C โดยเครื่องจะคำนวณความเร็วจากผลแตกต่างของความดัน และมีค่าความถูกต้อง ±0.01 m/s ดังแสดงในรูปที่ 4.12

หลังจากทดลองหาค่าการถ่ายเทความร้อนกรณีปล่อยให้อากาศร้อนลอยตัวแบบธรรมชาติที่ค่า เรย์โนลดส์ต่างๆ แล้ว ผู้วิจัยได้ปรับชุดการทดลองเพื่อที่จะหาค่าการถ่ายเทความร้อนกรณีการพาความร้อนแบบบังคับ โดยได้ทำการติดพัดลมดูดอากาศบริเวณปล่องเพื่อดูดอากาศร้อนออกจาก

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ชุดทดลอง และสามารถปรับความเร็วของพัดลมได้ตามต้องการ โดยใช้เครื่องหรี่ไฟในการปรับปริมาณปริมาณไฟฟ้าเข้าพัดลม

ซ. พัดลมดูดอากาศยี่ห้อ Deton ขนาด 45 วัตต์ มีปริมาณลม 18 ลูกบาศก์เมตร/นาที



รูปที่ 4.13 พัดลมดูดอากาศ

รูปที่ 4.14 เครื่องหรี่ไฟยี่ห้อ Siam neonline

ฌ. เครื่องหรี่ไฟฟ้าเข้าพัดลมดูดอากาศ ยี่ห้อ Siam neonline ให้ไฟออก 0-215 โวลท์

หลังจากที่ได้ทำการศึกษาค่าการถ่ายเทความร้อนของครีบแบบเกล็ดที่อัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่าเกล็ด และมุมเอียง ณ ค่าต่าง ๆ ทั้งการพาความร้อนแบบธรรมชาติและแบบบังคับ ตามขั้นตอนที่ได้กล่าวมาข้างต้นแล้ว จากนั้นจะได้นำข้อมูลมาวิเคราะห์เพื่อหาผลกระทบที่มีต่อความสัมพันธ์ระหว่างค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ กับตัวเลขเรย์โนลดส์และตัวเลขกราซอร์ฟที่มุมเอียงเกล็ด และอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่าเกล็ดต่าง ๆ โดยในรายละเอียดของผลการทดลองและการวิเคราะห์ผลการวิจัยจะได้กล่าวในบทที่ 5 โดยในบทต่อไปจะกล่าวถึงรายละเอียดการนำคอนเดนเซอร์รถยนต์ใช้เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในงานอุตสาหกรรมที่เป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

บทที่ 5
ผลการทดสอบและวิเคราะห์

งานวิจัยได้ถูกดำเนินโดยอาศัยการทดลองและการทดสอบดังแสดงไว้ในบทที่ผ่านมา ซึ่งเมื่อคณะผู้วิจัยได้ทำดำเนินการทดลองและทดสอบแล้ว ข้อมูลที่ได้จึงถูกนำไปคำนวณหาค่าสมรรถนะ และแสดงสมบัติของของไหลในการเคลื่อนที่ และการถ่ายเทความร้อน ที่คลอบคลุมถึงการวิเคราะห์หาค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของแต่ละครีบเกล็ด เปรียบเทียบรูปแบบการไหลที่เปลี่ยนไป ณ ค่าตัวแปรในการออกแบบครีบเกล็ดต่างๆ อาทิ ที่มุมเอียงเกล็ดต่าง ๆ กัน และอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ด เป็นต้น ทั้งนี้เพื่อศึกษาผลกระทบของตัวแปรของการออกแบบ ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของครีบแบบเกล็ด ที่นำไปสู่ข้อแนะนำในเลือกตัวแปรการออกแบบที่เหมาะสมกับลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่มีก๊าซร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติ พร้อมทั้งเปรียบผลของงานวิจัยนี้กับงานวิจัยที่ผ่านมา ส่วนของรายงานในบทนี้จะได้นำผลของการทดสอบและการวิเคราะห์ที่เกี่ยวข้องมาแสดงเปรียบเทียบ

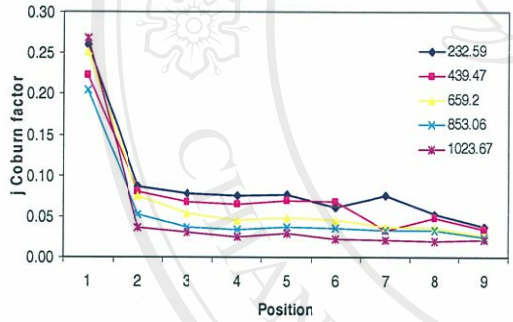
5.1 ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของแต่ละครีบเกล็ด

รูปที่ 5.1- 5.5 แสดงค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ของครีบแต่ละครีบ ที่คำนวณได้จากสมการที่ 3.16 ณ ค่าอัตราส่วน F_p/L_p มุมเอียงเกล็ด และตัวเลขเรย์โนลดส์ต่างๆ ลักษณะของสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนจากอากาศร้อนไปสู่ครีบเกล็ด สามารถแสดงให้เห็นสำหรับครีบในแต่ละตำแหน่ง ตามแนวการเคลื่อนที่ของอากาศโดยให้ครีบเกล็ดคือครีบ ณ ตำแหน่งทางเข้า 1 (ดูรูปที่ 4.5 ก) ผลการทดสอบที่ได้ทุกค่าตัวแปร แสดงให้เห็นได้ว่าค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของครีบเกล็ดแรกจะมีค่าสูงกว่าเกล็ดอื่น ๆ อากาศร้อนขาเข้าจะปะทะกับครีบเกล็ดที่ 1 โดยตรง เนื่องจาก ณ ตำแหน่งทางเข้านี้ ผลต่างอุณหภูมิระหว่างผิวครีบเกล็ด ณ ตำแหน่งนี้กับอากาศร้อนมีค่าสูงกว่าค่า ณ ตำแหน่งครีบอื่นๆ อัตราการถ่ายเทความร้อนขึ้นอยู่กับค่าความแตกต่างของอุณหภูมินี้ทำให้ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทไปสู่ครีบเกล็ดที่หนึ่งมีค่าสูงกว่าครีบอื่นๆ ซึ่งความร้อนจากครีบเกล็ดดังกล่าวก็จะถูกถ่ายเทไปสู่น้ำระบายความร้อนจากครีบเกล็ดได้มากตามไปด้วย การที่ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ของเกล็ดนี้มีค่าสูงกว่าเกล็ดอื่นที่อยู่สูงขึ้นไป พ้องกับผลการวิเคราะห์จากงานวิจัยของ Lyman และคณะ (2002) โดยผลงานวิจัยได้ระบุข้อสังเกตเพิ่มเติม ว่าการถ่ายเทความร้อนที่ดีและเกิดขึ้น ณ

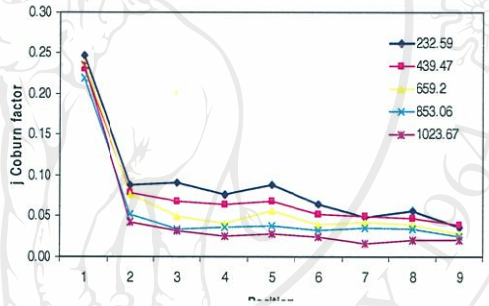
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ตำแหน่งทางเข้านี้ เนื่องจากการไหลของอากาศกำลังพัฒนาเข้าสู่การไหลแบบสม่ำเสมอ (Uniform Flow) จึงทำให้ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ มีค่าสูง

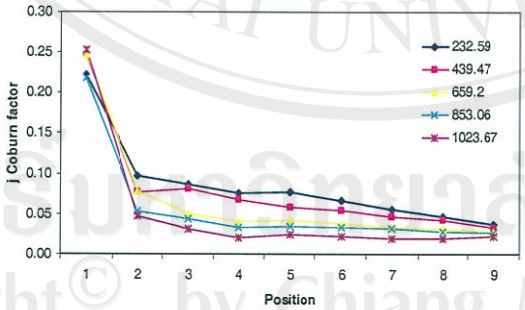
รูปที่ 5.1 แสดงค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ที่มุมเอียงเกล็ด 18 องศามีค่าสูงสุดที่ครีบเกล็ดแรก และลดลงตามตำแหน่งของครีบเกล็ดที่สูงขึ้นดังอธิบายข้างต้น อากาศร้อนขาเข้ามีอุณหภูมิลดลงเมื่อผ่านเกล็ดแรกไป และถ่ายเทความร้อนให้ครีบเกล็ดที่ 1 แล้ว และหลังจากนั้นค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะค่อยๆลดลงไปเรื่อยๆ จนถึงเกล็ดที่ 5 ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมากขึ้นเล็กน้อยเมื่อเทียบกับค่าการถ่ายเทความร้อนจากเกล็ดที่ 4 ทั้งนี้เนื่องจากลักษณะของพื้นที่ครีบเกล็ดที่ 5 ซึ่งแตกต่างจากเกล็ดอื่น ๆ กล่าวคือมีพื้นที่มากกว่าเกล็ดอื่น และมีหน้าที่ในการเปลี่ยนทิศการไหลของอากาศร้อน ดังแสดงในรูปที่ 4.5(ก) และจากนั้นค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะค่อย ๆ ลดลงจนถึงเกล็ดสุดท้าย ซึ่งจะมีค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ต่ำที่สุด



ก) $F_p/L_p = 1.5$



ข) $F_p/L_p = 1$

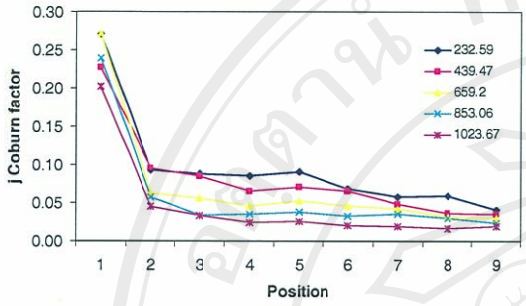


ค) $F_p/L_p = 0.75$

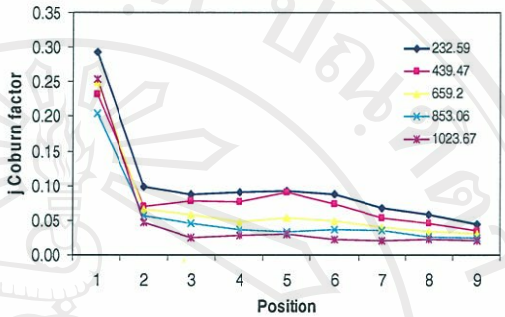
รูปที่ 5.1 j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่มุมเอียงเกล็ด 18 องศา ก) $F_p/L_p = 1.5$ ข) $F_p/L_p = 1$ ค) $F_p/L_p = 0.75$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

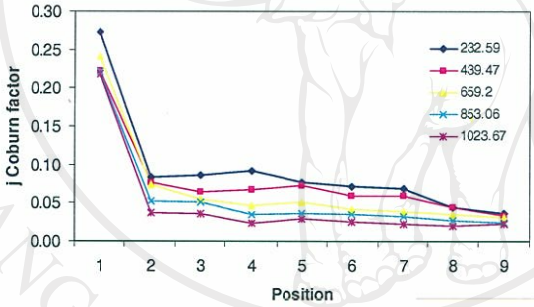
เช่นเดียวกับกรณีมุมเอียงเกล็ดที่นำเสนอข้างต้น ในกรณีที่มุมเอียงเกล็ด 23 องศา ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะค่อยๆลดลงจนถึงเกล็ดที่ 9 ซึ่งจะมีค่าน้อยที่สุด ดังแสดงในรูปที่ 5.2



ก) $F_p/L_p = 1.5$



ข) $F_p/L_p = 1$

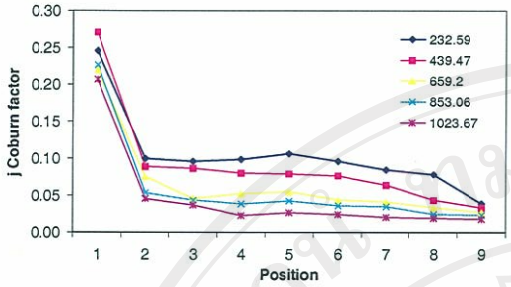


ค) $F_p/L_p = 0.75$

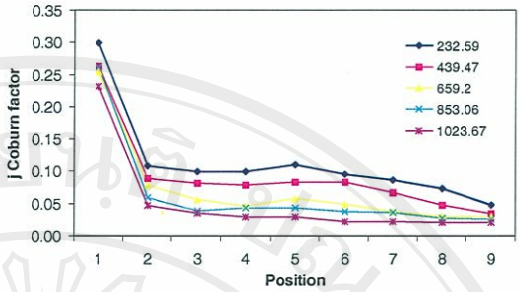
รูปที่ 5.2 j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่มุมเอียงเกล็ด 23 องศา ก) $F_p/L_p = 1.5$ ข) $F_p/L_p = 1$ ค) $F_p/L_p = 0.75$

รูปที่ 5.1 และ 5.2 แสดง ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของแต่ละเกล็ด ที่ค่า F_p/L_p และตัวเลขเรย์โนลดส์ต่างๆ จะเห็นได้ว่าที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ 232.59 ของทุกเกล็ดจะมีค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ มากกว่าที่ตัวเลขเรย์โนลดส์อื่น ณ ทุก F_p/L_p และมุมเอียงเกล็ด จะมีแนวโน้มของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของแต่ละเกล็ดคล้ายกันคือ ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่าลดลงเมื่อ Re_{Lp} เพิ่มขึ้น

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



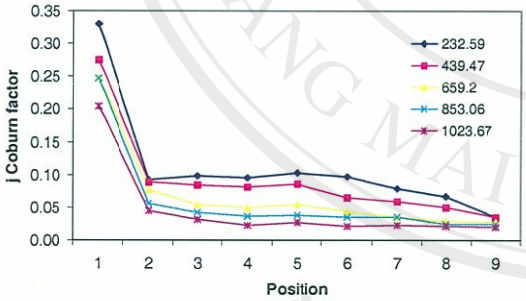
ก) $F_p/L_p = 1.5$



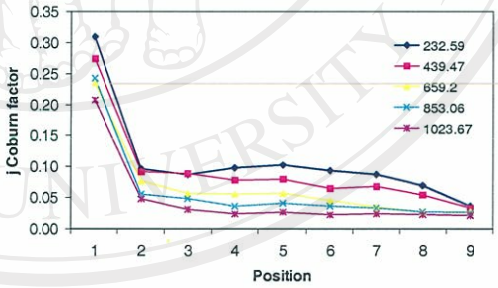
ข) $F_p/L_p = 1$

ค) $F_p/L_p = 0.75$

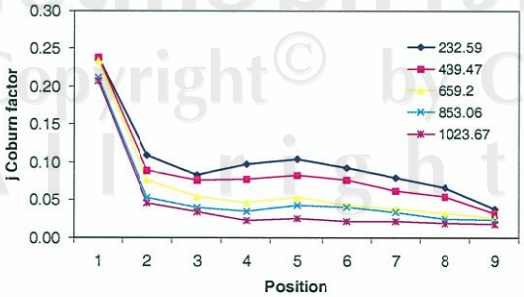
รูปที่ 5.3 j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา ก) $F_p/L_p = 1.5$ ข) $F_p/L_p = 1$ ค) $F_p/L_p = 0.75$



ก) $F_p/L_p = 1.5$



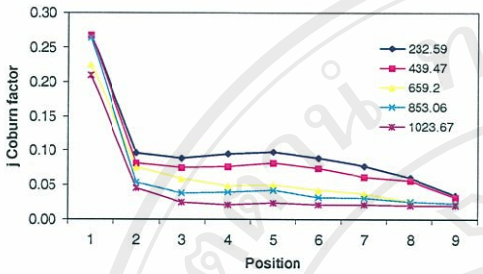
ข) $F_p/L_p = 1$



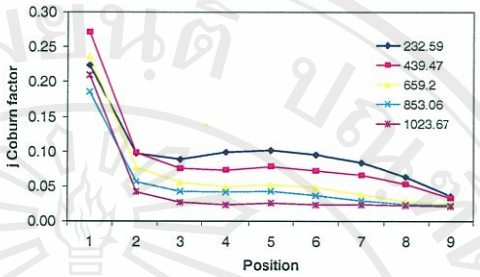
รูปที่ 5.4 j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่มุมเอียงเกล็ด 35 องศา ก) $F_p/L_p = 1.5$ ข) $F_p/L_p = 1$ ค) $F_p/L_p = 0.75$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

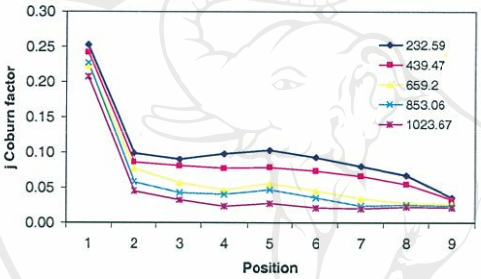
ค) $F_p/L_p = 0.75$



ก) $F_p/L_p = 1.5$



ข) $F_p/L_p = 1$



ค) $F_p/L_p = 0.75$

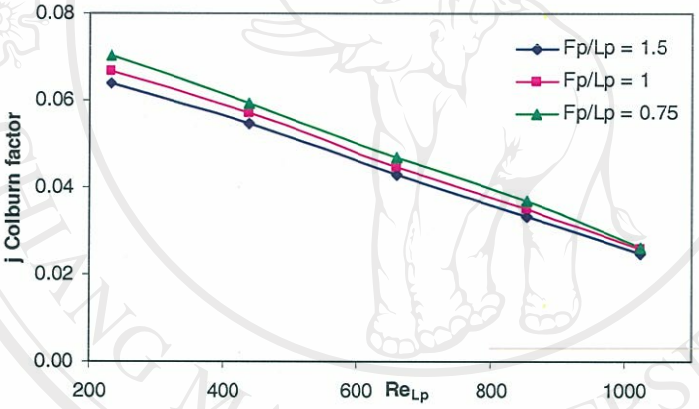
รูปที่ 5.5 j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่มุมเอียงเกล็ด 40 องศา ก) $F_p/L_p = 1.5$ ข) $F_p/L_p = 1$ ค) $F_p/L_p = 0.75$

5.2 ผลของระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ด

การศึกษาตัวแปรในการออกแบบครีบเกล็ดในงานวิจัยนี้ ได้ทำการทดลองที่ค่าสัดส่วน F_p/L_p 3 ค่า คือ 0.75 1 และ 1.5 จากผลการทดลองผู้วิจัยได้พบข้อสังเกตที่แสดงถึงผลของสัดส่วน F_p/L_p ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนกล่าวคือ เมื่อลด F_p/L_p (ลดระยะระหว่างแถวหรือเพิ่มระยะระหว่างครีบ) และเพิ่มมุมเอียงเกล็ดจะส่งผลให้อัตราการการถ่ายเทความร้อนมีค่าเพิ่มขึ้น จากการสังเกตพบว่า ณ ค่าตัวแปรดังกล่าว จะเกิดการไหลตามแนวเกล็ดมากกว่าตามแนวท่อ การลดค่า F_p โดย L_p คงที่จะเป็นการลดขนาดของท่อ (แสดงในรูปที่ 1.3) ซึ่งจะเป็นการบังคับให้อากาศร้อนไหลไปตามแนวเกล็ด งานวิจัยที่ผ่านมาได้กล่าวถึงสภาพการถ่ายเทความร้อนสำหรับการไหลตามแนวเกล็ด ซึ่งจะมีอัตราการถ่ายเทความร้อนมากกว่าการไหลตามแนวท่อ เพราะในสภาวะการไหลดังกล่าว พื้นที่

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

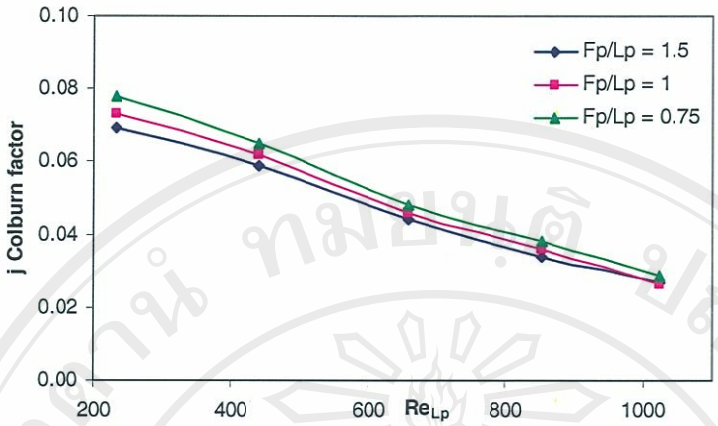
ของครีบเกล็ดจะสัมผัสอากาศร้อนมากกว่าในสภาวะการไหลตามแนวท่อซึ่งในกรณีดังกล่าวพื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีเพียงพื้นที่สัมผัสอากาศร้อนเฉพาะบริเวณปลายเกล็ดเท่านั้น แต่การไหลตามแนวเกล็ดอากาศร้อนจะสามารถสัมผัสครีบเกล็ดได้ทั้งแผ่น การเพิ่มค่า L_p จะเป็นการเพิ่มการไหลตามแนวเกล็ดให้มากขึ้น การหาค่า L_p ที่เหมาะสมจึงเป็นปัญหาที่น่าสนใจ เพราะหากเพิ่มค่า L_p มากเกินไป อาจจะทำให้สภาพการสัมผัสระหว่างอากาศร้อนและครีบเกล็ดเปลี่ยนแปลงไป การได้มาซึ่งค่าสัดส่วน F_p/L_p ที่เหมาะสำหรับการถ่ายเทความร้อนจากอากาศร้อนที่อาศัยแรงลอยตัวจากผลต่างอุณหภูมิอากาศ หรือการพาความร้อนแบบธรรมชาติจึงเป็นส่วนสำคัญของข้อมูลที่นำไปสู่การออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมต่อไป ผลของ F_p/L_p ที่มีต่อสภาวะการถ่ายเทความร้อนในรูปของ j โคลเบิร์น แฟกเตอร์เฉลี่ย แสดงในรูปที่ 5.6 ถึง 5.10 สำหรับกรณีมุมเอียงเกล็ดต่างๆ กัน



รูปที่ 5.6 ผลของ F_p/L_p ที่มุมเอียงเกล็ด 18 องศา

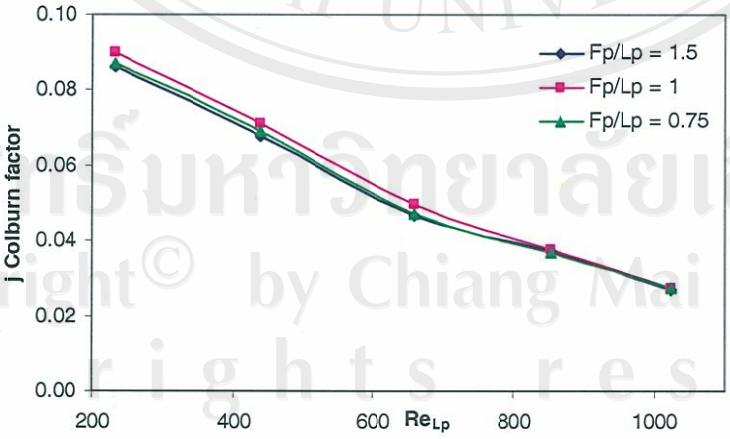
ที่มุมเอียงเกล็ด 18 องศา ผลของค่า F_p/L_p ที่มีต่อค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่าง ๆ จะมีน้อยมาก โดยค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์เฉลี่ยของชุดครีบเกล็ด ณ ค่าสัดส่วน F_p/L_p ต่างๆ จะมีค่าใกล้เคียงกัน และเมื่อตัวเลขเรย์โนลดส์เพิ่มขึ้นค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ก็จะลดลง แต่อย่างไรก็ตามที่สัดส่วน F_p/L_p เท่ากับ 0.75 จะมีค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงกว่าที่ ค่าสัดส่วนF_p/L_p อื่นๆ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



รูปที่ 5.7 ผลของ F_p/L_p ที่มุมเอียงเกล็ด 23 องศา

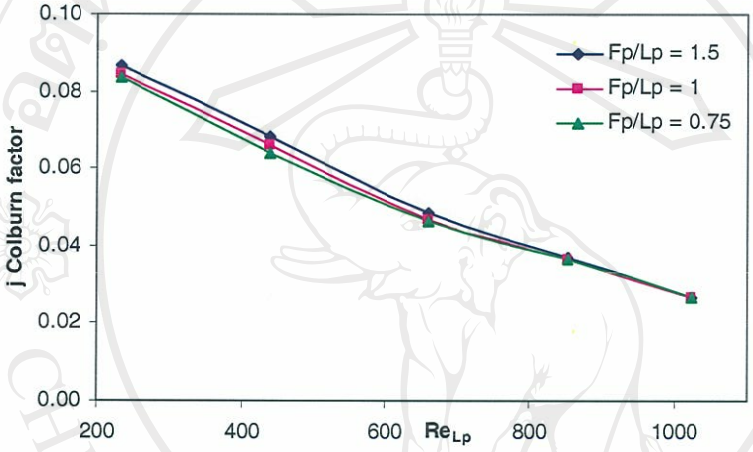
ความแตกต่างของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ณ ค่าสัดส่วน F_p/L_p ต่างๆ จะมีค่ามากขึ้นเมื่อมุมเอียงเกล็ดเพิ่มมากขึ้นเป็น 23 องศา ความแตกต่างดังกล่าวจะเห็นได้ชัดสภาวะการไหลที่มีค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำคือในช่วง 232.59-659.20 ชุดครีบเกล็ดที่มีค่าสัดส่วน F_p/L_p เท่ากับ 0.75 จะให้ค่าค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุดในลักษณะเช่นเดียวกับที่มุมเอียงเกล็ด 18 องศา และในช่วงของตัวเลขเรย์โนลดส์ตั้งแต่ 659.20 ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์จะมีค่าใกล้เคียงในทุก F_p/L_p ค่าสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อน ในรูปของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ โดยรวม ณ มุมเอียงเกล็ด 23 องศาจะมีมากกว่าค่าดังกล่าว ณ มุมเอียง 18 องศา ดังนั้นการเอียงตัวของชุดครีบส่งผลแก่สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนมากกว่า ค่าสัดส่วน Fp/Lp



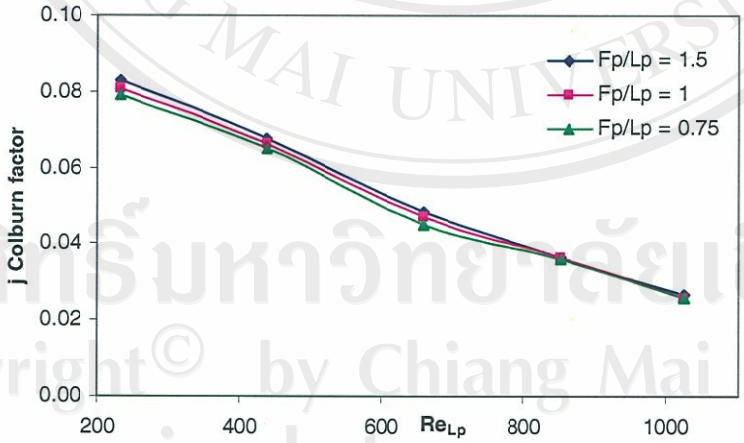
รูปที่ 5.8 ผลของ F_p/L_p ที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่มุมเอียงเกล็ดสูงขึ้น ยังเปลี่ยนแปลงไปในทางเดียวกันอย่างต่อเนื่อง กล่าวคือที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา จะมีค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์เฉลี่ย สูงกว่าค่าดังกล่าว ณ มุมเอียงเกล็ดน้อยกว่า ค่าสัดส่วน F_p/L_p มีผลสร้างความแตกต่างของสภาพการถ่ายเทความร้อนไม่มากนัก แต่อย่างไรก็ตาม สัดส่วนการออกแบบที่ทำให้เกิดสภาพการถ่ายเทความร้อนที่ดีที่สุด มีค่าที่แตกต่างจากกรณีมุมเอียงเกล็ด 18 และ 23 องศา กล่าวคือค่าสัดสัดส่วน F_p/L_p เท่ากับ 1 จะส่งผลให้ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงสุด ที่ทุกค่าของตัวเลขเรย์โนลดส์ของการไหลที่พิจารณา



รูปที่ 5.9 ผลของ F_p/L_p ที่มุมเอียงเกล็ด 35 องศา



รูปที่ 5.10 ผลของ F_p/L_p ที่มุมเอียงเกล็ด 40 องศา

การเปรียบเทียบผลของ F_p/L_p ที่มีผลของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่มุมเอียงเกล็ดต่างๆ โดยจากรูปที่ 5.6 - 5.10 จะเห็นได้ว่าที่มุมเอียงเกล็ดที่ 18 และ 23 ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์เฉลี่ยสูงสุดจะ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

เกิดที่ F_p/L_p เท่ากับ 0.75 และเมื่อมุมเอียงเกล็ดมากขึ้น F_p/L_p ที่ทำให้เกิดค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงสุดจะมากขึ้นด้วย กล่าวคือ ที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศาจะมีค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงสุดเกิดที่ F_p/L_p เท่ากับ 1 และที่มุมเอียงเกล็ด 35 และ 40 องศา ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงสุดจะเกิดที่ F_p/L_p เท่ากับ 1.5 นอกจากนี้หากพิจารณาถึงค่า ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ที่ค่ามุมเอียงเกล็ดที่พิจารณาพบว่า มุมเอียงเกล็ดที่สูงขึ้นจะให้ค่าสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนที่ดีขึ้นเรื่อยๆ จนถึงมุมเอียงเกล็ด 30 องศา ค่าสมรรถนะในรูปของ j โคเบิร์น แฟกเตอร์เฉลี่ยจึงมีค่าลดลงจนถึงต่ำสุดที่มุมเอียงเกล็ด 40 องศา

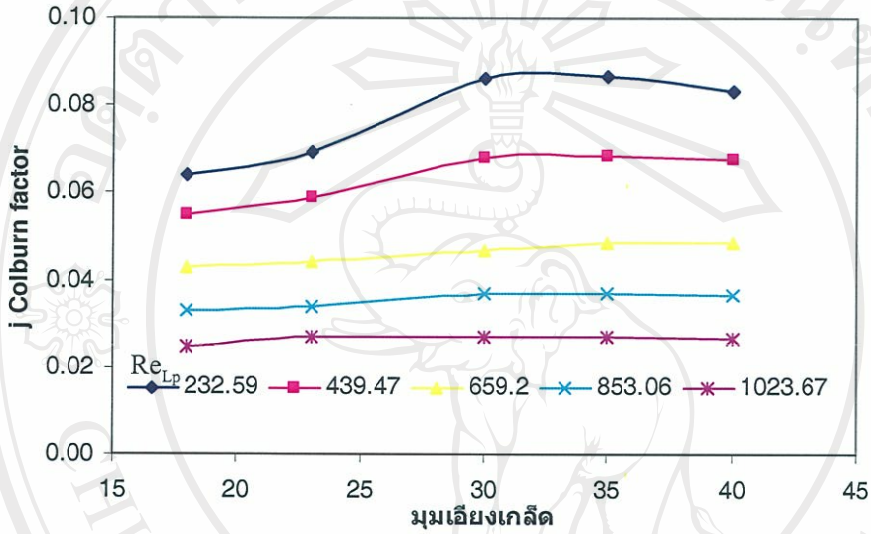
5.3 ผลของมุมเอียงเกล็ด

เมื่อพิจารณามุมเกล็ดและอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ด ที่ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่างๆ ดังรูปที่ 5.11 ผลที่ได้จากการทดลองแสดงให้เห็นชัดเจนว่าที่มุมเกล็ดเท่ากับ 30 ที่ Re_{Lp} เท่ากับ 232.59 และอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ดเท่ากับ 1 จะมีค่า j มากที่สุด ซึ่งสนับสนุนกับข้อสังเกตที่ได้รายงานไว้ในหัวข้อที่ผ่านมา และงานวิจัยชิ้นอื่นก็ได้นำเสนอไว้ว่าเมื่ออัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ดลดลง และมุมเกล็ดเพิ่มขึ้น จะทำให้ค่าการถ่ายเทความร้อนมากขึ้น กล่าวคือการไหลมีลักษณะเป็นการไหลไปตามแนวเกล็ดมากกว่าการไหลตามแนวท่อ

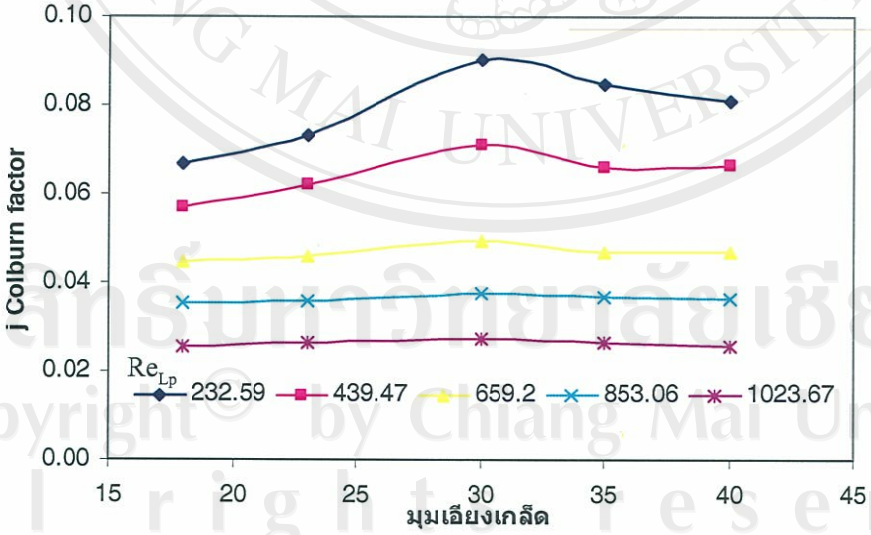
รูปที่ 5.11 ยังแสดง*ผลของมุมเอียงเกล็ดที่มีต่อค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะเห็นได้ชัดที่ Re_{Lp} ต่ำ* แต่เมื่อ Re_{Lp} สูงขึ้นค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่าใกล้เคียงกัน j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีลักษณะเส้นแนวโน้มคล้ายกันที่ทุกค่า F_p/L_p แต่จะมีค่ามากที่สุดที่ F_p/L_p เท่ากับ 1 ที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา การเพิ่มมุมเอียงเกล็ดจะส่งผลให้อากาศร้อนสามารถไหลไปตามแนวเกล็ดได้ดีกว่า จะมีลักษณะคล้ายกับการเพิ่มระยะห่างระหว่างเกล็ด กล่าวคือช่องระหว่างเกล็ดมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อเพิ่มมุมเอียงเกล็ด อากาศร้อนที่ไหลผ่านช่องครีบแคบๆ จะผ่านจากครีบไปสู่แนวช่องเกล็ดที่สะดวกกว่าทำให้อากาศมีแนวโน้มที่จะไหลไปตามแนวเกล็ดมากกว่าไหลไปตามแนวท่อ จากรูปที่ 5.11 แสดงให้เห็นว่าค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะเพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มมุมเอียงเกล็ด จนมีค่าสูงสุดที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา ค่ามุมเอียงเกล็ดที่มากกว่านั้น ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ที่เกี่ยวข้อง จะมีค่าลดลงเมื่อเทียบกับค่า ณ มุมเอียง 30 องศา แต่อย่างไรก็ตามที่มุมเอียงเกล็ด 35 และ 40 ยังคงให้ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงกว่าค่าที่มุมเอียง 18 และ 23 องศา เมื่อพิจารณาการทดสอบชุดทดลองที่มีลักษณะคล้ายกับงานวิจัยก่อนหน้านี้ ในงานของปฏิภาณ (2547) และ เจนจิรา (2545) ที่มีมุมเอียงเกล็ดเท่ากับ 23.53 องศา และ F_p/L_p เท่ากับ 1.33 จะพบว่าสามารถใช้ผลทดสอบของชุดทดลองในงานวิจัยนี้ ณ ค่า F_p/L_p และ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Re_{Lp} ที่ใกล้เคียงกันคือ 1.5 และเท่ากับ 232.59 ตามลำดับ ซึ่ง ณ กรณีค่าทดสอบนี้ ให้สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อน ในรูปของ j โคเบิร์น แฟกเตอร์ มีค่าสูงสุดที่มุมเอียง 30 องศา สอดคล้องกับงานวิจัยทั้งสอง และ เมื่อเพิ่มมุมเอียงเกล็ดเป็น 30, 35 และ 40 องศา ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่คำนวณได้มีค่ามากกว่าค่าที่คำนวณได้ ณ มุมเอียงเกล็ด 23 องศาเท่ากับ 17%, 15% และ 14% ตามลำดับ

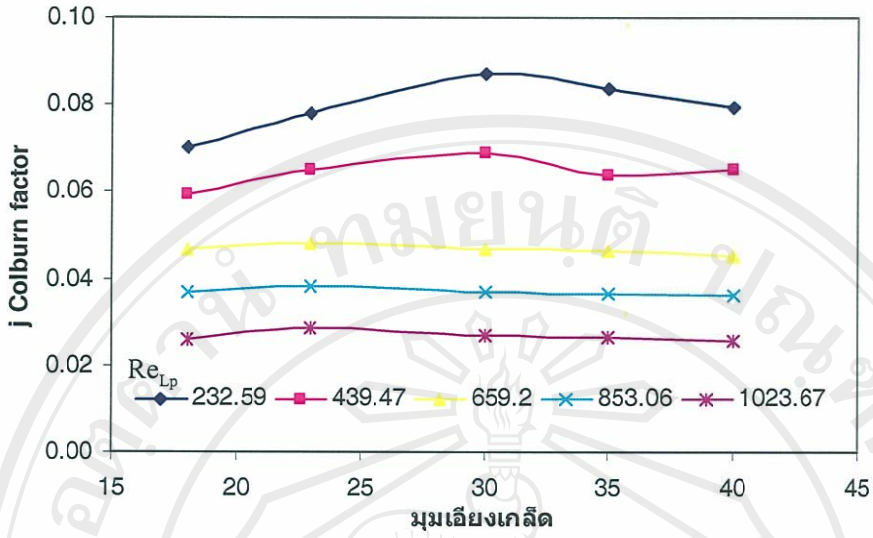


ก) $F_p/L_p = 1.5$



ข) $F_p/L_p = 1$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



ค) $F_p/L_p = 0.75$

รูปที่ 5. 11 ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่ ก) $F_p/L_p = 1.5$, ข) $F_p/L_p = 1$ และ ง) $F_p/L_p = 0.75$

แนวโน้มของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของแต่ละมุมเอียงเกล็ดและ Re_{Lp} ต่าง ๆ จะเป็นไปในลักษณะเดียวกันไม่ว่าจะเปลี่ยนแปลงค่าสัดส่วน F_p/L_p ใด ผลของ F_p/L_p จะเห็นได้ชัดที่มุม 23 และ 30 โดยที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา Re_{Lp} เท่ากับ 232.59 F_p/L_p เท่ากับ 1 จะให้ค่าสภาพการถ่ายเทความร้อนในลักษณะค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงที่สุด และจะมีค่าลดลงเมื่อ Re_{Lp} และF_p/L_p มากขึ้น ซึ่งสนับสนุนกับงานวิจัยที่ผ่านมาที่ว่าค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่ามากขึ้นเมื่อลด F_p/L_p และ Re_{Lp} เพิ่มขึ้น แต่ในช่วง Re_{Lp} สูง ๆ ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่าใกล้เคียงกันมากที่ทุกค่าของ F_p/L_p

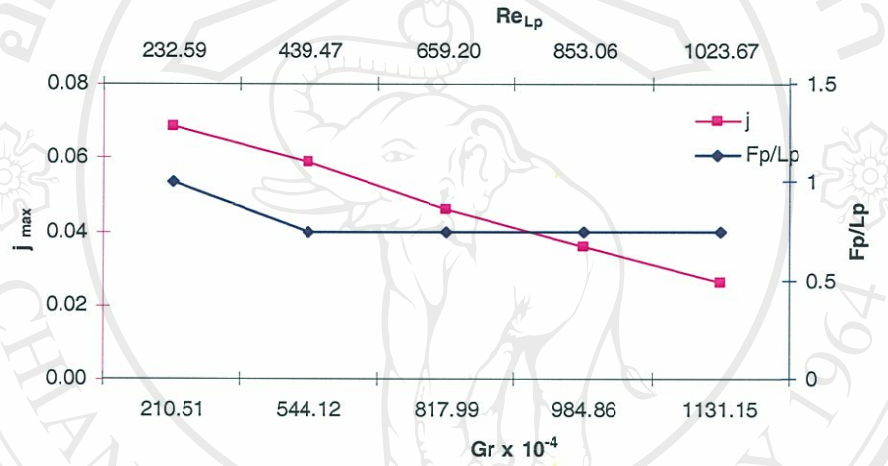
5.4 ลักษณะทางกายภาพของครีบเกล็ดที่เหมาะสำหรับการพาความร้อนแบบธรรมชาติ

ในงานวิจัยนี้ได้ทดลองที่สภาวะการไหล ที่มีความเร็วต่างๆ กันซึ่งให้ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ที่เกี่ยวข้อง 5 ระดับค่าด้วยกันคือที่ 232.59 439.47 659.20 853.06 และ 1023.67 การควบคุมความเร็วของการไหลนั้นสามารถทำได้โดยเพิ่ม หรือลดกำลังไฟฟ้าของขดลวดความร้อนที่ติดตั้งบนเบื้องล่างของชุดทดลอง ที่ส่งผลของมวลอากาศร้อนที่ถูกเหนี่ยวนำเข้าสู่ปล่องทดสอบ (ดูรูปที่ 4.1) ในการศึกษาการพาความร้อนแบบธรรมชาตินิยมโดยทั่วไปนั้น เนื่องจากการควบคุมปริมาณอากาศร้อนที่ถูกเหนี่ยวนำมิได้กระทำโดยการควบคุมความเร็วของของไหลโดยตรงดังเช่นการพาความร้อนแบบบังคับทั่วไป แต่กระทำโดยการควบคุมอุณหภูมิหรือความร้อนที่ป้อนให้อากาศ ดังนั้นหากพิจารณาตัวแปรที่ควบคุมการไหลของอากาศร้อนในงานวิจัยนี้ในรูปของตัวเลขก

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ราชอร์ฟ Gr (Grashorf number) ที่มีนิยามดังแสดงในสมการ 3.23 ตัวเลขกราชอร์ฟสำหรับลักษณะการไหลที่ค่าตัวเลขเรย์โนลสด์ทั้ง 5 ค่าจะสามารถคำนวณได้เป็น 210.51 544.12 817.99 984.86 และ 1131.15 $x10^{-4}$ ตามลำดับ

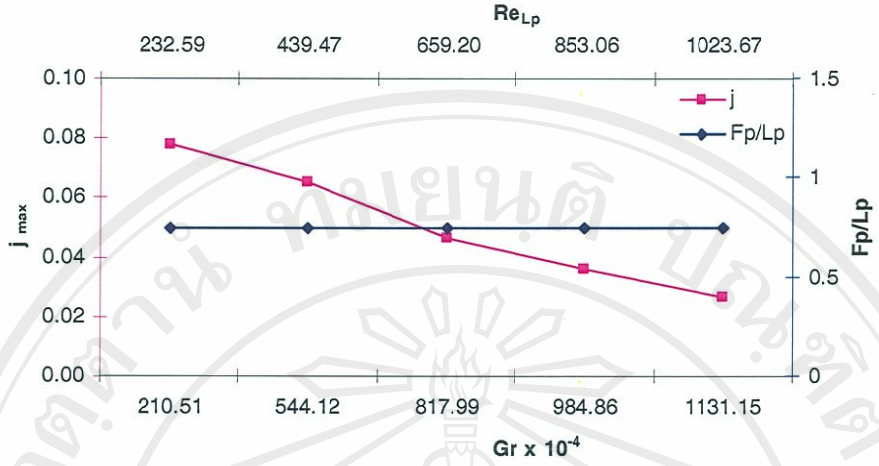
ค่าสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนที่สูงสุด ที่ทุกค่าของตัวแปรการไหลในรูปของตัวเลขเรย์โนลดส์ และตัวเลขกราชอฟ สามารถแสดงได้ในรูปที่ 5.12 ถึง 5.16 สำหรับมุมเอียงเกล็ด 18 23 30 35 และ 40 องศาตามลำดับ ในรูปดังกล่าวยังได้แสดงค่าสัดส่วน F_p/L_p ที่ให้ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุด ซึ่งแสดงให้เห็นโดยชัดเจนว่า ณ ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ และตัวเลขกราชอร์ฟ ต่าง ๆ จะมีค่า F_p/L_p และมุมเอียงเกล็ดที่ทำให้ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุด แตกต่างกันออกไป



รูปที่ 5.12 มุมเอียงเกล็ด 18 องศา

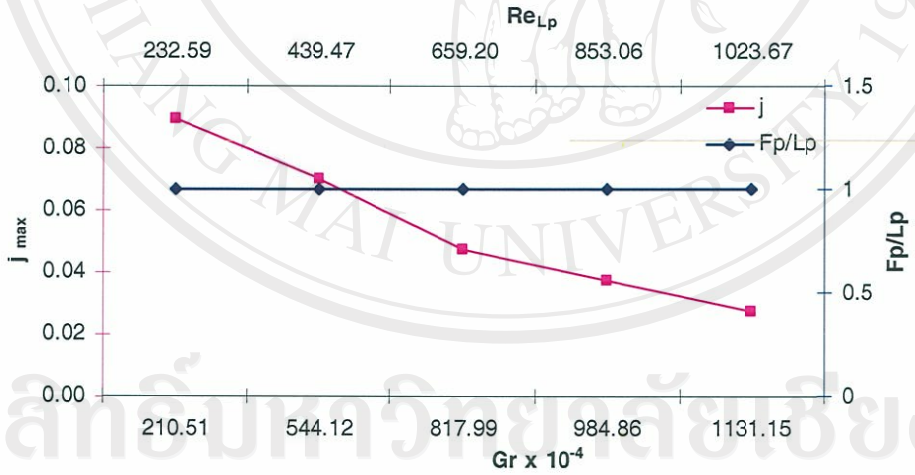
รูปที่ 5.12 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุดที่ตัวแปรการไหลค่าต่างๆ ที่มุมเอียงเกล็ด 18 องศาและ แสดงค่า F_p/L_p ที่ทำให้เกิดค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุดนั้น ค่าสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าสูงสุดที่ตัวเลขเรย์โนลดส์หรือกราชอฟเท่ากับ 232.59 และ $210.51x10^4$ ตามลำดับ ณ ค่า F_p/L_p ที่ 1 แต่ในสภาพการไหลที่มีตัวเลขเรย์โนลดส์ และตัวเลขกราชอร์ฟ ที่สูงขึ้น ค่า F_p/L_p ที่ทำให้เกิดค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุดจะลดเหลือ 0.75

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



รูปที่ 5.13 มุมเอียงเกล็ด 23 องศา

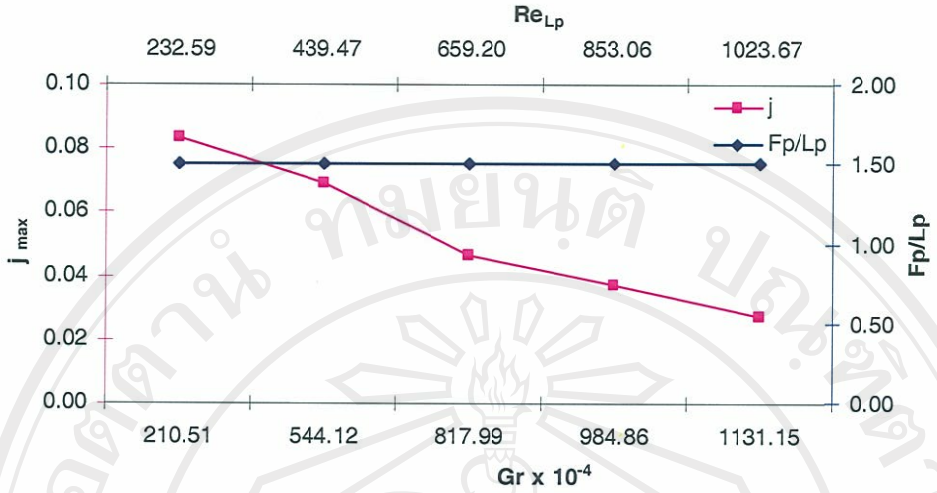
ณ มุมเอียงเกล็ด 23 องศา ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุดที่ลักษณะการไหลต่างๆ จะมีลักษณะคล้ายกันกับที่มุมเอียงเกล็ด 18 องศา แต่ค่า F_p/L_p ที่ทำให้เกิดค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุดคือ 0.75 ในทุก ๆ ค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ และตัวเลขกราชอร์ฟ



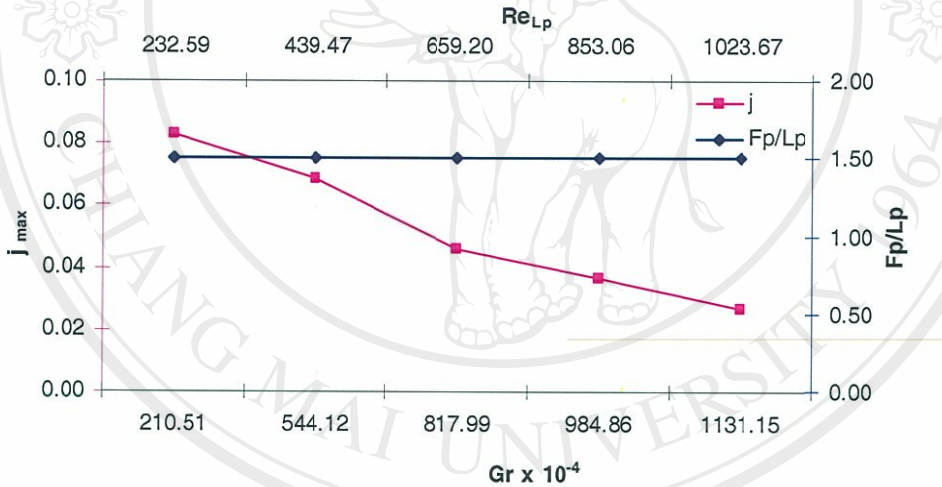
รูปที่ 5.14 มุมเอียงเกล็ด 30 องศา

ในขณะที่รูปที่ 5.14 แสดงค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่ดีที่สุด ณ มุมเอียงเกล็ด 30 องศา แสดงให้เห็นว่าค่าสัดส่วน F_p/L_p ที่ทำให้เกิดค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุดคือ 1

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



รูปที่ 5.15 มุมเอียงเกล็ด 35 องศา



รูปที่ 5.16 มุมเอียงเกล็ด 40 องศา

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

ค่าสัดส่วนของ F_p/L_p ที่ให้ j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูงสุด ที่มุมเอียงเกล็ดสูงขึ้นเป็นนั้น 35 และ 40 องศา จะมีค่าสูงขึ้นไปตามเกล็ดองศา กล่าวคือหากองศามุมเอียงเกล็ดมากขึ้น การเพิ่มค่าสัดส่วนของ F_p/L_p จะทำให้ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ สูง และในทั้งสองค่ามุมนี้ค่าสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนสูงสุดจะเกิดที่ F_p/L_p เท่ากับ 1.5เท่ากัน ณ ทุกค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ และตัวเลขกราชอร์ฟ แสดงให้เห็นว่า เมื่อระยะระหว่างเกล็ดมีค่าสูงขึ้นเนื่องจากมุมเกล็ดที่สูงขึ้น การเพิ่มความสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนขึ้นอีกสามารถทำได้อีกการเพิ่มค่าระยะระหว่างช่องครีบ หรือลดระยะระหว่างเกล็ดในครีบลง

5.5 การเปรียบการพาความร้อนแบบธรรมชาติกับการพาความร้อนแบบบังคับ

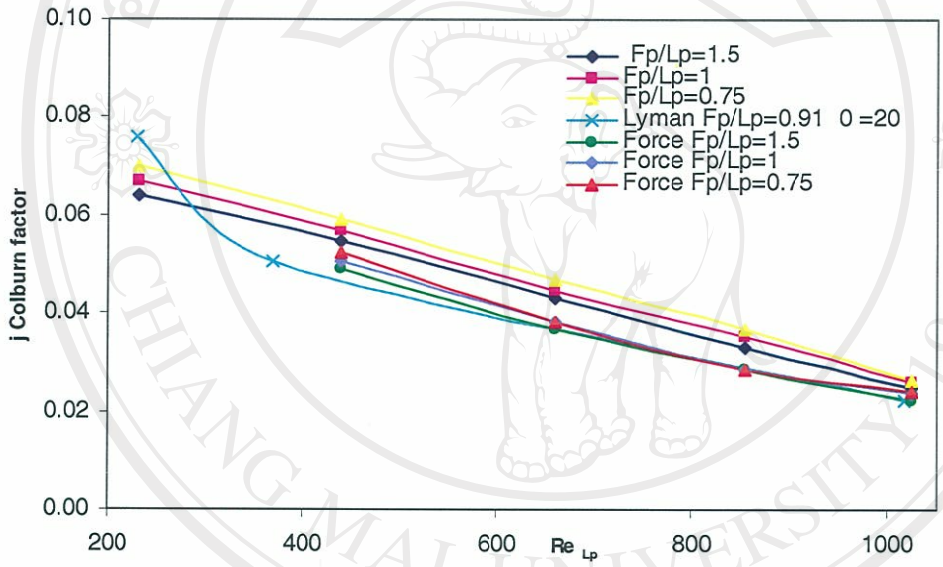
เนื่องจากงานวิจัยที่ผ่านมาส่วนใหญ่มักเป็นการทดลองที่มีการพาความร้อนแบบบังคับทั้งสิ้น เพื่อที่จะได้เปรียบเทียบกับผลการทดลองที่มีลักษณะการพาความร้อนแบบธรรมชาติที่ความเร็วต่ำในงานวิจัยนี้ คณะจึงได้ทำการสร้างชุดทดลองให้สามารถเปรียบเทียบผลของทั้งการพาความร้อนแบบธรรมชาติและแบบบังคับ ที่มีต่อชุดเกล็ดความร้อน พร้อมได้นำผลการทดลองเปรียบเทียบกับงานวิจัยของ Lyman และคณะ (2002) ซึ่งมีลักษณะการทดลองและการนำเสนอผลการทดลองที่คล้ายกัน จากการทดลองพบว่า การพาความร้อนแบบบังคับในงานวิจัยนี้มีค่าใกล้เคียงกับงานวิจัยของ Lyman และคณะ (2002) แต่จะมีค่ามากกว่าเล็กน้อยที่ตัวเลขเรย์โนลดส์สูงๆ อาจจะเนื่องจากความแตกต่างของการใช้งานครีบเกล็ด กล่าวคือ ในงานวิจัยนี้เป็นการถ่ายเทความร้อนจากอากาศสู่ครีบเกล็ด แต่ในงานวิจัยที่ผ่านมาเป็นการอุ่นอากาศโดยใช้ครีบเกล็ด ผลการทดลองที่ได้จากงานวิจัยนี้ทั้งส่วนที่ทดลองกับการพาความร้อนแบบธรรมชาติและแบบบังคับ พร้อมทั้งงานวิจัยของ Lyman และคณะ (2002) สามารถนำมาแสดงดังในรูปที่ 5.8 ที่มีการเปรียบเทียบค่า j โคเบิร์นแฟกเตอร์ เฉลี่ยเทียบกับค่า Re_{Lp} ที่ F_p/L_p และมุมเอียงเกล็ดต่างๆ และนอกจากนั้นผู้วิจัยยังได้ทำเปรียบเทียบผลการทดลองกับงานวิจัยของปฏิภาณ (2547) ซึ่งได้ทดสอบมุมเอียงตัวของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบครีบเกล็ดและเป็นการพาความร้อนแบบธรรมชาติเพิ่มเติมอีกด้วย

จากรูปที่ 5.17 จะเห็นว่า ณ การไหลของอากาศทุกๆ มุมเอียงเกล็ดค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะแปรผกผันกับตัวเลขเรย์โนลดส์ซึ่งเป็นคุณลักษณะโดยทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แต่หากทำการเปรียบเทียบ ณ ตำแหน่งตัวเลขเรย์โนลดส์เดียวกัน พบว่าที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศาค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่ามากที่สุด ส่วนที่มุมเอียงเกล็ด 18, 23, 35 และ 40 องศาค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่าลดลงตามลำดับ และที่มุมเอียงเกล็ด 18 องศาจะมีค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์น้อยที่สุดหรืออาจกล่าวได้ว่าเมื่อเราเอียงเกล็ดจาก 18 เป็น 30 องศาทำให้มีการเปลี่ยนแปลงแนวโน้มของรูปแบบการไหลจากแนวท่อมาเป็นแนวเกล็ดมากขึ้นดังแสดงในรูปของค่าประสิทธิภาพการไหล ซึ่งเมื่อการไหลเปลี่ยนจากการไหลตามแนวท่อเป็นการไหลตามแนวเกล็ดจะทำให้ครีบเกล็ดมีพื้นที่ในการรับความร้อนเพิ่มขึ้นทำให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้นดังที่ได้กล่าวไปแล้วข้างต้น

เมื่อเปรียบเทียบค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของงานวิจัยนี้กับงานวิจัยของปฏิภาณ (2547) พบว่าค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของงานวิจัยนี้มากกว่าในงานวิจัยของปฏิภาณ (2547) ประมาณ 2.5 เท่า แล้วเนื่องจากงานวิจัยของปฏิภาณ (2547) นั้นใช้ครีบที่มีองศามุมครีบคงที่การปรับเปลี่ยนมุมนั้นเป็นการปรับมุมที่หน้าตัดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งชุดทำกับแนวการไหล การปรับมุม

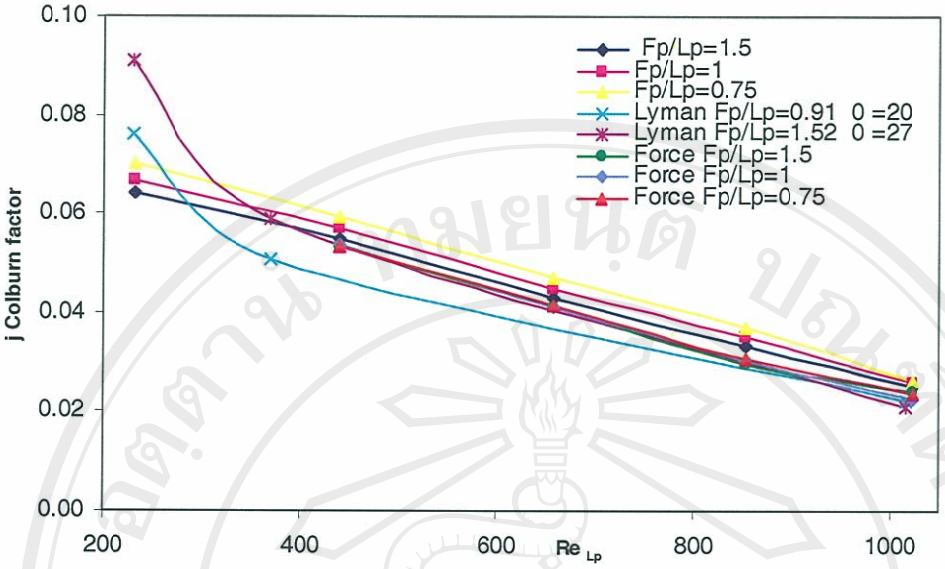
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ครีบเกล็ดไม่สามารถทำได้ เนื่องจากชุดครีบเกล็ดที่ใช้ในงานวิจัยนั้นเป็นส่วนหนึ่งของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (ดูบทที่ 2) แต่ในงานวิจัยนี้สามารถทำได้โดยการปรับเปลี่ยนมุมเอียงเกล็ด และ F_p/L_p ดังนั้น ถึงแม้จะมีการปรับองศาของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ส่งผลให้ค่าสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนทั้งชุดสูงขึ้น แต่ก็มิสามารถทำให้ลักษณะการไหลของอากาศผ่านครีบเกล็ดในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนดังกล่าวเป็นแบบการไหลผ่านเกล็ดไปทั้งหมดโดยเฉพาะอย่างยิ่งในเกล็ดท้ายๆ ด้วยสาเหตุค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่คำนวณได้จากงานวิจัยของปฏิพาน (2547) จึงมีค่าน้อยกว่าค่าที่ได้จากงานวิจัยนี้และงานวิจัยของ Lyman และคณะ (2002)

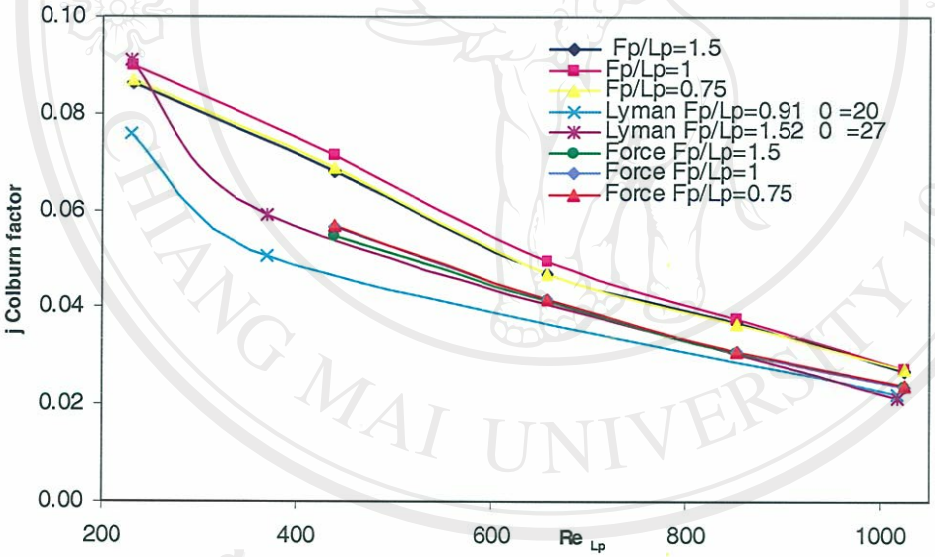


ก) มุมเอียงเกล็ด 18 องศา

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

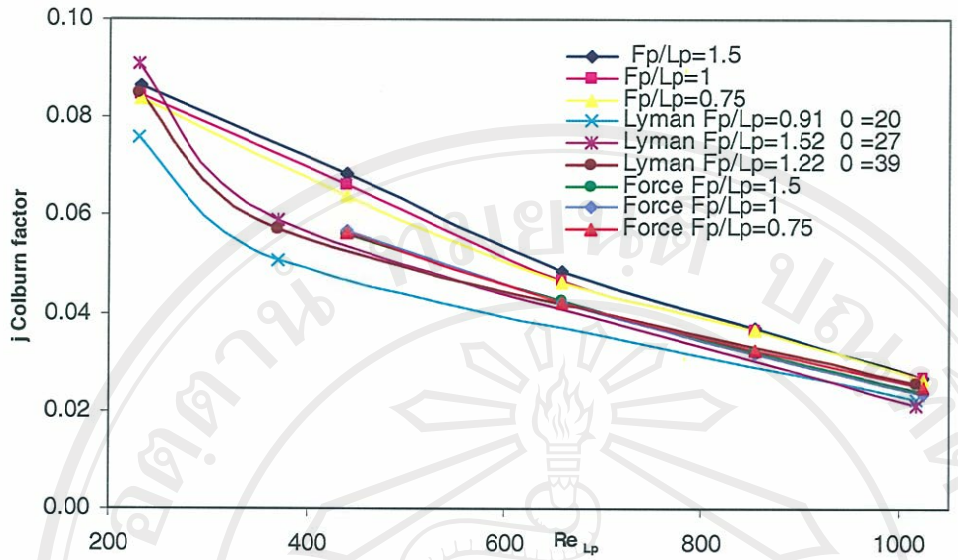


ข) มุมเอียงเกล็ด 23 องศา

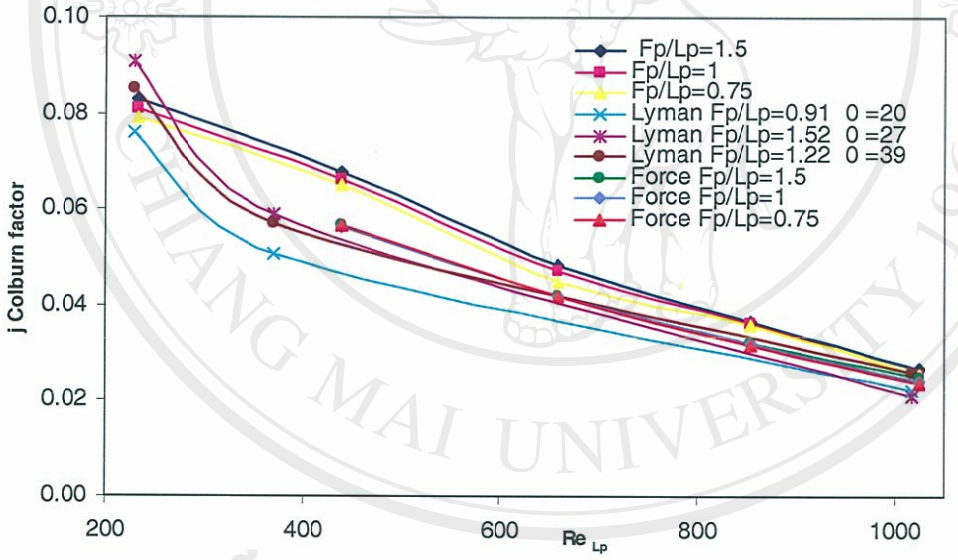


ค) มุมเอียงเกล็ด 30 องศา

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



ง) มุมเอียงเกล็ด 35 องศา



จ) มุมเอียงเกล็ด 40 องศา

รูปที่ 5.17 การเปรียบค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ กรณีการพาความร้อนแบบบังคับและแบบธรรมชาติ ก), ข), ค), ง) และ จ) มุมเอียงเกล็ด 18, 23, 30, 35 และ 40 องศา ตามลำดับ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

การเพิ่มมุมเอียงของครีบเกล็ดจากมุม 30 องศาที่เป็นค่าที่ให้สมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนสูงสุด เพิ่มเป็น 35 และ 40 องศา ส่งผลต่อแนวโน้มของการไหลที่ไปตามแนวเกล็ดอย่างเห็นได้ชัด จากการที่ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์มีค่าลดลง ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่ Re_{Lp} เท่ากับ 232.59 จะให้ค่าสมรรถนะในการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ทุกมุมเอียงเกล็ด และที่การพาความร้อนแบบบังคับ

ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่าใกล้เคียงกันมากกับงานวิจัยของ Lyman และคณะ (2002) และแนวโน้มของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะคล้ายกันทั้งการพาความร้อนแบบธรรมชาติและแบบบังคับ แต่การพาความร้อนแบบธรรมชาติจะมีค่ามากกว่า ที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ที่ Re_{Lp} เท่ากับ 232.39 จะมีค่ามากและใกล้เคียงกับงานวิจัยของ Lyman และคณะ ที่สุด

นอกจากการเปรียบเทียบค่าของ j โคเบิร์น แฟกเตอร์ แล้ว ในงานวิจัยนี้ยังได้นำสมการการทำนายประสิทธิภาพการไหลของครีบเกล็ดของ Ralph และ Webb (1991) ซึ่งได้ทำนายประสิทธิการไหลของอากาศผ่านครีบเกล็ดมาทดลองใช้ในการทำนายประสิทธิภาพการไหลของอากาศผ่านครีบเกล็ดโดยสมการการทำนายประสิทธิภาพการไหลของ Ralph และ Webb (1991) เป็นดังสมการ

$$\eta = 0.95\left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.23} \qquad \text{กรณี } Re_{Lp} > Re^* \qquad (2.9)$$

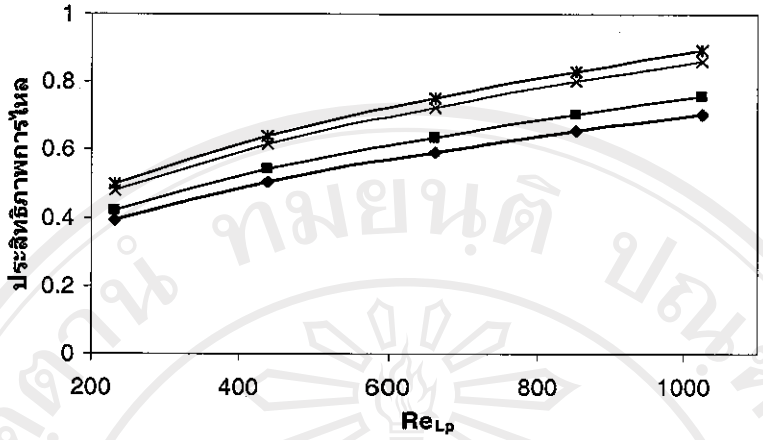
$$\eta = 0.091(Re_{Lp})^{0.39}\left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.44}\left(\frac{\theta}{90}\right)^{0.3} \qquad \text{กรณี } Re_{Lp} < Re^* \qquad (2.10)$$

และ

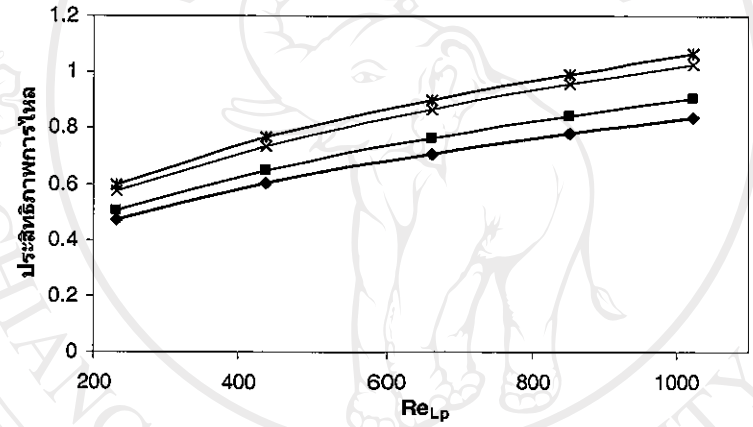
$$\eta = 0.95\left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{0.23} - 0.00003717x\left[828\left(\frac{2\theta}{\pi}\right)^{-0.34} - Re_{Lp}\right]x\left(\frac{L_p}{F_p}\right)^{-1.35}\left(\frac{2\theta}{\pi}\right)^{-0.61} \qquad \text{กรณี } Re_{Lp} = Re^* \qquad (2.11)$$

จากการทดสอบในงานวิจัยนี้พบว่าค่า Re_{Lp} จะมีค่าน้อยกว่า Re^* ซึ่งการคำนวณค่าต่างๆ ได้แสดงในภาคผนวก ดังนั้นจึงเลือกใช้สมการที่ 2.10 ในการทำนายประสิทธิภาพการไหล แต่สมการข้างต้นนี้ใช้ทำนายประสิทธิภาพการไหลของการพาความร้อนแบบบังคับและเป็นการอุ่นอากาศ ซึ่งมีความแตกต่างกับงานวิจัยนี้ ผลการคำนวณจากสมการข้างต้นอาจจะใกล้เคียงกับงานวิจัยนี้เฉพาะผลที่ได้จากการทดสอบการพาความร้อนแบบบังคับ แต่ยังคงมีข้อแตกต่างกันในส่วนของลักษณะการถ่ายเทความร้อนที่กลับทิศกันกล่าวคือ งานวิจัยที่ผ่านมาเป็นการอุ่นอากาศแต่งานวิจัยนี้เป็นการหล่อเย็นอากาศ จากผลการคำนวณจากสมการการทำนายประสิทธิภาพการไหลแสดงดังรูปที่ 5.18 จากรูปที่ 5.18 จะเห็นได้ว่าประสิทธิภาพการไหลจะขึ้นอยู่กับตัวเลขเรย์โนลดส์ มุมเอียงเกล็ด และ L_p/F_p โดยเมื่อเพิ่มมุมเอียงเกล็ดและตัวเลขเรย์โนลดส์ขณะที่ลดค่า F_p/L_p จะส่งผลให้ประสิทธิภาพการไหลสูงขึ้นด้วย เนื่องจากไหลของอากาศจะเป็นการไหลตามแนวเกล็ดมากกว่าแนวท่อดังที่กล่าวมาแล้ว

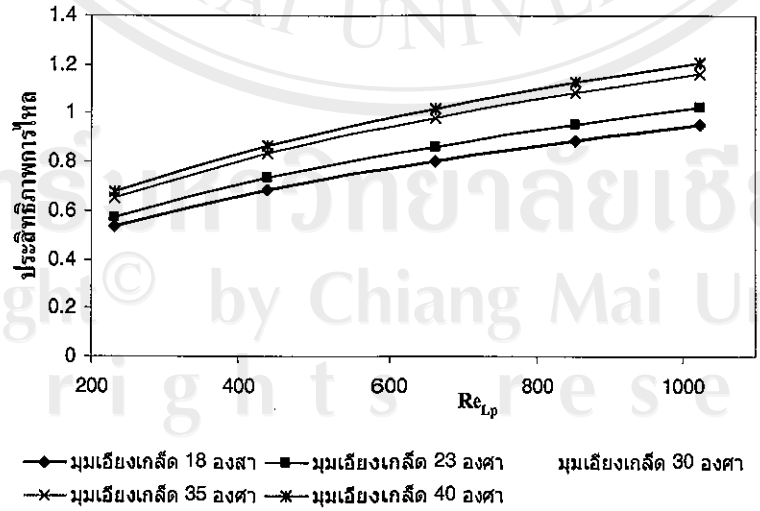
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



ก) $F_p/L_p = 1.5$



ข) $F_p/L_p = 1$



ค) $F_p/L_p = 0.75$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

รูปที่ 5.18 ประสิทธิภาพการไหลจากการคำนวณโดยสูตรของ Ralph และ Webb (1991) ก) $F_p/L_p = 1.5$, ข) $F_p/L_p = 1$ และ ค) $F_p/L_p = 0.75$

จากการผลการทดลองที่นำเสนอข้างต้นจะเห็นได้ว่าผลการทดลองของงานวิจัยนี้มีความสอดคล้องสนับสนุนกับงานวิจัยที่ผ่านมา ทั้งผลของระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ด ผลของตัวเลขเรย์โนลดส์ และผลของมุมเอียงเกล็ด ซึ่งในบทถัดไปจะได้กล่าวสรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะต่าง ๆ ต่อไป

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

บทที่ 6
สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

วัตถุประสงค์หลักของงานวิจัยนี้คือเพื่อศึกษาผลของ ระยะห่างระหว่างครีบ ระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด ที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของครีบแบบเกล็ดกับอากาศร้อนที่ลอยตัวแบบธรรมชาติ ณ ตัวเลขเรย์โนลดส์ต่ำ ๆ เพื่อนำค่าที่ได้ไปออกแบบเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมกับการพาความร้อนแบบธรรมชาติในลำดับต่อไป ในงานวิจัยนี่จะได้ปรับเปลี่ยนตัวแปรดังกล่าวและแสดงสมรรถนะในการแลกเปลี่ยนความร้อนที่เปลี่ยนแปลงไปในรูปของค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จากผลการศึกษาและการวิเคราะห์ผลการศึกษาในบทที่ผ่านมา จะสามารถสรุปผลการศึกษาและข้อเสนอแนะสิ่งที่ควรทำหรือปรับปรุง หากจะมีการศึกษาวิจัยเพิ่มเติมในอนาคต โดยมีรายละเอียดดังนี้

6.1 สรุปผลงานวิจัย

จากการทดลองและการวิเคราะห์ผลการทดลองเพื่อศึกษาผลของลักษณะทางกายภาพ คือ ระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ด และมุมเอียงเกล็ด ที่มีต่อค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ ของครีบแบบเกล็ดที่ใช้รับความร้อนจากอากาศร้อนเพื่อถ่ายเทความร้อนให้กับน้ำเย็น โดยขนาดของครีบเกล็ดที่ใช้มีขนาด 15 ต่อ 1 ของ ชุดทดลองต่อครีบเกล็ดของต้นแบบในคอนเดนเซอร์ที่ใช้ในงานวิจัยของเจนจิรา (2545) และปฏิภาณ (2547) จากทฤษฎีและผลการทดลองที่กล่าวในบทก่อนหน้านี้สามารถสรุปได้ว่า

6.1.1 ความเร็วหรือตัวเลขเรย์โนลดส์ของอากาศขาเข้ามีผลต่อลักษณะการไหลของอากาศภายในครีบระบายความร้อน โดยเมื่อความเร็วขาเข้าของอากาศเพิ่มขึ้นอากาศจะสามารถไหลเข้าไปในช่องว่างระหว่างเกล็ดได้มากขึ้น หรือกล่าวได้ว่าอากาศมีทิศทางการไหลตามแนวเกล็ดมากขึ้น ซึ่งสอดคล้องกับผลสรุปจากงานวิจัยต่างๆ ที่ผ่านมา

6.1.2 การเพิ่มมุมเอียงเกล็ดมีผลต่อลักษณะการไหลของอากาศร้อนที่ไหลผ่านครีบเกล็ด โดยเมื่อเพิ่มมุมเอียงเกล็ดจาก 18 เป็น 23 องศา และ 30 องศา รูปแบบการไหลจะเปลี่ยนแนวโน้มจากการไหลตามแนวท่อมาเป็นการไหลตามแนวเกล็ดมากขึ้น แต่ทิศทางการไหลตามแนวเกล็ดนี้จะ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ลดลงเมื่อมุมเอียงเกล็ดเพิ่มเป็น 35 และ 40 องศาตามลำดับแต่ก็ยังไหลตามแนวเกล็ดมากกว่าหากเทียบกับกรณีที่มุมเอียงเกล็ดเท่ากับ 18 และ 23 องศา

6.1.3 ลักษณะการไหลของอากาศร้อนมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนของครีบเกล็ด โดยเมื่อการไหลเปลี่ยนรูปแบบจากแนวท่อเป็นแนวเกล็ดจะทำให้ครีบเกล็ดสามารถถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้นเนื่องจากมีพื้นที่ในการรับความร้อนมากขึ้น และในทางกลับกันเมื่อการไหลเปลี่ยนรูปแบบจากแนวเกล็ดเป็นแนวท่อจะทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของครีบเกล็ดลดลง

6.1.4 การลดอัตราส่วนระหว่างระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่าเกล็ดส่งผลให้ลักษณะการไหลพัฒนาจากไหลตามแนวท่อเป็นการไหลตามแนวเกล็ดมากขึ้น เนื่องจากการลดระยะห่างระหว่างครีบจะเป็นการลดช่องห่างระหว่างครีบซึ่งเป็นการบังคับให้อากาศร้อนให้ไหลไปตามแนวเกล็ดมากขึ้นแทนที่จะไหลไปตามแนวท่อ

6.1.5 ที่มุมเอียงเกล็ด 30 องศา และอัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ดเท่ากับ 1 ครีบเกล็ดจะมีค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์สูงสุดโดยเพิ่มขึ้น 17 เปอร์เซ็นต์ เทียบกับกรณีที่มุมเอียงเกล็ดเท่ากับ 23 องศา ส่วนที่มุมเอียงเกล็ด 35 และ 40 องศา ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์จะมีค่าเพิ่มขึ้น 15 และ 14 เปอร์เซ็นต์ตามลำดับ เทียบกับกรณีที่มุมเอียงเกล็ดเท่ากับ 23 องศา เช่นกัน ส่วนกรณีที่ลดมุมเอียงเกล็ดเป็น 18 องศา พบว่า ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่าลดลงเมื่อเทียบกับมุมเอียงเกล็ด 23 องศาคิดเป็น 13.84 เปอร์เซ็นต์

6.1.6 เนื่องจากยังไม่มีงานวิจัยใดที่ใช้ครีบเกล็ดเป็นตัวรับความร้อนกรณีการพาความร้อนแบบธรรมชาติและหล่อเย็นอากาศมาก่อน ดังนั้นงานวิจัยนี้จึงได้ทดลองกรณีการพาความร้อนแบบบังคับเพื่อจะได้เปรียบกับงานวิจัยอื่นได้ พบว่า เมื่อเปรียบการผลการทดลองกรณีการพาความร้อนแบบบังคับของงานวิจัยนี้กับงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ จะมีค่าใกล้เคียงกัน แสดงว่าการทดลองนี้มีความเชื่อถือได้ในระดับหนึ่ง

6.1.7 กรณีค่าตัวเลขเรย์โนลดส์ขาเข้าเท่ากัน ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์ กรณีการพาความร้อนแบบธรรมชาติจะมีค่ามากกว่าการพาความร้อนแบบบังคับ เนื่องจากการพาความร้อนแบบธรรมชาติอากาศร้อนจะลอยตัวอย่างอิสระ และผู้วิจัยสันนิษฐานว่าอาจจะเกิดกระแสอากาศหมุนวนมากกว่าการพาความร้อนแบบบังคับซึ่งมีพัดลมเป็นตัวควบคุมความเร็วอากาศ ทำให้อากาศร้อนมีเวลาแลกเปลี่ยนความร้อนกับครีบเกล็ดมากกว่าการพาความร้อนแบบบังคับ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

6.2 ข้อเสนอแนะ

6.2.1 ควรลองใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ในการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์กรณีการถ่ายเทความร้อนแบบธรรมชาติ เพื่อดูลักษณะการไหลของอากาศผ่านครีบเกล็ด

6.2.2 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์แบบ 3 มิติของเครื่องครีบเกล็ด โดยสามารถกำหนดเงื่อนไขเข้าออกของทั้งอากาศและน้ำได้ เพื่อศึกษาการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของน้ำโดยตรงหลังจากรับความร้อนจากอากาศที่ไหลผ่านครีบเกล็ดที่มุมเอียงเกล็ด และ อัตราส่วนระยะห่างระหว่างครีบต่อระยะห่างระหว่างเกล็ดต่างๆ

6.2.3 ควรนำหลักการและแนวคิดเรื่องผลกระทบของลักษณะทางกายภาพที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนจากงานวิจัยนี้ไปประยุกต์ใช้ หรือสร้างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนให้มีความเหมาะสมและมีประสิทธิภาพในการนำความร้อนทิ้งจากโรงงานอุตสาหกรรมต่างๆ เพื่อนำมาใช้ในระบบได้ใหม่ อันจะส่งผลต่อการประหยัดพลังงานในภาคอุตสาหกรรมได้

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

บทที่ 7
ผลที่ได้จากการวิจัย

โครงการวิจัยนี้ได้นำส่งบทความเพื่อประกอบการพิจารณาใน Journal of Mechanical Science and Technology ในหัวข้อ เรื่อง "Thermal Characteristics of Louvered fins at Low Reynolds number flow" โดยมีรายละเอียดดังแสดงต่อไปนี้

7.1 ABTRACT

Design parametric studies of a louvered-fin compact heat exchanger are carried out where fin pitch relative to the louver pitch and the angle of the lovers are investigated under the heat transmission from the hot buoyant plume of which the Reynolds number based on louver pitch is considered to be low. Experiments were conducted on the 15:1 scaled-up louver fin models. It is found that the highest j Colburn factor for such low Reynolds number flow emerges when the louver pitch ratio is 1 and louver angle is 30, respectively.

7.2 INTRODUCTION

Louvered fin compact heat exchangers (Fig.1) are used in a variety of applications including heat rejection system in automobiles, residential air-conditionings, oil coolers, and radiators. One of the most important objectives in the investigations regarding to these compact heat exchangers has been focusing on developing high performance heat exchangers without sacrificing the lightness and small volume. Achaichia and Cowell [1] were the first to experimentally verify that it is relatively important to design louvered fins in a way such that the flow is louver directed rather than duct directed (Fig.2a and b). Their study indicated an increase in heat transfer coefficients as the flow transitioned from being duct direct to being louver directed. Zhang et al [2] studied the effect of Reynolds number, fin pitch, louver thickness and louver angle on flow efficiency in multi-louvered fins. Results showed that flow efficiency was strongly dependent on geometrical parameter, especially at low Reynolds Number. Flow efficiency increases with Reynolds number and louver angle but it decreases with fin pitch and thickness ratio. Ralph and Webb [3] used a dye injection technique with 10:1 models in their work. The geometrical parameters, louver pitch, louver angle and fin pitch were varied to determine their effect on the flow structure. Tests covered Re of 400-4000 based on louver pitch. It was found that when louver angle and louver pitch increased the flow efficiency was increased, representing the louvered-directed flow where heat transfer is increased but if the fin pitch increased the flow efficiency was decrease.

Lyman et al [4] presented a method for evaluating the spatially resolved louver heat transfer coefficients using various reference temperatures, such as the bulk flow temperature and adiabatic wall temperature, to define the convective heat transfer coefficients. It was found that larger fin pitches and higher louver angles were better performance at the lower Reynolds numbers. At high Reynolds numbers, the performance is highly influenced by how many louvers downstream the heated wakes influence. Louver geometries in which the louvers are nearly aligned do not provide a good design from heat transfer perspective, particularly for high Reynolds numbers. The heat transfer coefficients based on the bulk flow temperature for a particular louver did correlate closely with its local thermal field indicating the dominant importance of the thermal field approaching a particular louver. The objectives of previous literature were to design the heat exchanger so that high-performance and low pressure drop are achieved in which the forced convection heat transfer dominates. In contranst, this research work used 15:1 scaled-up model of louver fins to study the effects of the geometry in corresponding to the low Reynolds number flow of hot buoyant air plume which has never been investigated before.

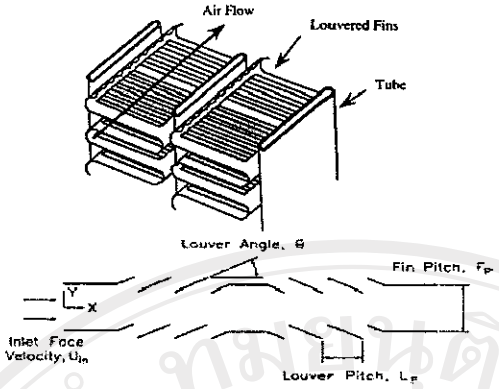


Fig.1 Illustration of the louvered plate fin heat exchanger and parameters of louvered fins geometry (Springer and Thole)

The objective of this study is to study the effect of the geometrical parameters including the fin pitch (F_p), louver pitch (L_p) and louver angle (θ) of the louver fins to clarify the better design parameters for the louvered compact heat exchanger to be used the heat recovery system from hot buoyant air plume which is normally rejected in food industries.

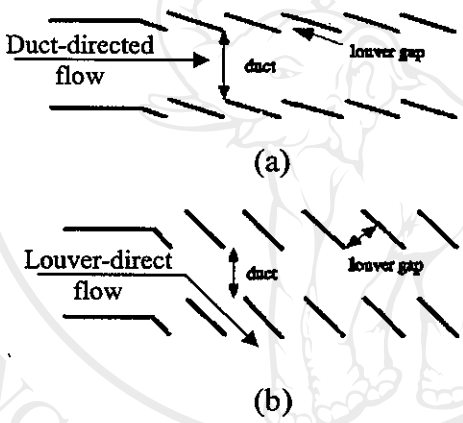


Fig.2 a) Duct-directed flow b) Louver directed-flow through a typical louver array (Springer)

7.3 THEORY AND PRINCIPLE

From the Newton's law of cooling, the predictive equation for the convective heat flux q [W/m^2] is suggested as

$$q = \frac{Q}{A} = h(T_w - T_{ref}) \qquad (1)$$

where h is heat transfer coefficient

A is the louver surface area

T_w is louver wall temperature

T_{ref} is the free steam temperature used as the reference temperature

For the low speed external flow application, the free stream temperature is taken as the reference temperature, and for internal flow applications the bulk flow temperature is taken as the reference temperature (Lyman et al.)

Q in equation (1) can also be solved by

$$Q = m' c_p (\Delta T_1 + \Delta T_2) \qquad (2)$$

where ΔT_1 and ΔT_2 are the water inlet and outlet temperature differences.

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Additionally, the convection heat transfer coefficient of air on the side can be represented in a form of Colburn factor (j) as

$$j = \frac{hPr^{2/3}}{Gc_p} \qquad (3)$$

where G is the maximum mass velocity can written as

$$G = \frac{m'_a}{A_{ff}} = \frac{\rho A_p v}{A_{ff}} \qquad (4)$$

A_{ff} is the minimum cross sectional free flow area
Ap is the test section cross area

7.4 EXPERIMENTAL APPARATUS

In this investigation, the experiment set up as seen in Fig. 3a) in the investigation consisted of 1000-watt heater as the heat sources to naturally induce hot air with low speed to rise upward through louvers fin situated far above. The louver pitch, fin pitch and louver angle can be varied.

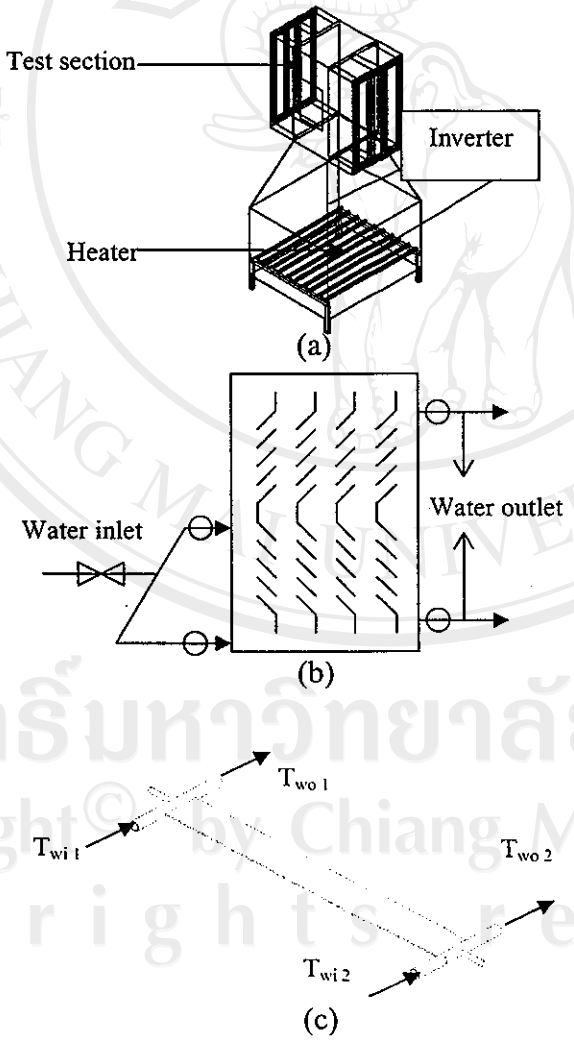


Fig. 3 a) Experimental test set up b) the test section c) louver fin design with scale up 15:1 louver models

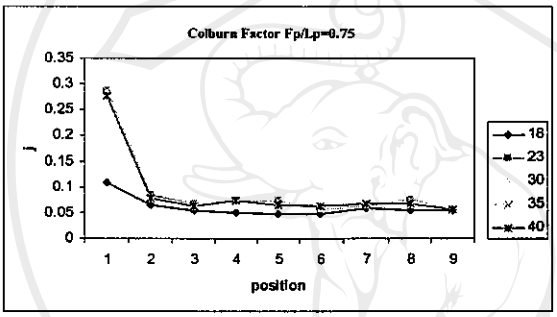
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

The power of the heater can varied as the voltage input is altered. Air plume's velocity is measured using anemometer and pitot tube. The natural convective heat transfer is then achieved by circulating the cooling water to both sides of each louver blade by using a ½ hp centrifugal pump as seen in Fig. 3b). Its flow rate is measured by the flow meter and Rota meter. The water inlet and outlet separate in two ducts as shown in Fig 3c).

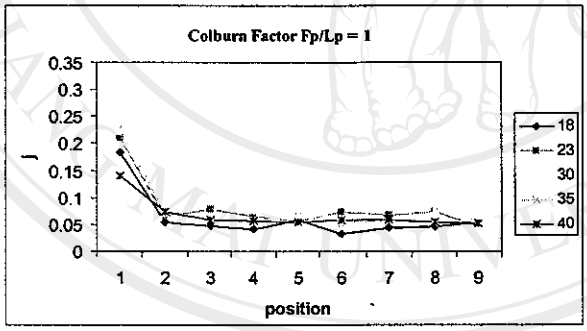
In the experiment all of the louver surfaces were attached with thermocouples where surface temperatures were recorded under the steady-state condition to determine the average louver surface temperature.

7.5 RESULT

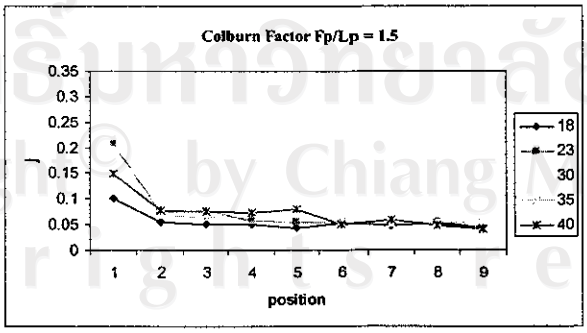
The data were taken for three values of fin-to-louver pitch ratio (Fp/Lp = 0.75, 1, and 1.5) and five louver angles (θ = 18°, 23°, 30°, 35°, and 40°). Fig. 4 shows the Colburn factor for each louver position for all louver angle. In Fig.4a, for small ratio of F_p/L_p, the Colburn factor of 23, 30, 35 and 40 of louver fin angle there are close. The Colburn factor at the fist of louver position are larger than other positions along the louver length showing the high value of convective heat transfer coefficient after which the flow gains heat and the heat coefficient is lower as one might expected. The Colburn factor, henceforth, becomes uniform throughout the louver length.



(a)



(b)



(c)

Fig.4 Colburn factor for each position of all louver angle a) Fp/Lp = 0.75 b) Fp/Lp = 1 c) Fp/Lp = 1.5

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

7.5.1 Effect of fin to louver pitch ratio

The flow must choose whether it will follow the louver direction, the duct direction, or some intermediate angle between the two directions. Which direction it goes will depend on the hydraulic resistance (the duct between the louvers in Fig.2) of the flow path in the louver direction relative to that in the duct direction. As F_p/L_p increased (with L_p is fixed and the fin spacing increases), it appears that this wider fin spacing reduces the hydraulic resistance in the duct direction relative to that in the louver direction. This reduced hydraulic resistance results in a greater fraction of the flow passing in the duct direction. As F_p/L_p is decreased the duct direction hydraulic resistance increases, forcing more of the flow in the louver direction. At the smallest fin spacing the hydraulic resistance in the louver direction is much smaller than in the duct direction, so all of the flow will go in the louver direction. If the flow is louver direct flow the Colburn factor will increases as shown in Fig.5 the highest average Colburn factor occur at $F_p/L_p = 1$.

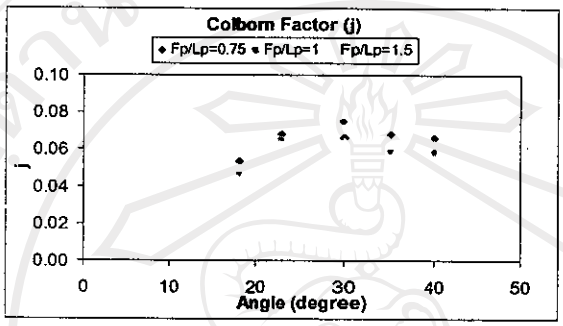


Fig. 5 Averaged Colburn factor for all Fp/Lp and θ

7.5.2 Effect of louver angle

Fig.5 shows a relatively clear comparison among the effects of the louver angles ranging between 18° to 30° for all included F_p/L_p where the corresponding Colburn factor increases. It also shows that when the louver is tilted to 30° and 40°, the Colburn factor is adversely decreased. The results quite suggested and agree well with the past studied in which the flow is regarded as the louver-directed flow at small louver angle. For the louver direct flow the louvers have more area to exchange the hot air more than duct direct flow. The highest Colburn factor is 7.5×10^{-2} occuring at Fp/Lp =1 and 30° of louver angle. And the lowest Colburn factor occur at Fp/Lp = 1 and θ = 18° where the flow is possibly duct-directed flow which agrees quite well with the past studies.

7.6 CONCLUSION

The optimized geometrical parameter of the louver fins to obtain the most effective heat transfer with the low speed hot air is investigated in this work. Heat transfer characteristic of the louver fins in terms of j Colburn factor is investigated. Experiments were conducted in 15:1 scaled-up louver model with varied fin pitch, louver pitch, and louver angle. The Colburn factor has a strong dependent on geometrical parameter such as, louver pitch, fin pitch, and louver angle especially at low Reynolds number flow. The highest Colburn factor is 7.5×10^{-2} occur at F_p/L_p =1 and 30° of louver angle.

7.7.REFERENCES

[1] Achaichia, A. and Cowell T. A., 1988, "Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces", *Experiment Thermal and Fluid Science*, Vol 1 , pp.147-157

[2] Zhang X. and Tafti D.K., 2002, "Flow efficiency in multi-louvered fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer* , Vol.46 , pp.1737-1750

[3] Ralph, L. Webb , Paul ,Trauger,1991, "Flow structure in the louvered fin heat exchanger geometry" . *Experimental Thermal and Fluid Science* , Vol , pp. 205-217

[4] Lyman A.C, Stephan R.A.,. Thole K.A, Zhang L.W., S.B. Memory, 2002, "Scaling of heat transfer coefficients along louvered fins", *Experiment Thermal and Fluid Science*, Vol 26, pp.547-563

[5] Marlow, E. ,Springer, Karen, A., Thole,1998, "Experimental design for flowfield studies of louvered fin" . *Experiment Thermal and Fluid Science*, Vol 18 , pp.258-269 [7]

[6] Sahnoun, A., Webb, R.L.,1992, "Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry", *International Journal of Heat Transfer*, Vol.114 , pp.895-900
[7] Tafti, D.K. , Wang, G. , Lin, W. ,2000, "Flow transition in a multilouvered fin array", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.3, pp.901-919
[8] Achaichia A., Heikal M. R. and Cowell T.A., 1995, "Flow and heat transfer in compact louvered fin sufaces", *Experiment Thermal and Fluid Science*, Vol 10, pp.192-199

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ภาคผนวก ก

ภาพนำเสนองานวิจัย

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Louvered-Fin Heat Exchanger Designed for Recovering Waste Heat from Hot Buoyant Naturally-Induced Air

Nat VORAYOS
Department of Mechanical Engineering,
Faculty of Engineering,
Chiang Mai University

Simple problem from SME industries

120-140 °C Buoyant hot-air plume

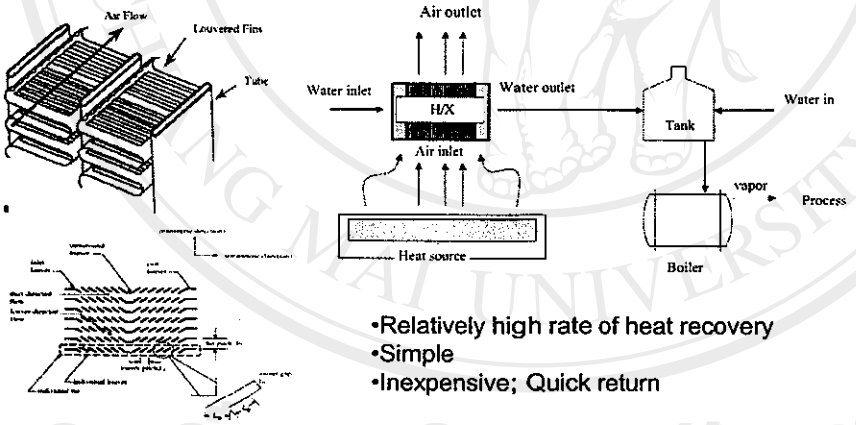
Food processing: Japanese biscuit baking machines

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright © by Chiang Mai University
All rights reserved

Presentation Overviews

- Introduction
- Research Objectives
- Methodology
- Results & Discussions
  - Preliminary Design
  - Parametric Study
  - Concept Adjustment
- Conclusion

Introduction: Heat Recovery System

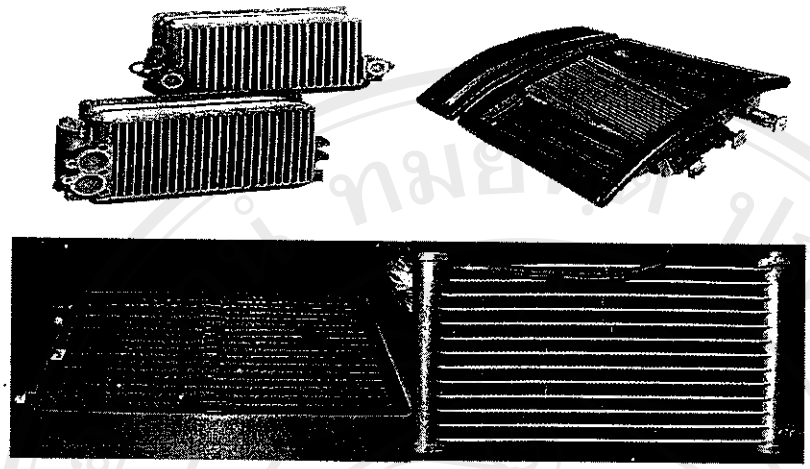


(DeJong and Jacobi, 2002)

- Relatively high rate of heat recovery
- Simple
- Inexpensive; Quick return

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Introduction: Choice of H/X



Variety of louvered-fin compact heat exchangers

Research Objectives

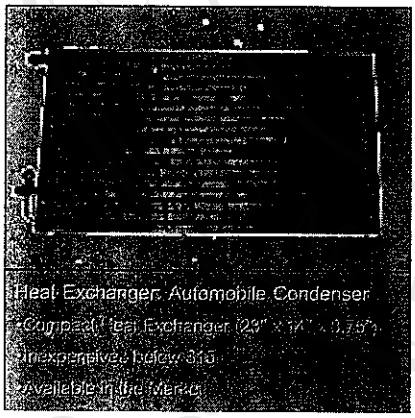
- To study the design parameters influencing the heat transfer between the louvered fins and hot buoyant naturally-induced air in cooling mode
- To preliminarily design the heat exchanger to effectively recover waste heat from hot buoyant naturally-induced air
- To determine the feasibility of constructing the heat exchanger suitable for retrieve heat from hot buoyant naturally-induced air

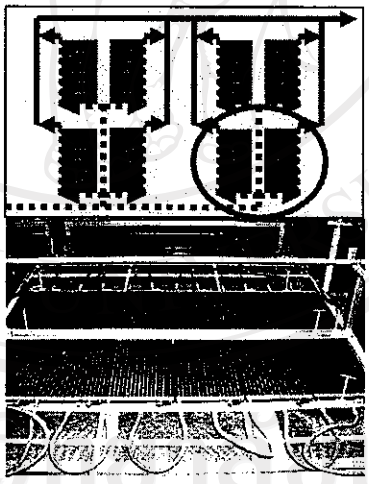
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Methodology

- Initiative to the industry
  - H/X preliminarily designed for hot buoyant air plume
- Parametric Study: Experiments:
  - fin and louver angles, fin pitch, and louver pitch
- Adjustment of Design: Modeling using commercial computational fluid dynamic software
  - influences of the relevant design parametric on flow structure and the heat transfer

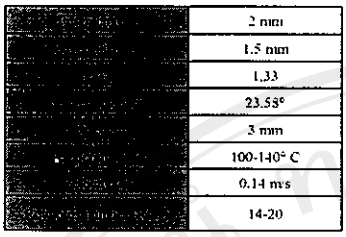
Initiative in the industry: Inexpensive heat recovery system

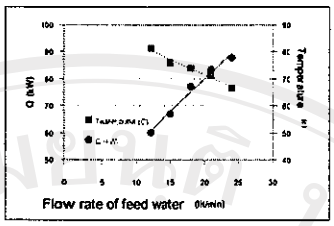


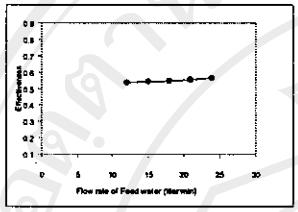


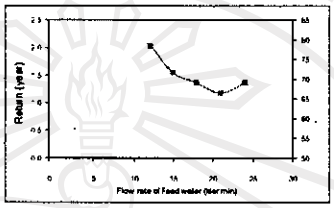
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Initiative in the industry: testing results

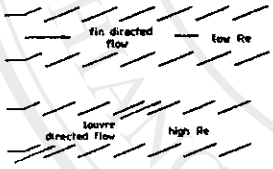




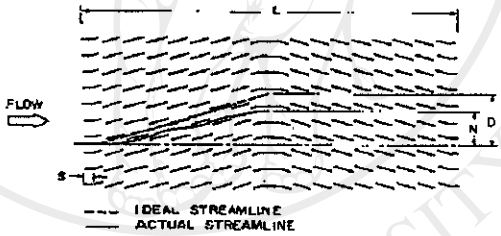




Louvered Fins: favorable flow structure



(Ralp and Webb, 1991)



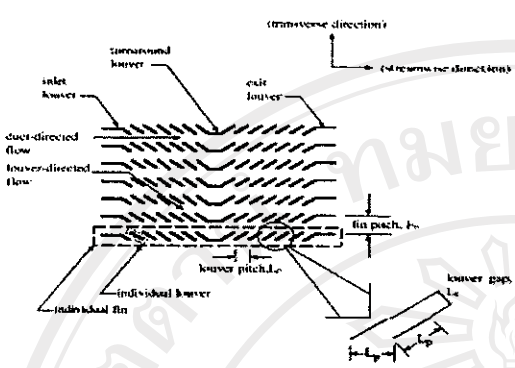
$$\eta = \frac{N}{D} = \frac{actual \text{ transvers e distance}}{ideal \text{ transvers e distance}}$$

Flow Efficiency: Ralp and Webb (1991)

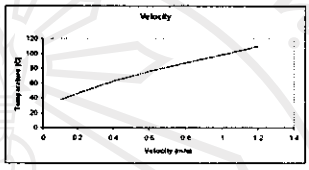
VORAYOS, N.: Louvered-Fin Heat Exchanger Designed for [illegible] Waste Heat from Heat Pipe and Internally-Balanced Air

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Parametric Study: Scaled-up modeling



[illegible] (FS)	3 cm
[illegible] (L_p)	2-4 cm
[illegible]	0.75-1.5
[illegible] (θ)	18-40°
[illegible]	4.5 cm
[illegible]	40-110 ° C
[illegible] (V)	0.1-0.12 m/s
[illegible] (Re_{Lp})	232.59-1023.67



VORAYOS, N.: [illegible]

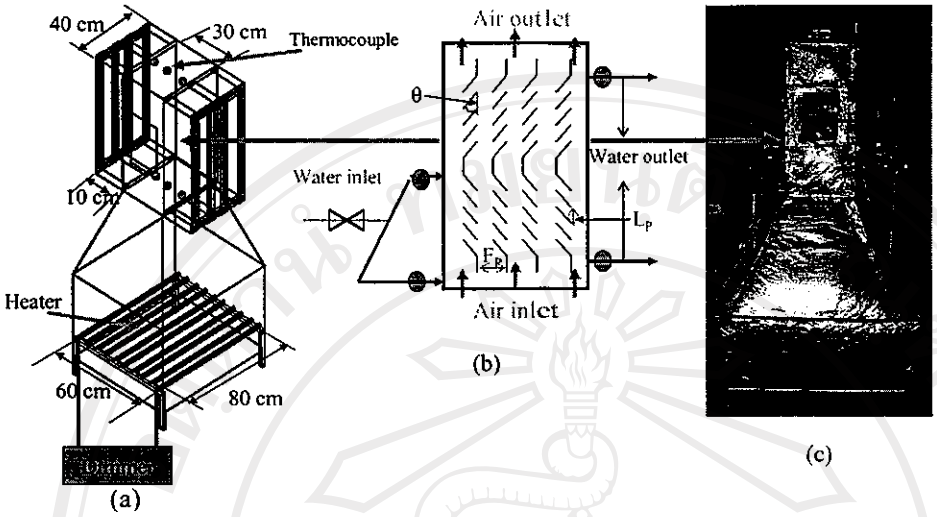
Past Investigations

Past investigation	Fin pitch (F_p) mm	Louver pitch (L_p) mm	F_p/L_p	Mode	Louver angle (θ)	Reynolds number (Re_{Lp})	Suggested Design Parameter
Lyman et al. (2002)	-	-	0.54-1.52	Forced Cooling	20-39	230-1016	F_p/L_p = 1.52, θ = 27 (Re_{Lp} = 230) given better j-Colburn factor
DeJong and Jacobi (2002)	-	-	1.09-1.20	Forced Cooling	18-22	100-1400	F_p/L_p = 1.09, θ = 28 (All of Re_{Lp}) given better Sherwood number
Relph and Webb (1991)	11-30	15	0.49-1.31	Forced Cooling	20-30	400-4000	L_p/F_p = 1.31 θ = 30 (All of Re_{Lp}) given better flow efficiency

VORAYOS, N.: [illegible]

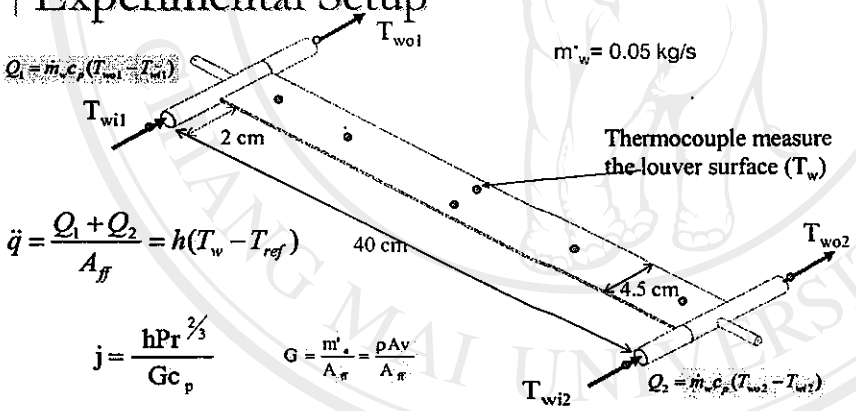
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Experimental Setup



VORAYOS, N.: Louvered fin Heat Exchanger Designed for Recovering Waste Heat from Hot Buoyant Naturally Induced Air

Experimental Setup



$$\ddot{q} = \frac{Q_1 + Q_2}{A_{ff}} = h(T_w - T_{ref})$$

$$j = \frac{hPr^{2/3}}{Gc_p} \qquad G = \frac{m^{\cdot}_a}{A_{ff}} = \frac{\rho Av}{A_{ff}}$$

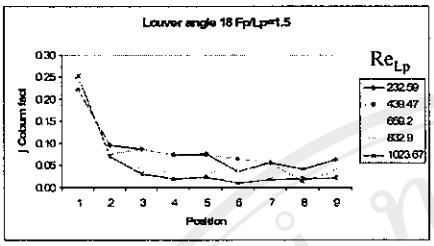
T_{ref} = Free steam temperature (°C)
A_{ff} = Minimum cross sectional free flow area (m²)

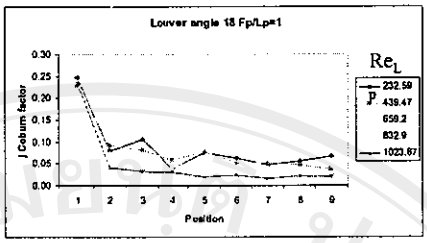
A = Test section cross area (m²)
V = Air inlet velocity (m/s)

Louver fin design with scale up 15:1 louver models

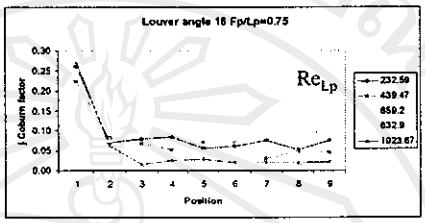
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Experiment Results and Discussions





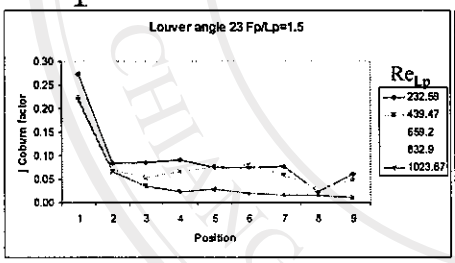
θ =18°

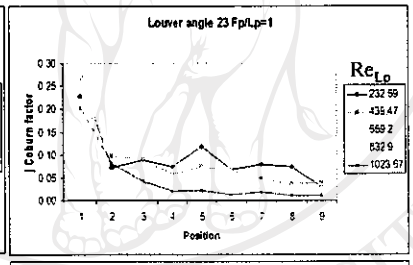


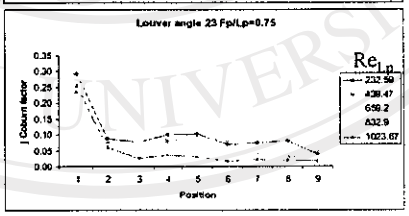
Colburn factor on each fin at a) Fp/Lp = 1.5 b) Fp/Lp = 1 c) Fp/Lp = 0.75

VORAYOS, N.: [illegible]

Experiment Discussions







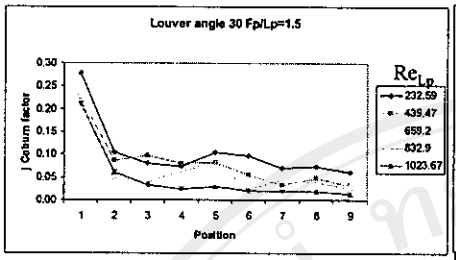
θ =23°

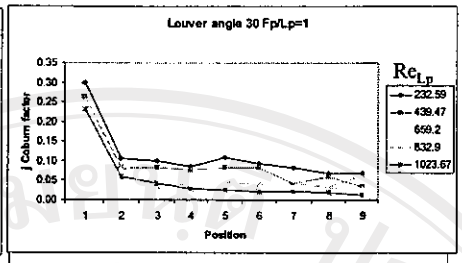
Colburn factor for each fin when a) Fp/Lp = 1.5 b) Fp/Lp = 1 c) Fp/Lp = 0.75

VORAYOS, N.: [illegible]

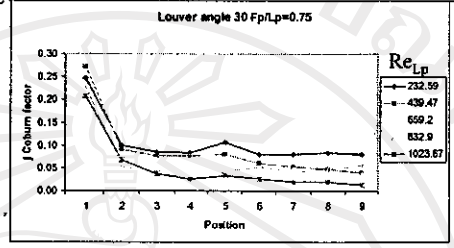
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Experiment Discussions



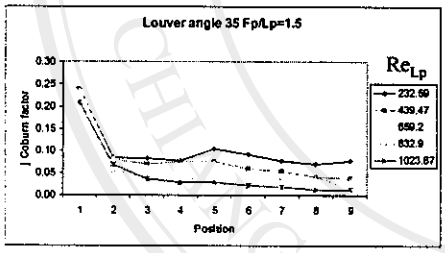


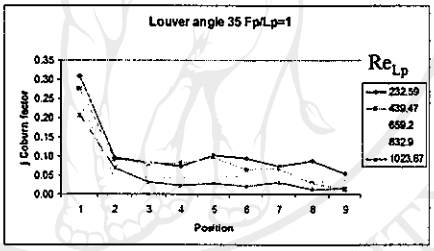
θ =30°



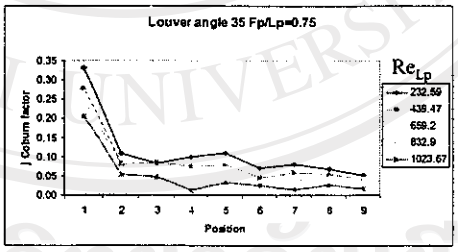
Colburn factor for each fin when a) Fp/Lp = 1.5 b) Fp/Lp = 1 c) Fp/Lp = 0.75

Experiment Discussions





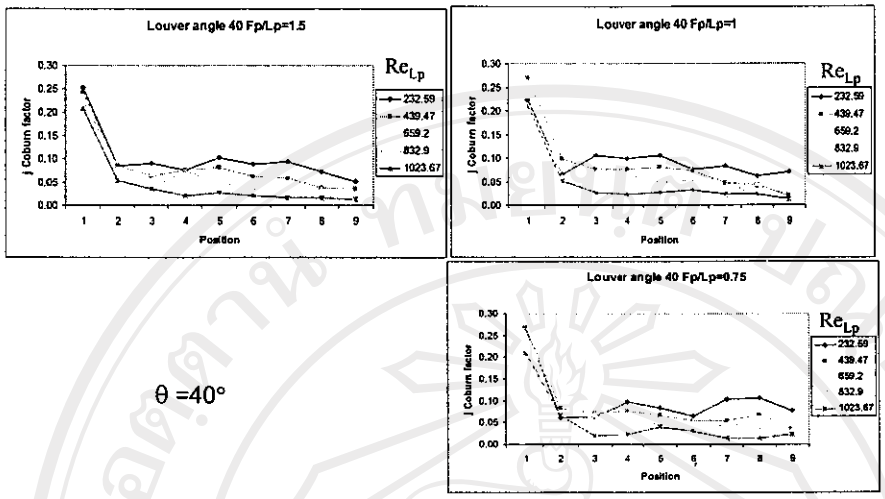
θ =35°



Colburn factor for each fin when a) Fp/Lp = 1.5 b) Fp/Lp = 1 c) Fp/Lp = 0.75

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

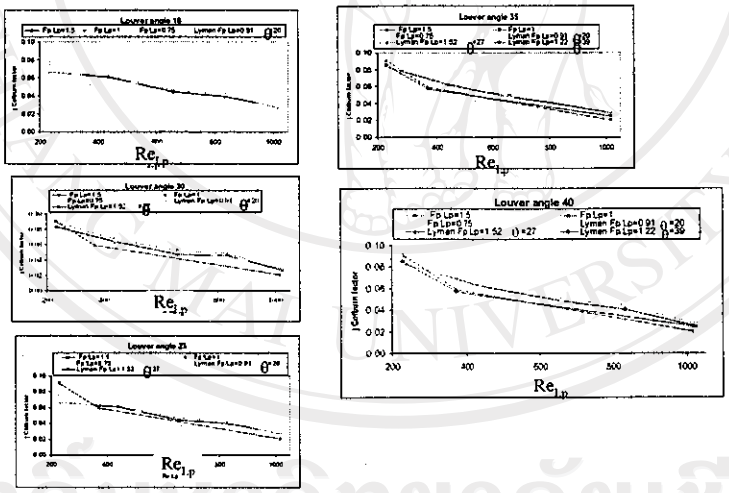
Experiment Discussions



θ =40°

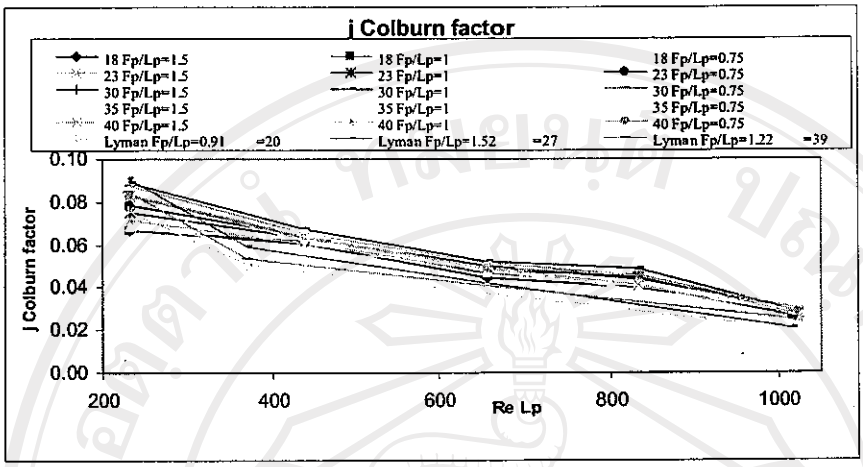
Colburn factor for each fin when a) Fp/Lp = 1.5 b) Fp/Lp = 1 c) Fp/Lp = 0.75

Experimental Discussions



ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Experiment Discussions

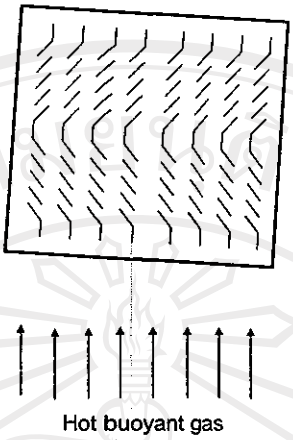


Discussion on Design Parameters

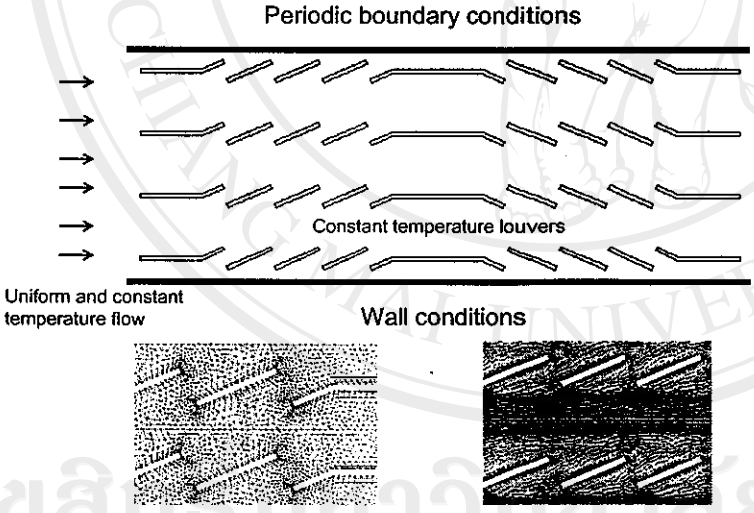
- At the same θ, Fp/Lp, Re_{Lp} →Buoyant flow yields higher j
- High Re_{Lp} → Low j
- Fp/Lp ≈ 1
- θ ≈ 30 °

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Modification of H/X



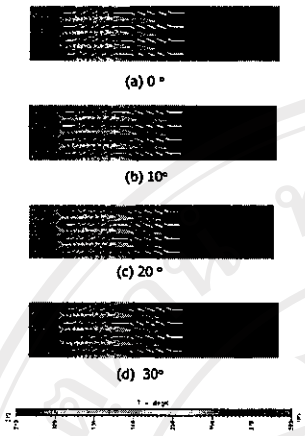
Numerical Simulation: Flow Structure and Heat Transfer



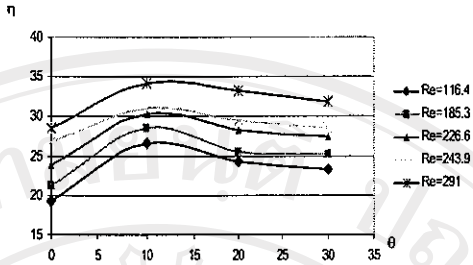
VORAYOS, N.:

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Simulation Discussions



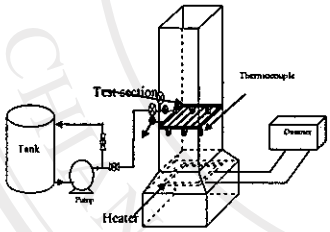
Temperature profiles at varies inclination angle

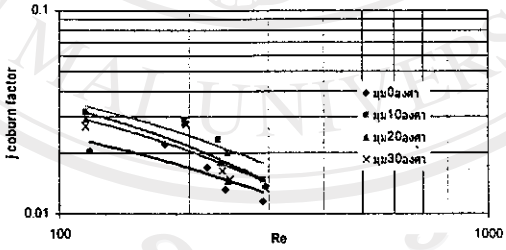


Flow efficiency at versus inclination of heat exchanger at varies Reynolds number

VORAYOS, N.: Louvered Fin Heat Exchanger Designed for Recovering Waste Heat from Hot Buoyant Volatile Induced Air

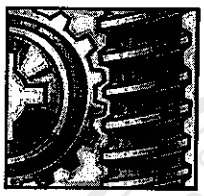
Concept Confirmation: Experiment Setup





ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Conclusion



- Parametric study of louvered compact HX; Fp/Lp, ReLp, and θ, for cooling hot buoyant air
- Preliminary design of in expensive and simple HX (using automobile condenser) is implemented in industries
- Possible more improvement; introducing tilt angle

Acknowledgement

- TRF
- Department of Mechanical Engineering, Chiang Mai University

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ภาคผนวก ข

การวิเคราะห์ตัวแปรไร้มิติ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

การวิเคราะห์มิติของตัวแปรต่างๆของ ค่า j โคเบิร์น แฟกเตอร์

อัตราการไหลภายในอาจจะขึ้นอยู่กับตัวแปรดังต่อไปนี้คือ $L, k, \rho, \mu, D, w, h, c_p, g, \Delta T, \beta$

โดยที่มิติพื้นของตัวแปรแต่ละตัวในหน่วยของ $MLT\Theta$ มีดังต่อไปนี้

	ตัวแปร	หน่วย	มิติพื้นฐาน
$\dot{m}$	อัตราการไหลเชิงมวล	kg/s	MT^{-1}
v	ความเร็วอากาศ	m/s	LT^{-1}
F_p	ระยะห่างระหว่างครีบ	L	L
L_p	ระยะห่างระหว่างเกล็ด	L	L
ρ	ความหนาแน่นของของไหล	kg/m^3	ML^{-3}
k	สภาพการนำความร้อน	$W/m^{-1}K$	$MLT^{-3}\Theta^{-1}$
μ	ความหนืดสัมบูรณ์	$kg/m\text{-}s$	$ML^{-1}T^{-1}$
h	สัมประสิทธิ์การพาความร้อน	$W/m^{2\cdot}K$	$MT^{3}\Theta^{-1}$
c_p	ความจุความร้อนจำเพาะ,	$kJ/kg\text{-}K$	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$
g	ความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงของโลก	m/s^2	LT^{-2}
ΔT	ผลต่างของอุณหภูมิ	K	Θ
β	สัมประสิทธิ์การขยายตัวของความร้อน	$1/K$	Θ^{-1}

ทำการวิเคราะห์มิติโดยวิธี *Buckingham Pi theorem*

กำหนดตัวแปรซ้ำดังต่อไปนี้คือ ρ, μ, L_p, k

มีจำนวนตัวแปรทั้งสิ้น 12 ตัว จะได้จำนวนกลุ่มตัวแปรไร้มิติคือ $n - m$ คือ 12 – 4 = 8 กลุ่ม

$$\Pi_1 = L_p^{\,a} k^b \rho^c \mu^d \dot{m} = (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d \left(\frac{M}{T}\right)$$

M ;		b	$+c$	$+d$	$+1$	$= 0$	, $a = -1$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$		$= 0$	, $b = 0$
T ;		$-3b$		$-d$	-1	$= 0$	, $c = 0$
Θ ;		$-b$				$= 0$	, $d = -1$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

จะได้ $\Pi_1 = \dfrac{\dot{m}}{L_p \mu}$

$$\Pi_2 = L_p{}^a k^b \rho^c \mu^d F_p = (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d (L)$$

M ;		b	$+c$	$+d$		$= 0$	, $a = -1$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$	$+1$	$= 0$	, $b = 0$
T ;		$-3b$		$-d$		$= 0$	, $c = 0$
Θ ;		$-b$				$= 0$	, $d = 0$

จะได้ $\Pi_2 = \dfrac{F_p}{L_p}$

$$\Pi_3 = L_p{}^a k^b \rho^c \mu^d A_{ff} = (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d (L)^2$$

M ;		b	$+c$	$+d$		$= 0$	, $a = -2$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$	$+2$	$= 0$	, $b = 0$
T ;		$-3b$		$-d$		$= 0$	, $c = 0$
Θ ;		$-b$				$= 0$	, $d = 0$

จะได้ $\Pi_3 = \dfrac{A_{ff}}{L_p{}^2}$

$$\Pi_4 = L_p{}^a k^b \rho^c \mu^d h = (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d \left(\frac{M}{T^{-3}\Theta^{-1}}\right)$$

M ;		b	$+c$	$+d$	$+1$	$= 0$	, $a = 1$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$		$= 0$	, $b = -1$
T ;		$-3b$		$-d$	-3	$= 0$	, $c = 0$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

Θ ;		$-b$		-1	$= 0$	, $d = 0$

จะได้ $\Pi_4 = \dfrac{hL_p}{k}$

$$\Pi_5 = L_p{}^a k^b \rho^c \mu^d c_p = (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d \left(\frac{L}{T^2}\right)$$

M ;		b	$+c$	$+d$		$= 0$	, $a = 0$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$	$+2$	$= 0$	, $b = -1$
T ;		$-3b$		$-d$	-2	$= 0$	, $c = 0$
Θ ;		$-b$			-1	$= 0$	, $d = 1$

จะได้ $\Pi_5 = \dfrac{c_p \mu}{k}$

$$\Pi_6 = L_p{}^a k^b \rho^c \mu^d g = (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d \left(\frac{L}{T^2}\right)$$

M ;		b	$+c$	$+d$		$= 0$	, $a = 3$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$	$+1$	$= 0$	, $b = 0$
T ;		$-3b$		$-d$	-2	$= 0$	, $c = 2$
Θ ;		$-b$				$= 0$	, $d = -2$

จะได้ $\Pi_6 = \dfrac{L^3 \rho^2 g}{\mu^2}$

$$\Pi_7 = L_p{}^a k^b \rho^c \mu^d \Delta T = (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d (\Theta)$$

M ;		b	$+c$	$+d$		$= 0$	, $a = 2$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$		$= 0$	, $b = 1$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

T ;		$-3b$	$-d$		$= 0$	$, c = 2$
Θ ;		$-b$		$+1$	$= 0$	$, d = -3$

จะได้ $\Pi_7 = \dfrac{L^2 k \rho^2 \Delta T}{\mu^3}$

$$\Pi_8 = L_p{}^a k^b \rho^c \mu^d \beta \quad = (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d \left(\frac{1}{\Theta}\right)$$

M ;		b	$+c$	$+d$	$= 0$	$, a = -2$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$	$= 0$	$, b = -1$
T ;		$-3b$		$-d$	$= 0$	$, c = -2$
Θ ;		$-b$		-1	$= 0$	$, d = 3$

จะได้ $\Pi_8 = \dfrac{\mu^3 \beta}{L^2 k \rho^2}$

$$\Pi_9 = L_p{}^a k^b \rho^c \mu^d v \quad = \quad (L)^a \left(\frac{ML}{T^3\Theta}\right)^b \left(\frac{M}{L^3}\right)^c \left(\frac{M}{LT}\right)^d \left(\frac{L}{T}\right)$$

M ;		b	$+c$	$+d$	$+1$	$= 0$	$, a = 1$
L ;	a	$+b$	$-3c$	$-d$		$= 0$	$, b = 0$
T ;		$-3b$		$-d$	-1	$= 0$	$, c = 1$
Θ ;		$-b$				$= 0$	$, d = -1$

จะได้ $\Pi_9 = \dfrac{\rho v L_p}{\mu}$

จะได้ความสัมพันธ์ในรูปของกลุ่มตัวแปรไร้มิติได้ดังต่อไปนี้

$$j = f(\Pi_1, \Pi_2, \Pi_3, \Pi_4, \Pi_5, \Pi_6, \Pi_7, \Pi_8, \Pi_9)$$

หรือ

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

$$\frac{\dot{m}}{L\mu} = f\left(\frac{F_p}{L_p}, \frac{A_{ff}}{L_p^{\,2}}, \frac{hL_p}{k}, \frac{c_p\mu}{k}, \frac{L_p^{\,3}\rho^2 g}{\mu^2}, \frac{L_p^{\,2}k\rho^2\Delta T}{\mu^3}, \frac{\mu^3\beta}{L_p^{\,2}k\rho^2}\right)$$ นำ

Π_6, Π_7, Π_8 คูณกันแล้วจะได้ $\frac{gL^3\beta\Delta T}{\nu^2} = Grashorf\ number,\ Gr$

$$\frac{c_p\mu}{k} = Pr\ andtl\ \ number, Pr$$

และนำ Π_4 หารด้วย Π_5 และ Π_1 หารด้วย Π_3 จะได้

$$\frac{hL_p}{\mu c_p} = \Pi_{10}, \frac{\dot{m}L_p}{A_{ff}\mu} = \Pi_{11}$$

กำหนดให้

$$\frac{\dot{m}}{A_{ff}} = G$$ จะได้

Π_{10} หารด้วย Π_{11}

$$\frac{h}{Gc_p}$$

เพราะฉะนั้นเราสามารถเขียนความสัมพันธ์ให้อยู่ในรูปที่เราศึกษานั่นคือ

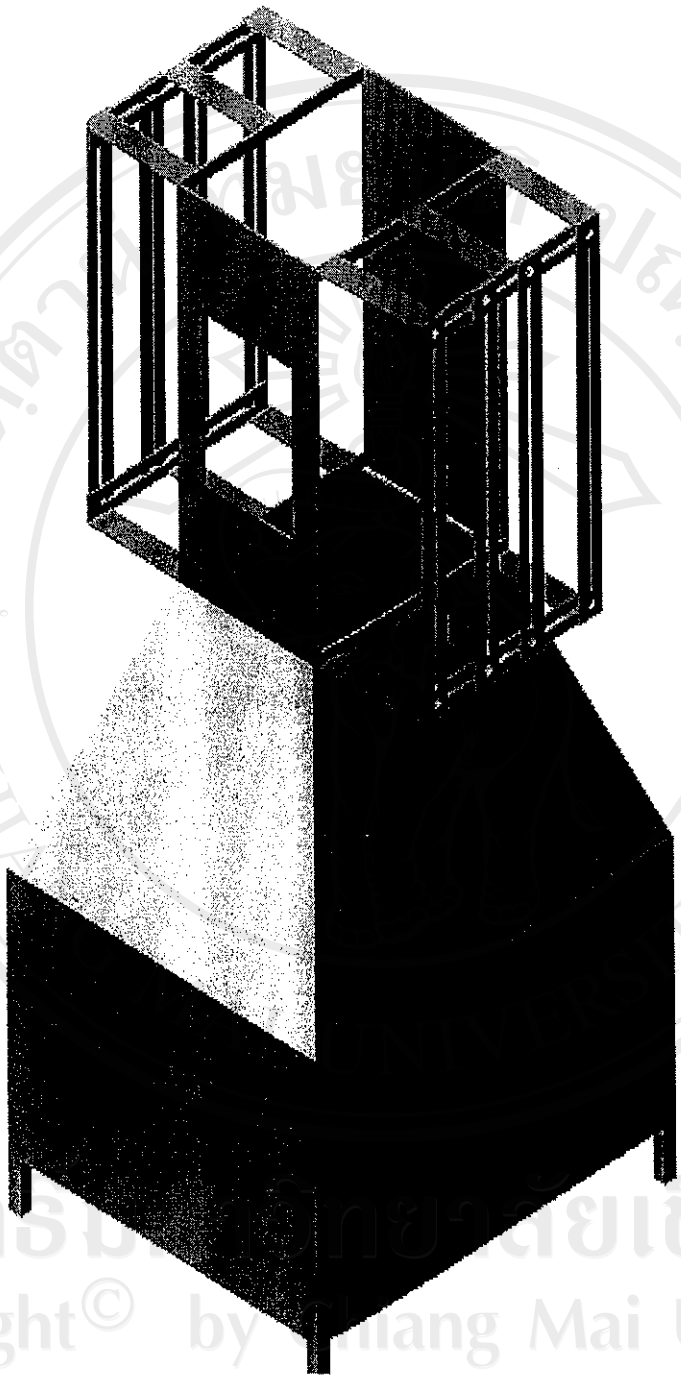
$$\frac{h}{Gc_p} = f\left(\frac{F_p}{L_p}, Re_{Lp}, Gr, \frac{\theta}{90}, Pr\right)$$

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ภาคผนวก ค

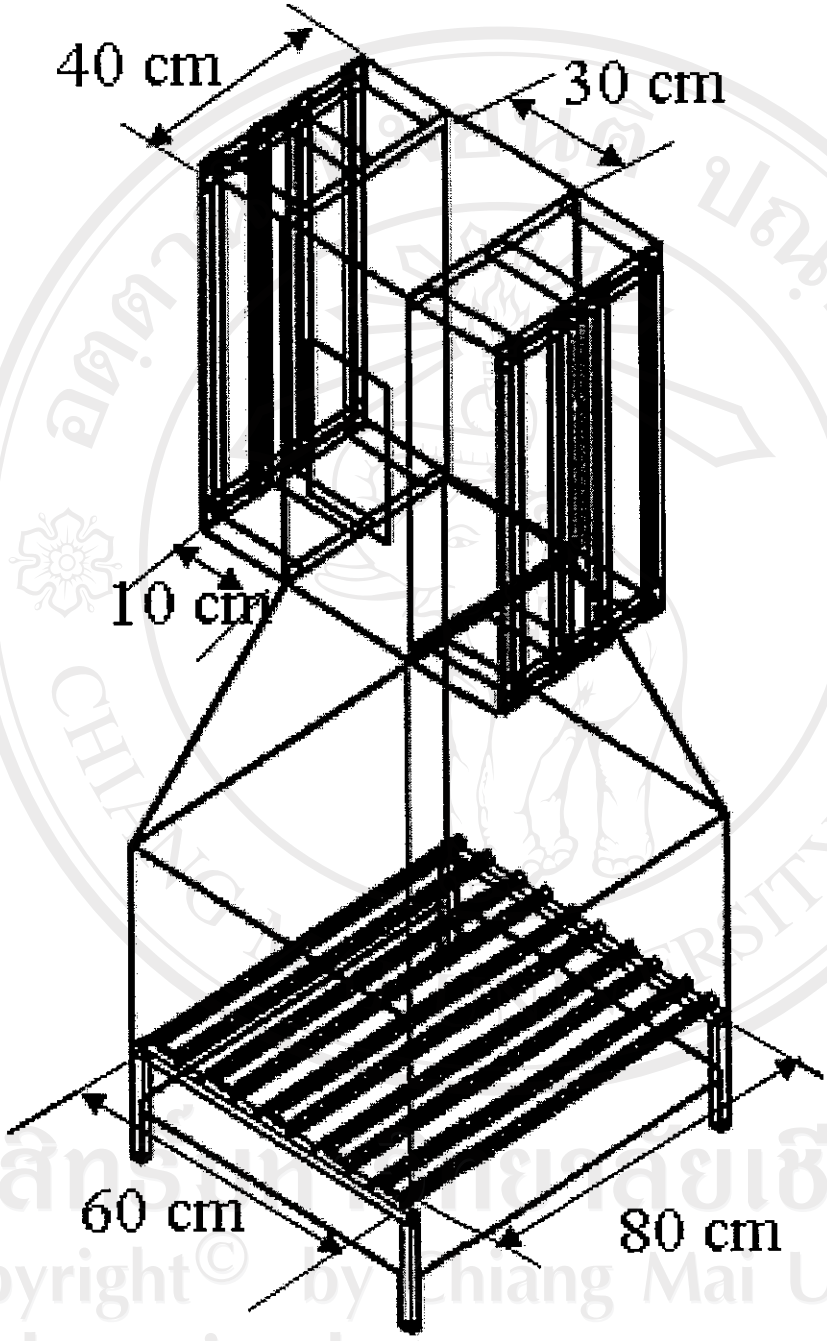
การออกแบบชุดทดลองและครีบเกล็ด

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



โครงสร้างภายนอก

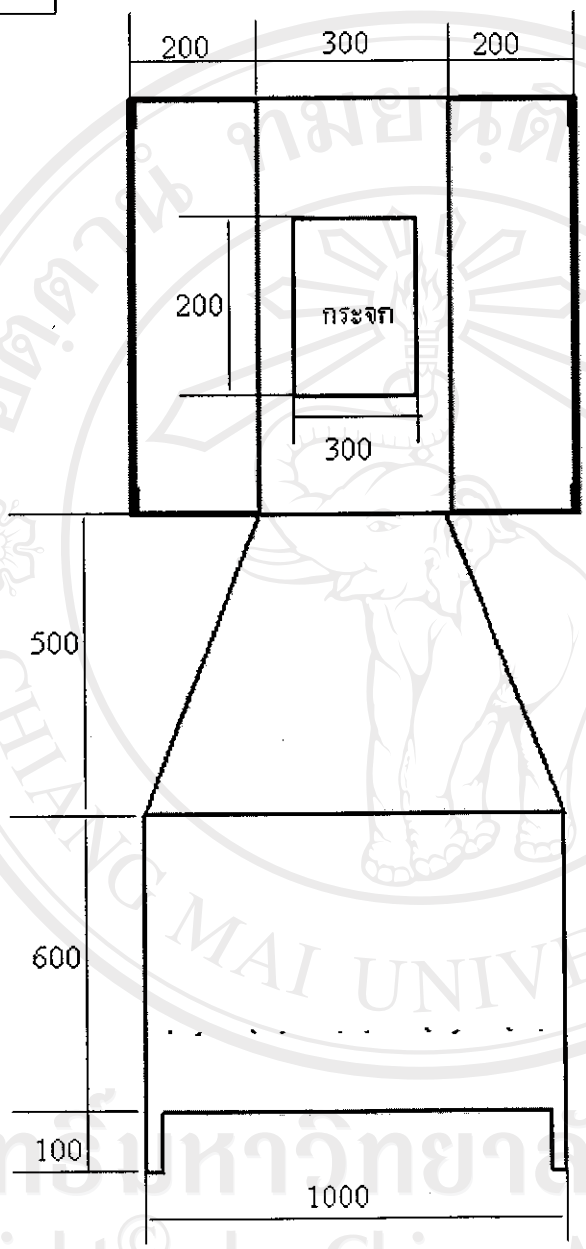
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



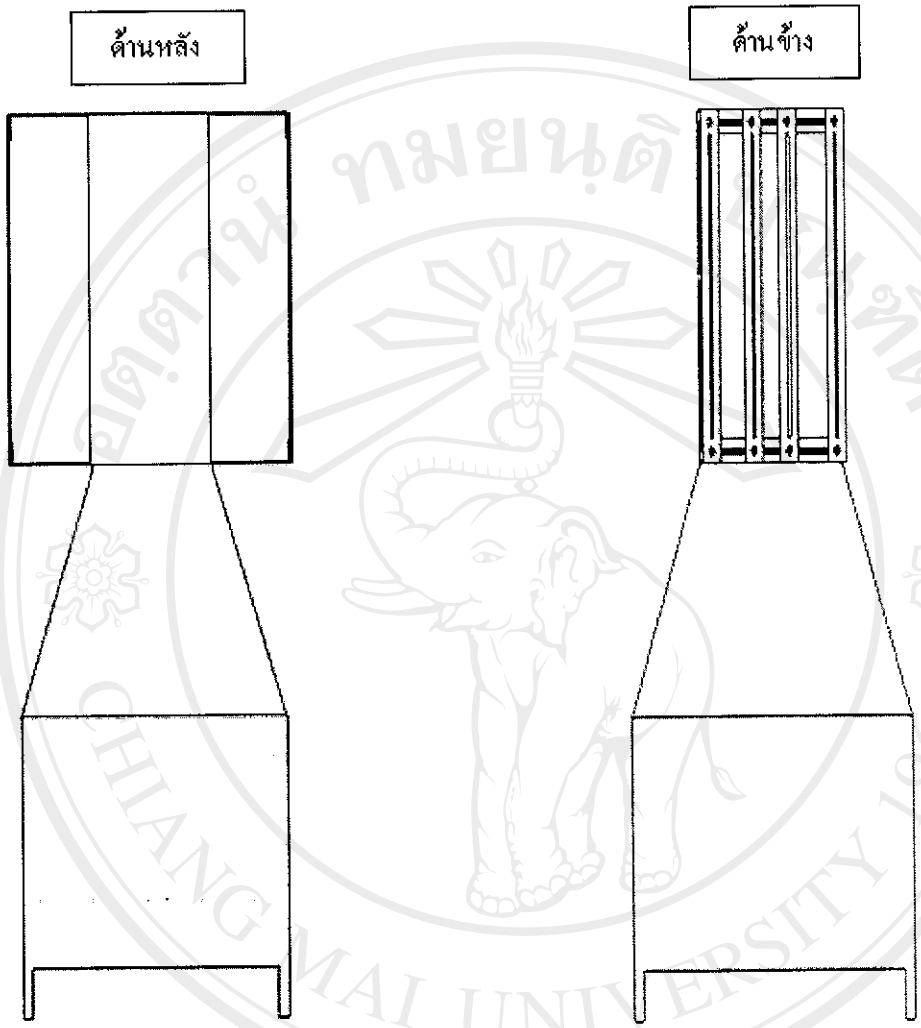
รายละเอียดโครงสร้างภายนอก

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

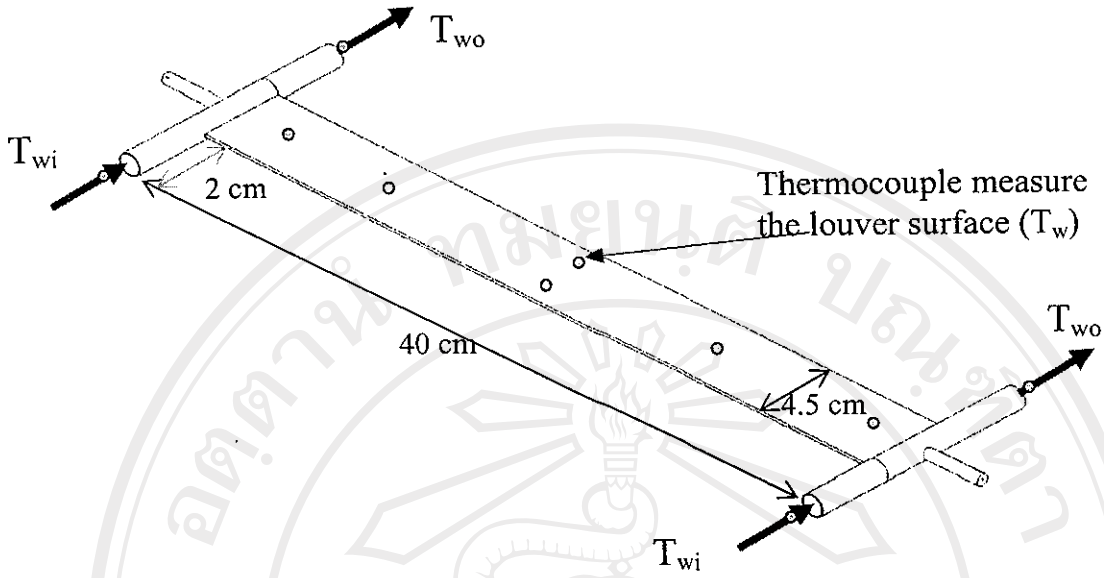
ด้านหน้า



ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved



ลักษณะครีบเกล็ดที่ใช้

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ภาคผนวก ง

บทความเผยแพร่

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 18
15-20 ตุลาคม 2547 จังหวัดสมุทรปราการ

ผลของมุมเอียงตัวที่มีต่อโครงสร้างการไหลและการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขนาดกะทัดรัดกรณีเรย์โนลดส์นัมเบอร์ต่ำ

Effects of Inclination Angles on Flow Structure and Heat Transfer of Compact Heat Exchanger at Low Reynolds Number

เปรมชัย จึงยืนสุข ณัฐ วรยศ วัชรพล ขุนแทน และ ทรงเกียรติ ปิยวัฒโรจน์
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
239 ถ.ห้วยแก้ว อ.เมือง จ.เชียงใหม่ 50200
โทรศัพท์ 0-5394-4146 โทรสาร 0-5335-2500 E-mail nat@eng.cmu.ac.th

Premchai Jungyusook Nat Varayos Watana Khunsom and Tanongkiat Piyawattanarojn
Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Chiang Mai University
239 Huay Kaew Rd. Muang District, Chiang Mai 50200
Tel: 0-5394-4146 Fax: 0-5394-4146 E-mail: nat@eng.cmu.ac.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์ที่จะศึกษาผลกระทบจากมุมเอียงที่มีต่อรูปแบบการไหลและการถ่ายเทความร้อน เพื่อสามารถหามุมการจัดวางอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้มีประสิทธิผลในการรับความร้อนจากอากาศร้อนที่ระบายตัวด้วยความเร็วต่ำ โดยได้ศึกษาประสิทธิภาพการไหลซึ่งเป็นตัวบ่งชี้รูปแบบการไหล ร่วมการถ่ายเทความร้อนได้ศึกษาค่าประสิทธิผลและค่า ; Colburn factor ณ ค่า NTU และที่รีโนลดส์นัมเบอร์ต่างๆ ตามลำดับ ซึ่งการวิเคราะห์การไหลโดยใช้การคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลพบว่าหากเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขึ้น 10 องศา จะทำให้ประสิทธิภาพการไหลมีค่าเพิ่มขึ้นและจะค่อยๆ ลดลงหากเพิ่มมุมเอียงเป็น 20 และ 30 องศา และมีศึกษาผลจากการทดลองการรับความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนพบว่า ณ ตำแหน่งมุมต่างๆ ผลการวิเคราะห์ค่าประสิทธิผลจะเป็นไปตามปกติคือ ค่าประสิทธิผลจะเพิ่มขึ้นตาม NTU มีค่ามากขึ้น แต่ความเปรียบเทียบ ณ ตำแหน่ง NTU และ Cr เดียวกันพบว่า เมื่อเพิ่มมุมเอียงอุปกรณ์ขึ้น 10 องศาจะทำให้ค่าประสิทธิผลมีค่าเพิ่มขึ้นและจะค่อยๆ ลดลงเมื่อเพิ่มมุมเอียงเป็น 20 และ 30 องศา และจากผลการคำนวณ ; Colburn factor ที่รีโนลดส์นัมเบอร์ต่างๆ พบว่าหากอากาศไหลผ่านรีโนลดส์นัมเบอร์เพิ่มขึ้นจะทำให้ค่า ; Colburn factor ลดลง ซึ่งเป็นคุณลักษณะทั่วไปของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และเมื่อเปรียบเทียบ ณ ค่ารีโนลดส์นัมเบอร์เดียวกันพบว่าที่มุมเอียงอุปกรณ์ 10 องศามีค่า ; Colburn factor สูงที่สุด และจะมีค่าลดลงที่มุมเอียง 20 และ 0 องศาตามลำดับ

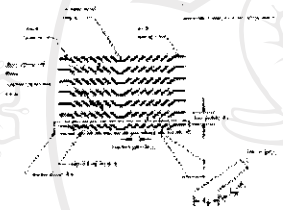
Abstract

The objective of this project is to study the effect of the inclination angle on flow structure and heat transfer of the compact heat exchanger used to recover heat from incoming hot air. The inclination angle to obtain the most effective heat transfer from the low speed hot air is determined along with the flow efficiency as a parameter to determine the flow structure. ; Colburn-factor and the NTU of the compact heat exchanger is also investigated with different Reynolds number flow. Simulation from CFD modeling reveals that the inclination angle of 10°C yields the best flow efficiency which subsequently decreases if the angle increases to 20° and 30°. The experiment is carried out and also demonstrates the character of the typical heat exchanger, i.e. increasing effectiveness yields increasing NTU. However at each set of NTU and Cr when the inclination angle is increased to 10°, the heat exchanger shows higher effectiveness which declines if the inclination angle increases from 20° and 30°. The curve agrees with the computation. In terms of the ; Colburn-factor as difference value of Reynolds number of incoming flow, ; Colburn-factor of the heat convection decreases when the Reynolds number of the flow increases as a typical scenario. At each value of Reynolds number, 10° inclination angle yields highest ; Colburn-factor and, as expected, higher angle of inclination yields lower convective heat transfer.

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

1. บทนำ

เนื่องจากในปัจจุบันความต้องการใช้พลังงานได้เพิ่มขึ้นอย่างรวดเร็วและต่อเนื่อง เช่นเช่นในโรงงานอุตสาหกรรมบางแห่งได้มีการปล่อยพลังงานความร้อนทิ้งสู่บรรยากาศอย่างเปล่าประโยชน์ ดังนั้นการนำความร้อนทิ้งเหล่านี้กลับมาใช้ประโยชน์ใหม่จึงจะมีความช่วยประหยัดพลังงานได้ทางหนึ่ง อุปกรณ์ที่มีการนำความร้อนทิ้งกลับคืนคือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งมีอยู่หลายประเภท ในงานวิจัยนี้จะได้มุ่งเน้นการศึกษาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดใช้กับระบายความร้อนแบบแผ่นเกล็ด ซึ่งในปัจจุบันได้ถูกนำมาใช้งานหลายประเภท เช่น เป็นหม้อน้ำระบายความร้อนจากเครื่องยนต์ เครื่องทำความเย็น และคอนดอนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเหล่านี้ได้ถูกออกแบบให้รับการถ่ายเทความร้อนจากตัวของแท่งก๊าซที่ถูกบังคับให้ไหลผ่านด้านที่ติดตั้งด้วยการให้พัดลม และเนื่องจากอุปกรณ์ดังกล่าวที่สำคัญของตัวครีบแบบเกล็ดคือมีอัตราส่วนของพื้นที่ผิวกะทัดรัดสูง ช่วยให้มีประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนมาก แต่ในขณะเดียวกันขนาดที่กะทัดรัดและช่องทางการไหลของอากาศที่ค่อนข้างจะเล็ก ทำให้เกิดความดันตกคร่อมสูงเกินการไหลผ่านตัวครีบแบบแผ่นเรียบธรรมดา ซึ่งมีความจำเป็นที่จะต้องทำการศึกษาออกแบบเพื่อให้ได้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีประสิทธิภาพสูงในการใช้งาน



รูป 1 ครีบแบบเกล็ดและลักษณะทางกายภาพต่างๆ (Wang and Lin)

จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมาพบว่า ลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น มุมเกล็ด ความกว้างและความยาวเกล็ด ระยะห่างระหว่างเกล็ด ความยาวครีบและระยะห่างระหว่างครีบ จะมีผลกระทบต่อลักษณะโครงสร้างการไหล และสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน นอกจากลักษณะทางกายภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแล้ว Davenport (1980) พบว่าโครงสร้างการไหลและสมรรถนะการถ่ายเทความร้อนมีขึ้นกับค่า เรย์โนลด์นัมเบอร์ ของการไหลด้วย โดย ณ การไหลที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำๆ การไหลจะไหลไปตามแนวช่องว่างระหว่างครีบ หรือที่เรียกว่าการไหลตามแนวท่อ (Duct flow) ส่วนที่เรย์โนลด์นัมเบอร์สูงๆ การไหลจะมีทิศทางไปตามแนวเกล็ดหรือเรียกว่าการไหลตามแนวเกล็ด (Louver flow) ในด้านการใช้วิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลมาช่วยในการศึกษา Springer and Thiele (1996) พบว่าแบบจำลองที่มีจำนวนครีบ 5 และการไหลจะเป็นการไหลตามแนวท่อส่วนแบบจำลองที่มีจำนวนครีบ 15 และการไหลจะเป็นการไหลตามแนวเกล็ด และในงานไหลแบบหรือลัก วิชาติ และคณะ (2546) ได้ใช้วิธีผสม (Mesh) และใช้เงื่อนไขขอบแบบหรือลัก พบว่าความเร็วเงื่อนไขนี้สามารถใช้ได้กับการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์น้อย วิชาติ และคณะ (2546) ได้วิเคราะห์การไหลให้เป็นปัญหาแบบการไหลไม่คงตัว โดยพบว่า ณ การไหลที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำกว่า 450 การไหลจะเป็นการไหลแบบคงตัว ส่วนการไหลที่เรย์โนลด์นัมเบอร์ 850 การไหลจะเป็นการไหลแบบไม่คงตัวและที่เกิดดุลต้านจะมีการสลับของกระแสเกิดขึ้น ในด้านการนำเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบแบบเกล็ดมาใช้รับความร้อนทิ้ง เทพจิรา (2546) ได้ใช้คอนเดนเซอร์ของแอมโมเนียเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยรับความร้อนจากก๊าซร้อนทิ้งที่ออกจากเตาเผาปูนขาวไปใช้อุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ พบว่าสามารถเพิ่มอุณหภูมิน้ำป้อน จาก 30 °C เป็น 51 °C โดยค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมและประสิทธิผลของคอนเดนเซอร์มีค่าประมาณ 1.32 kW/K และ 0.55 ตามลำดับ

รูป 2 การไหลตามแนวท่อและการไหลตามแนวเกล็ด (Mesh and Thiele)

จะเห็นว่างานวิจัยที่ผ่านมาจะมีเป้าหมายหลักในการศึกษาเพื่อออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนสูงและมีความดันตกคร่อมต่ำ โดยที่การไหลและการถ่ายเทความร้อนจะเป็นแบบบังคับ ส่วนการศึกษาด้านแบบในการออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีครีบแบบเกล็ด และลักษณะการจัดวางอุปกรณ์ที่เหมาะสมสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนกับอากาศร้อนความเร็วต่ำที่ลอยขึ้นอย่างธรรมชาติยังไม่ปรากฏมาก่อน ดังนั้นในงานวิจัยนี้จะได้ใช้วิธีคำนวณทางพลศาสตร์ของไหลมาช่วยในการศึกษา โดยเงื่อนไขที่ขอบจะกำหนดเป็นแบบหรือลัก และเป็นการไหลแบบคงตัว เพื่อศึกษามุมเอียงตัวของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนว่ามีผลต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนอย่างไร

2.หลักการและทฤษฎี

ในงานวิจัยนี้จะแบ่งการศึกษาออกเป็นสองส่วนคือ 1. ใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาผลกระทบของมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนว่ามีผลต่อรูปแบบการไหลอย่างไร 2. ทำการทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อหาประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มุมเอียงตัวต่างๆ ทั้งนี้หลักการและเงื่อนไขต่างๆ สามารถอธิบายได้ดังนี้

2.1 แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ประกอบไปด้วยแบบครีบแบบเกล็ดจำนวน 4 แถวซึ่งมีขนาดเท่ากับครีบของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในการทดสอบดังแสดงไว้ในรูป 3 โดยกำหนดให้ว่าอากาศเป็นของไหลแบบไม่อัดตัว มีคุณสมบัติคงที่ในขณะที่ตัวไหลผ่าน

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

การไหลอยู่ในสภาวะคงตัว อุณหภูมิทางเทอร์โมไดนามิกส์ (k, ε) คงที่ ไม่ขึ้นกับการโน้มถ่วง และเป็นการไหลใน 2 มิติ โดยมีสมการความดันดังนี้

รูป 3 โดเมนและแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

สมการความต่อเนื่อง

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \qquad (1)$$

สมการการเคลื่อที่ – ลังกส์

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} - \frac{\partial}{\partial x_j}\left[\mu\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3}\mu\frac{\partial u_k}{\partial x_k}\delta_{ij}\right] + \rho g_i \qquad (2)$$

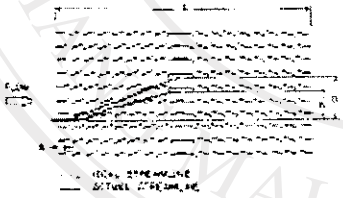
สมการอนุรักษ์พลังงาน

$$\rho u_j \frac{\partial T}{\partial x_j} = \kappa\frac{\partial}{\partial x_j}\left(\frac{\partial T}{\partial x_j}\right) + 2\mu\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right)\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \rho g_i u_i \qquad (3)$$

เงื่อนไขขอบด้านทางเข้าถูกกำหนดให้เป็นการไหลที่สม่ำเสมอ มีความเร็วและอุณหภูมิคงที่ ของไหลบริเวณผิวครีบและเกล็ดไม่มีการลื่นไถล อุณหภูมิผิวเกล็ดมีค่าคงที่ บริเวณขอบบนและล่างของโดเมนการคำนวณใช้เงื่อนไขแบบฟรีออตฟ ซึ่งจากการศึกษาที่ผ่านมาพบว่าเงื่อนไขนี้สามารถนำมาใช้กับปัญหาการไหลของครีบแบบเกล็ดได้อย่างเหมาะสม

ในการศึกษานี้จะได้แสดงรูปแบบการไหลในรูปของค่าประสิทธิภาพการไหล (η) โดยในการคำนวณประสิทธิภาพการไหลสามารถแสดงได้ดังรูป 4 ซึ่งจะเห็นว่าหากค่าประสิทธิภาพการไหลมีค่ามากการไหลจะเป็นไปตามแนวเกล็ดและมีค่าน้อยการไหลจะเป็นไปตามแนวขวาง

$$\eta = \frac{N}{D} = \frac{\textit{actual transverse distance}}{\textit{ideal transverse distance}} \qquad (4)$$



รูป 4 การคำนวณค่าประสิทธิภาพการไหล (Stevens and Webb)

2.2 การศึกษาและหาปัจจัยที่ส่งผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

โดยทั่วไปตัวแปรที่ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนคือ ความแตกต่างของความร้อนระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิต่างกัน ซึ่งอัตราความร้อนที่ถูกถ่ายเทพื้นผิวสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของอุณหภูมิของไหลที่เปลี่ยนแปลงเมื่อของไหลไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ดังสมการ

$$Q_h = \dot{m}_h C_{p,h}\left(T_{h,in} - T_{h,out}\right) \quad \text{สำหรับของไหลร้อน} \qquad (5)$$

$$Q_c = \dot{m}_c C_{p,c}\left(T_{c,out} - T_{c,in}\right) \quad \text{สำหรับของไหลเย็น} \qquad (6)$$

นอกจากนี้แล้วเรายังสามารถเขียนอัตราความร้อนที่ถ่ายเทผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนให้อยู่ในรูปของอุณหภูมิผลต่างระหว่างของไหลร้อนและของไหลเย็น ดังสมการ

$$Q = UA\Delta T_{lm} \qquad (7)$$

โดย ΔT_{lm} คือค่าผลต่างของอุณหภูมิแบบเฉลี่ยลอการิทึม (Logarithmic mean temperature) ส่วนค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (UA) สามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{\eta_h h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c} + \frac{\delta_w}{k_w A_w} \qquad (8)$$

โดยค่า η คือค่าประสิทธิภาพของครีบหาได้จากสมการ

$$\eta = 1 - \frac{A_f}{A}\left(1 - \eta_f\right) \qquad (9)$$

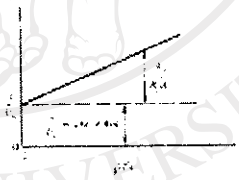
$$\eta_f = \frac{\tanh(ml)}{ml} \qquad (10)$$

$$m = \sqrt{\left(\frac{2h_c}{kt}\right)} \qquad (11)$$

การหาค่า h_c สามารถหาจากวิธีการวิลสันพล็อต (Wilson plot) โดยจะเป็นการพล็อตกราฟระหว่าง $\frac{1}{U}$ กับ $\frac{1}{V^{0.8}}$ ดังแสดงในรูป 5 ซึ่งสามารถเขียนให้อยู่ในรูปสมการได้ดังนี้

$$h_c = (const.)(V^{0.8}) \qquad (12)$$

โดย V คือความเร็วของไหลในท่อ (m/s)



รูป 5 แสดงการพล็อตกราฟความสัมพันธ์วิลสันพล็อต (Wilbert F. Stoecker)

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ส่วนค่า h_c คือค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนทางด้านของไหลที่เป็นอากาศ ซึ่งจากงานวิจัยที่ผ่านมานิยมหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนนี้ในรูปของ โคเบิร์น เฟ่าเลอร์ (Colburn factor) ความสัมพันธ์ระหว่างค่า h_c กับค่า j สามารถแสดงได้ดังนี้

$$j = \frac{h_c}{\rho V c_p} \mathrm{Pr}^{2/3} \qquad (13)$$

ในการหาผลกระทบจากการทำมุมเอียงของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และจากการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนแล้วจะทำการหาค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์ยอดเปลี่ยนความร้อนเพื่อเปรียบเทียบความสามารถในการถ่ายเทความร้อนที่ค่ามุมต่างๆ ได้ดังสมการ

$$\varepsilon = \frac{Q}{Q_{max}} \qquad (14)$$

โดย Q คือความร้อนจริงที่ถ่ายเทผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วน Q_{max} คือความร้อนสูงสุดที่สามารถถ่ายเทผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดย

$$Q_{max} = (mc_p)_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \qquad (15)$$

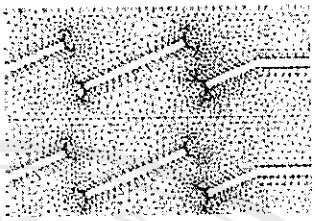
จากการหาค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนทำให้สามารถเปรียบเทียบปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทที่มุมต่างๆ ได้

3.วิธีดำเนินงานวิจัย

งานวิจัยนี้จะแบ่งงานออกเป็น 2 ส่วน ส่วนแรกจะเป็นการศึกษาโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อศึกษาผลกระทบจากการทำมุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีต่อรูปแบบการไหล ส่วนที่สองจะเป็นการทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเพื่อหาประสิทธิผลในการรับความร้อนที่มุมเอียงต่างๆ โดยมีรายละเอียดดังนี้

3.1 การศึกษาโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์

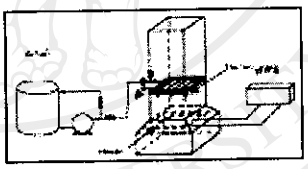
งานวิจัยนี้จะศึกษาโดยใช้โปรแกรมสำเร็จรูป CFDRC® โดยการสร้างแบบจำลองดังแสดงในรูปที่ 3 ซึ่งจะกำหนดขนาดพื้นฐานดังนี้คือ F_{pl} = 1.5 ความหนาครีบเท่ากับ 0.12 มิลลิเมตร L_x = 1.5 มิลลิเมตร, θ =23.25°, a_1 และ a_2 มีค่าเท่ากับ 2.65 และ2.5 มิลลิเมตร ตามลำดับ ส่วนครีบที่ใช้ในการทำงานนั้นจะใช้ครีบแบบผสม ดังแสดงในรูป 5 ซึ่งครีบที่เหล็กที่ใช้จะมีจำนวน 6400 ครีบ ส่วนครีบอลูมิเนียม จะมีจำนวนประมาณ 90000 ครีบ โดยกำหนดเงื่อนไขขอบให้ความเร็วอากาศเข้าคงที่ อุณหภูมิที่ผิวคงที่ ที่ผิวไม่มีการลื่นไถล ซึ่งค่าเหล่านี้จะได้ค่าที่วัดจากการทดสอบการรับความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ในการศึกษาผลจากมุมเอียงที่มีต่อรูปแบบการไหลจะได้ทำการเอียงมุมของวงแหวนด้วยความเร็วอากาศโดยให้ผลของวงแหวนไหลผ่านที่ตำแหน่งที่ โดยจะได้ทำการศึกษาที่มุมเอียงต่างกัน 0, 10, 20 และ 30 ตามลำดับ ผลการศึกษาที่ได้จะนำมาวิเคราะห์ค่าความเร็วและลิขิตการไหลซึ่งเป็นตัวบ่งชี้ทางการไหล เพื่อเปรียบเทียบการไหลของอากาศผ่านครีบที่มุมเอียงต่างๆ



รูป 6 ลักษณะของครีบที่ใช้ในการคำนวณ

3.2 การทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

การทดสอบนี้มีจุดประสงค์เพื่อหาค่าประสิทธิผลของค่า Colburn factor ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในการรับความร้อนจากอากาศร้อนที่มุมเอียงต่างๆ โดยจุดทดสอบแสดงได้ดังรูป 7 ประกอบไปด้วยส่วนของ ภายในบรรจุด้วยแท่งอิลิเมนต์ขนาด 1000 วัตต์จำนวน 5 แท่งทำหน้าที่ดูดอากาศให้ร้อนเพื่อให้อากาศออกตัวขึ้น ผ่านผนังแผนเรเตอร์ซึ่งทำหน้าที่เป็นครีบแลกเปลี่ยนความร้อน แท่งอิลิเมนต์จำเป็นต้องปรับปริมาณไฟฟ้าได้โดยใช้ชุดควบคุมไฟเพื่อให้สามารถปรับความเร็วอากาศร้อนที่ออกตัวขึ้นจากอิลิเมนต์ได้ ส่วนภายนอกจะมีปั๊มน้ำหมุนเวียน (Centrifugal pump) ขนาด 1.5 แรงม้าทำหน้าที่ปั๊มดันให้น้ำไปยังไหลผ่านผนังแผนเรเตอร์ ทำการปรับอัตราการไหลของน้ำโดยการใช้ Bypass และใช้โรตามิเตอร์ในการวัดปริมาณการไหล และจะผสมผนวกร้อนการปรับมุมการจัดวางได้เพื่อศึกษาผลกระทบจากมุมเอียงโดยในงานวิจัยนี้จะทำการศึกษาที่มุมเอียง 0, 10, 20 และ30 องศา โดยขั้นตอนในการทดสอบมีดังนี้ เริ่มจากปรับมุมเอียงของผนังแผนเรเตอร์จากนั้นเปิดไฟเข้าระบบอัปปรับให้ได้ปริมาณตามที่ต้องการศึกษา จากนั้นเปิดปั๊มน้ำเล็กปรับให้ได้อัตราการไหลที่ต้องการ รอจนกระทั่งอุณหภูมิของน้ำทางเข้าและออกจุดทดสอบ อยู่ในสภาวะอิ่มตัว (Steady state) จึงจะใช้เวลาเฉลี่ยประมาณ 1 ชั่วโมง จึงเริ่มเก็บข้อมูลของอุณหภูมิน้ำ-ออกของกังหันร้อน และน้ำป้อน โดยใช้เครื่องบันทึกอุณหภูมิ (Data logger) ที่ใช้งานร่วมกับเป็น ชนิด K โดยจะเก็บข้อมูลในช่วงละครึ่งทางชั่วประมาณ 15 นาที เป็นเวลาติดต่อกัน 120 นาที ซึ่งหลังจากได้ข้อมูลจากการทดสอบแล้วนำมาคำนวณหาค่า ประสิทธิผล และค่า Colburn factor ที่ NTU และ Re ต่างๆ จากนั้นนำผลที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบต่อไปดังต่อไป



รูป 7 จุดทดสอบของมุมเอียงที่มีต่อการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

4.ผลการทดสอบและวิจารณ์ผลการทดสอบ

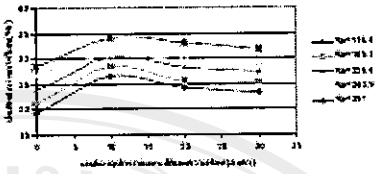
เมื่อได้ทำการทดสอบและคำนวณความเป็นไปได้ที่ได้กล่าวมาข้างต้นแล้ว จากนี้จะได้นำข้อมูลมาวิเคราะห์เพื่อหาผลกระทบจากมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีต่อรูปแบบการไหลและการถ่ายเทความร้อนดังจะได้กล่าวต่อไปนี้

4.1 ผลจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

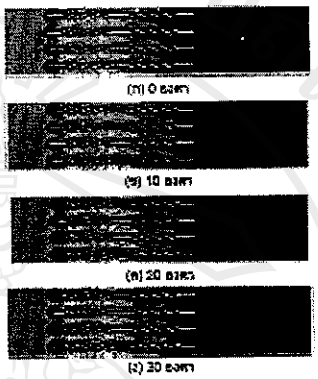
จากผลการศึกษาผลกระทบของตัวแปรต่างๆที่มีต่อการไหลและการถ่ายเทความร้อนจะสามารถแสดงในรูปการไหลได้ดังรูป 8

รูป 8 โปรไฟล์ของ Stream Function

จากการคำนวณหาค่าประสิทธิภาพการไหลดังแสดงในรูป 9 พบว่าที่มุมเอียงตัวทุกมุมประสิทธิภาพการไหลจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามค่า Re มีค่าเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นคุณลักษณะทั่วไปของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และในการเปรียบเทียบของมุมเอียงตัว ณ เรย์โนลด์นัมเบอร์เท่ากันจะพบว่าการเพิ่มมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจาก 0 เป็น 10 องศา ค่าประสิทธิภาพการไหล จะมีค่าเพิ่มขึ้นประมาณ 25 % เนื่องจากการเอียงตัวจะทำให้อากาศบางส่วนสามารถไหลกลับเข้าไปในช่องว่างระหว่างเกล็ดได้มากขึ้น และเมื่อดูจากโปรไฟล์ของอุณหภูมิดังรูป 10 พบว่าการเอียงตัวยังช่วยให้อากาศร้อนไหลเข้ามาในช่องระหว่างครีบได้มากขึ้นด้วย แต่จากเพิ่มมุมเอียงตัวเป็น 20 และ 30 องศา ประสิทธิภาพการไหลจะมีค่าต่ำลงเหลือเป็น 15% และ 16 % ตามลำดับ หากเปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่มีการเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน



รูป 9 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างประสิทธิภาพการไหลกับมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ณ ค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่างๆ



(ก) 0 องศา

(ข) 10 องศา

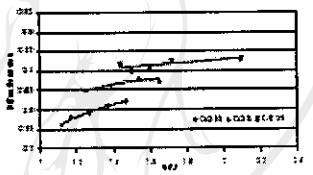
(ค) 20 องศา

(ง) 30 องศา

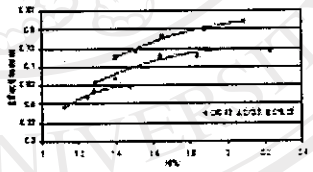
รูป 10 แสดงโปรไฟล์ของอุณหภูมิ ณ มุมเอียงต่างๆ

4.2 ผลจากการทดสอบหาประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลการทดสอบความสามารถในการรับความร้อนจากอากาศร้อนของตัวอุปกรณ์เครื่องกำเนิดความร้อนที่มุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนต่างๆ สามารถแสดงได้ดังรูป 11 ซึ่งพบว่า ณ มุมเอียงตัวต่างๆ ค่าประสิทธิผลจะเปลี่ยนตามค่า NTU และ แปรผกผันกับอัตราส่วน C_{min}/C_{max} ซึ่งเป็นคุณลักษณะทั่วไปของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน จากเปรียบเทียบประสิทธิผล ณ ค่าหนึ่ง NTU และ C เดียวกันพบว่าที่มุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับ 10 องศา จะมีค่าประสิทธิผลในการรับความร้อนมากที่สุดและจะลดลงเมื่อเพิ่มมุมเป็น 20 และ 30 องศาตามลำดับ และค่าประสิทธิผลที่ได้ก็ยังสูงกว่าที่กรณีมุมเอียงเท่ากับ 0 องศา ซึ่งหมายความว่าการเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะช่วยเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนได้

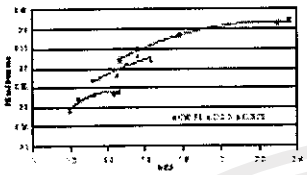


(ก) มุม 0 องศา

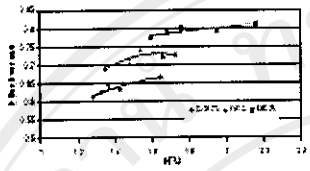


(ข) มุม 10 องศา

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

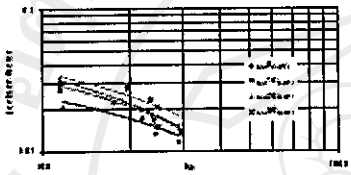


(ค) มุม 20 องศา



(ง) มุม 30 องศา

รูป 11 แสดงความสัมพันธ์ค่า NTU กับ ประสิทธิผลที่มุมเอียงต่างๆ



รูป 12 แสดงค่า j Colburn factor กับรีโนลด์สนัมบอร์และมุมเอียงตัวต่างๆ

จากรูป 12 จะเห็นว่า ค่า j Colburn factor จะเปลี่ยนตามค่ารีโนลด์สนัมเบอร์ แต่ค่าจะปรับเพิ่ม ณ เรย์โนลด์สนัมเบอร์ค่าต่ำ จนถึงมุมเอียงเท่ากับ 10 องศา จะมีค่า j Colburn factor สูงที่สุดและจะมีค่าลดลงที่มุมเอียงเท่ากับ 20 ,30 องศา แต่ค่า j Colburn factor ที่ได้ยังสูงกว่าที่กรณีมุมเอียงเท่ากับ 0 องศา ซึ่งอาจเป็นผลจากการเปลี่ยนแปลงแนวโน้มของรูปแบบการไหลจากแนวหอมาเป็นแนวกลีบ ดังแสดงในรูปของประสิทธิภาพการไหล ซึ่งจะทำให้ครีบมีพื้นที่ในการรับความร้อนเพิ่มขึ้นส่งผลให้การถ่ายเทความร้อนดีขึ้นด้วยได้อาจไปสร้างต้น

5.สรุปผล

จากการศึกษาสามารถสรุปได้ว่า ประสิทธิภาพการไหลจะขึ้นกับค่าเรย์โนลด์สนัมเบอร์และมุมเอียงตัวอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยหากค่าเรย์โนลด์สนัมเบอร์สูงขึ้นจะทำให้ประสิทธิภาพการไหลสูงขึ้น และหากเพิ่มมุมเอียงจาก 0 เป็น 10 องศาจะทำให้ประสิทธิภาพการไหลมีค่าสูงขึ้นซึ่งแสดงว่าการไหลมีการเปลี่ยนแปลงแนวโน้มของทิศทางจากแนวท่อมาเป็นแนวกลีบมากขึ้น แต่หากเพิ่มมุมเอียงเป็น 20 และ 30 องศาค่าประสิทธิภาพการไหลจะมีค่าลดลงเล็กน้อยตามลำดับ แต่ยังมีค่าสูงกว่าเมื่อเทียบกับกรณีที่มุมเอียงเท่ากับ 0 องศา ความต้านทานการถ่ายเทความร้อนหนึ่งว่า ณ ค่าแสดง NTU และ Cr เดียวกันหากเพิ่มมุมเอียงตัวจาก 0 เป็น 10 องศาจะทำให้ประสิทธิผลมีค่าเพิ่มขึ้นและค่อยๆลดลงที่มุม 20, 30 องศา ตามลำดับ และ ณ ค่าเรย์โนลด์สนัมเบอร์เท่ากัน ที่มุมเอียงที่ 10 องศาจะให้ค่า j Colburn factor สูงที่สุดและจะมีค่าลดลงที่มุมเอียงเท่ากับ 20 ,30 องศาตามลำดับ แต่ค่า j Colburn factor ที่ได้ยังสูงกว่าที่กรณีมุมเอียงเท่ากับ 0 องศา ดังนั้นจึงสรุปได้ว่าการเพิ่มมุมเอียงอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพการไหล และประสิทธิภาพการไหลที่เพิ่มขึ้นจะทำให้การถ่ายเทความร้อนมีประสิทธิผลดีขึ้น แต่ทั้งนี้มุมเอียงตัวอุปกรณ์ที่เหมาะสมจึงจะมีประสิทธิผลในการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด ซึ่งจากการศึกษานี้จะนำไปสู่การออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับการไหลของอากาศร้อนที่ความเร็วต่ำ ซึ่งระบบดังกล่าวจะใช้โครงสร้างอุตสาหกรรมให้มีประสิทธิผลในการรับความร้อนมากขึ้น

เอกสารอ้างอิง

[1] Davenport, C.J. "Heat transfer and fluid flow in louvered triangular ducts", Ph.D. Thesis, CNAA, Lancaster Polytechnic, 1980

[2] Mariott, E. Stringer, Karen, A. Thole"Experimental design for flowfield studies of louvered fin", Experiment Thermal and Fluid Science,1998, Vol 18 , pp 258-269

[3] วิรัตน์ นารุ่งเรือง, อุดมเกียรติ นามหนก้า, พ.ศ. อโนทัย สุขเสง ความรู้เบื้องต้นการไหลของอากาศผ่านครีบระบายความร้อนแบบเกร็ดด้วยเงื่อนไขที่ระบบแบบหรือออกซิก., การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 15 ปี พ.ศ.2545

[4] วิรัตน์ นารุ่งเรือง, อุดมเกียรติ นามหนก้า, พ.ศ. อโนทัย สุขเสง ความรู้เบื้องต้นการวิเคราะห์ผลการไหลแบบลามินาร์ผ่านครีบระบายความร้อนแบบเกร็ด, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 15 ปี พ.ศ.2546

[5] เชษฐา เปี่ยมดี, ณัฐ วรนต, วงกต วงศ์ก้อง,และ ณอดุล ลักษณะ "ระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่โดยใช้ท่อเทอร์โมซิฟอนสำหรับระบบปรับอากาศในรถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน", การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 16 ปี พ.ศ. 2545 หน้า 643-648

[6] Tseng, C.K. , Wang, S. , Lin, W."Flow transition in a multilouvered fin array", International Journal of Heat and Mass Transfer,2000, Vol.3, pp 901-919

[7] Wei-Mon, Yan, Pay-Jen, Sheen."Heat transfer and friction characteristic of fin and tube heat exchangers", International Journal of Heat and Mass Transfer,2000, Vol.43 , pp.1651-1659

[8] Sahnoun, A., Webb, R.L."Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry", International Journal of Heat Transfer,1992, Vol.114 , pp 895-902

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

THERMAL CHARACTERISTICS OF LOUVERED FINS AT LOW REYNOLDS NUMBER FLOW

Wanwiwa LUKNONGBU
Nat VORAYOS
Tanongkiat KIATSIRIROAT

Faculty of Engineering
Department of Mechanical Engineering
Chaing Mai University, Thailand
50200

ABTRACT Design parametric studies of a louvered-fin compact heat exchanger are carried out where fin pitch relative to the louver pitch and the angle of the lovers are investigated under the heat transmission from the hot buoyant plume of which the Reynolds number based on louver pitch is considered to be low. Experiments were conducted on the 15:1 scaled-up louver fin models. It is found that the highest j Colburn factor for such low Reynolds number flow emerges when the louver pitch ratio is 1 and louver angle is 30, respectively.

1. INTRODUCTION

Louvered fin compact heat exchangers (Fig.1) are used in a variety of applications including heat rejection system in automobiles, residential air-conditionings, oil coolers, and radiators. One of the most important objectives in the investigations regarding to these compact heat exchangers has been focusing on developing high performance heat exchangers without sacrificing the lightness and small volume. Achaichia and Cowell [1] were the first to experimentally verify that it is relatively important to design louvered fins in a way such that the flow is louver directed rather than duct directed (Fig.2a and b). Their study indicated an increase in heat transfer coefficients as the flow transitioned from being duct direct to being louver directed. Zhang et al [2] studied the effect of Reynolds number, fin pitch, louver thickness and louver angle on flow efficiency in multi-louvered fins. Results showed that flow efficiency was strongly dependent on geometrical parameter, especially at low Reynolds Number. Flow efficiency increases with Reynolds number and louver angle but it decreases with fin pitch and thickness ratio. Ralph and Webb [3] used a dye injection technique with 10:1 models in their work. The geometrical parameters, louver pitch, louver angle and fin pitch were varied to determine their effect on the flow structure. Tests covered Re of 400-4000 based on louver pitch. It was found that when louver angle and louver pitch increased the flow efficiency was increased, representing the louvered-directed flow where heat transfer is increased but if the fin pitch increased the flow efficiency was decrease.

Lyman et al [4] presented a method for evaluating the spatially resolved louver heat transfer coefficients using various reference temperatures, such as the bulk flow temperature and adiabatic wall temperature, to define the convective heat transfer coefficients. It was found that larger fin pitches and higher louver angles were better performance at the lower Reynolds numbers. At high Reynolds numbers, the performance is highly influenced by how many louvers downstream the heated wakes influence. Louver geometries in which the louvers are nearly aligned do not provide a good design from heat transfer perspective, particularly for high Reynolds numbers. The heat transfer coefficients based on the bulk flow temperature for a particular louver did correlate closely with its local thermal field indicating the dominant importance of the thermal field approaching a particular louver. The objectives of previous literature were to design the heat exchanger so that high-performance and low pressure drop are achieved in which the forced convection heat transfer dominates. In contranst, this research work used 15:1 scaled-up model of louver fins to study the effects of the geometry in corresponding to the low Reynolds number flow of hot buoyant air plume which has never been investigated before.

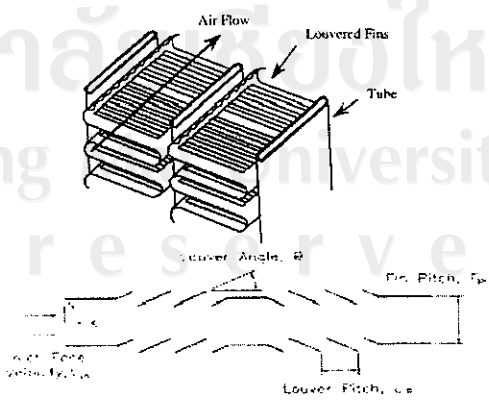


Fig.1 Illustration of the louvered plate fin heat exchanger and parameters of louvered fins geometry (Springer and Thole)

The objective of this study is to study the effect of the geometrical parameters including the fin pitch (F_p), louver pitch (L_p) and louver angle (θ) of the louver fins to clarify the better design parameters for the louvered compact heat exchanger to be used the heat recovery system from hot buoyant air plume which is normally rejected in food industries.

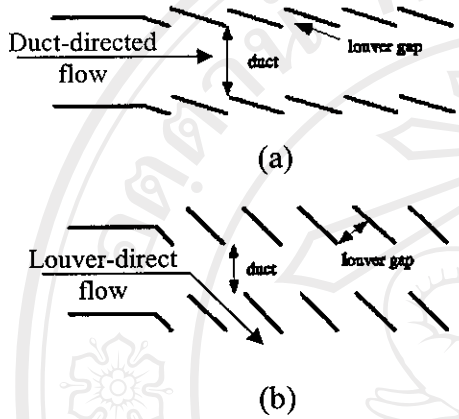


Fig.2 a) Duct-directed flow b) Louver directed-flow through a typical louver array (Springer)

2. THEORY AND PRINCIPLE

From the Newton's law of cooling, the predictive equation for the convective heat flux q [W/m^2] is suggested as

$$q = \frac{Q}{A} = h(T_w - T_{ref}) \qquad (1)$$

where h is heat transfer coefficient

A is the louver surface area

T_w is louver wall temperature

T_{ref} is the free steam temperature used as the reference temperature

For the low speed external flow application, the free stream temperature is taken as the reference temperature, and for internal flow applications the bulk flow temperature is taken as the reference temperature (Lyman et al.)

Q in equation (1) can also be solved by

$$Q = m' c_p (\Delta T_1 + \Delta T_2) \qquad (2)$$

where ΔT_1 and ΔT_2 are the water inlet and outlet temperature differences.

Additionally, the convection heat transfer coefficient of air on the side can be represented in a form of Colburn factor (j) as

$$j = \frac{hPr^{2/3}}{Gc_p} \qquad (3)$$

where G is the maximum mass velocity can written as $G = \frac{m'_a}{A_{ff}} = \frac{\rho A_p v}{A_{ff}}$ (4)

A_{ff} is the minimum cross sectional free flow area

Ap is the test section cross area

3. EXPERIMENTAL APPARATUS

In this investigation, the experiment set up as seen in Fig. 3a) in the investigation consisted of 1000-watt heater as the heat sources to naturally induce hot air with low speed to rise upward through louvers fin situated far above. The louver pitch, fin pitch and louver angle can be varied.

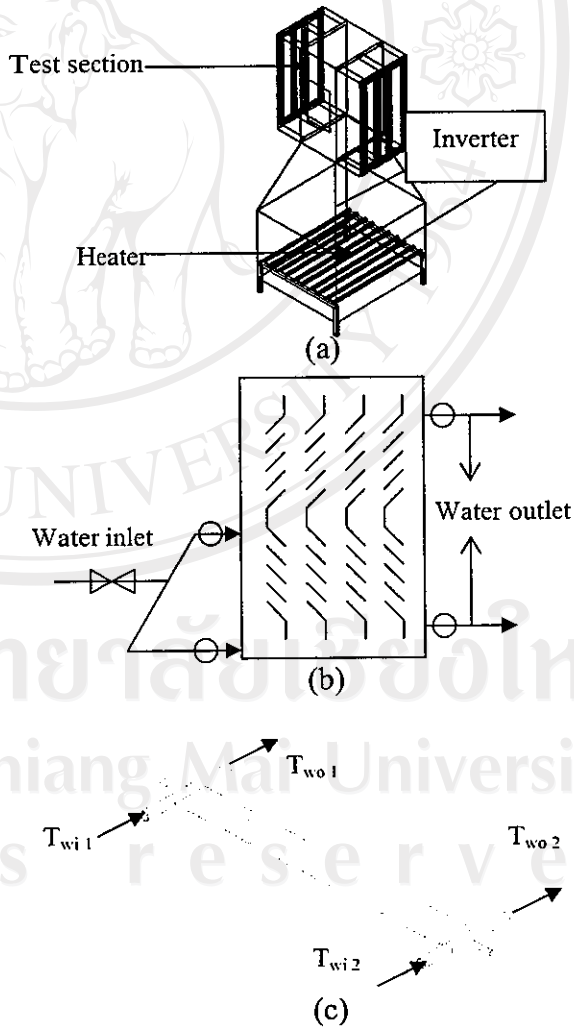


Fig. 3 a) Experimental test set up b) the test section c) louver fin design with scale up 15:1 louver models

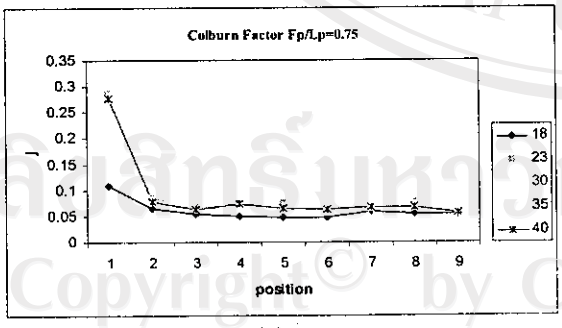
ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright by Chiang Mai University
All rights reserved

The power of the heater can varied as the voltage input is altered. Air plume's velocity is measured using anemometer and pitot tube. The natural convective heat transfer is then achieved by circulating the cooling water to both sides of each louver blade by using a ½ hp centrifugal pump as seen in Fig. 3b). Its flow rate is measured by the flow meter and Rota meter. The water inlet and outlet separate in two ducts as shown in Fig 3c).

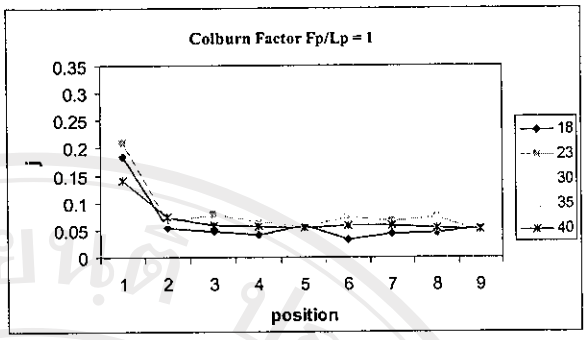
In the experiment all of the louver surfaces were attached with thermocouples where surface temperatures were recorded under the steady-state condition to determine the average louver surface temperature.

4. RESULT

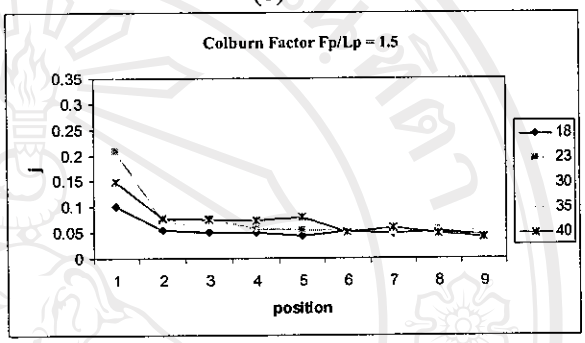
The data were taken for three values of fin-to-louver pitch ratio (Fp/Lp = 0.75, 1, and 1.5) and five louver angles (θ = 18°, 23°, 30°, 35°, and 40°). Fig. 4 shows the Colburn factor for each louver position for all louver angle. In Fig.4a, for small ratio of F_p/L_p, the Colburn factor of 23, 30, 35 and 40 of louver fin angle there are close. The Colburn factor at the fist of louver position are larger than other positions along the louver length showing the high value of convective heat transfer coefficient after which the flow gains heat and the heat coefficient is lower as one might expected. The Colburn factor, henceforth, becomes uniform throughout the louver length.



(a)



(b)



(c)

Fig.4 Colburn factor for each position of all louver angle a) Fp/Lp = 0.75 b) Fp/Lp = 1 c) Fp/Lp = 1.5

4.1 Effect of fin to louver pitch ratio

The flow must choose whether it will follow the louver direction, the duct direction, or some intermediate angle between the two directions. Which direction it goes will depend on the hydraulic resistance (the duct between the louvers in Fig.2) of the flow path in the louver direction relative to that in the duct direction. As F_p/L_p increased (with L_p is fixed and the fin spacing increases), it appears that this wider fin spacing reduces the hydraulic resistance in the duct direction relative to that in the louver direction. This reduced hydraulic resistance results in a greater fraction of the flow passing in the duct direction. As F_p/L_p is decreased the duct direction hydraulic resistance increases, forcing more of the flow in the louver direction. At the smallest fin spacing the hydraulic resistance in the louver direction is much smaller than in the duct direction, so all of the flow will go in the louver direction. If the flow is louver direct flow the Colburn factor will increases as shown in Fig.5 the highest average Colburn factor occur at $F_p/L_p = 1$.

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

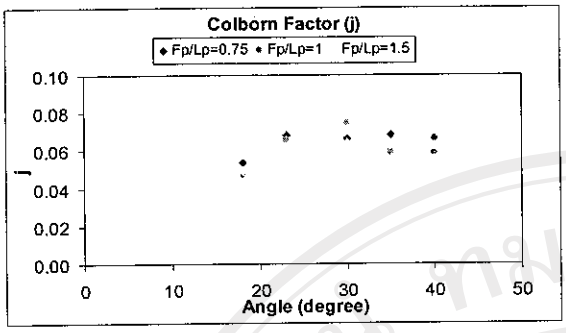


Fig. 5 Averaged Colburn factor for all Fp/Lp and θ

4.2 Effect of louver angle

Fig.5 shows a relatively clear comparison among the effects of the louver angles ranging between 18° to 30° for all included F_p/L_p where the corresponding Colburn factor increases. It also shows that when the louver is tilted to 30° and 40°, the Colburn factor is adversely decreased. The results quite suggested and agree well with the past studied in which the flow is regarded as the louver-directed flow at small louver angle. For the louver direct flow the louvers have more area to exchange the hot air more than duct direct flow. The highest Colburn factor is 7.5×10^{-2} occuring at Fp/Lp =1 and 30° of louver angle. And the lowest Colburn factor occur at Fp/Lp = 1 and θ = 18° where the flow is possibly duct-directed flow which agrees quite well with the past studies.

5. CONCLUSION

The optimized geometrical parameter of the louver fins to obtain the most effective heat transfer with the low speed hot air is investigated in this work. Heat transfer characteristic of the louver fins in terms of j Colburn factor is investigated. Experiments were conducted in 15:1 scaled-up louver model with varied fin pitch, louver pitch, and louver angle. The Colburn factor has a strong dependent on geometrical parameter such as, louver pitch, fin pitch, and louver angle especially at low Reynolds number flow. The highest Colburn factor is 7.5×10^{-2} occur at F_p/L_p =1 and 30° of louver angle.

6. REFERENCES

[1] Achaichia, A. and Cowell T. A., 1988, "Heat transfer and pressure drop characteristics of flat tube and louvered plate fin surfaces", *Experiment Thermal and Fluid Science*, Vol 1 , pp.147-157

[2] Zhang X. and Tafti D.K., 2002, "Flow efficiency in multi-louvered fins", *International Journal of Heat and Mass Transfer* , Vol.46 , pp.1737-1750

[3] Ralph, L. Webb , Paul ,Trauger,1991, "Flow structure in the louvered fin heat exchanger geometry" . *Experimental Thermal and Fluid Science* , Vol , pp. 205-217

[4] Lyman A.C, Stephan R.A.,. Thole K.A, Zhang L.W., S.B. Memory, 2002, "Scaling of heat transfer coefficients along louvered fins", *Experiment Thermal and Fluid Science*, Vol 26, pp.547-563

[5] Marlow, E. ,Springer, Karen, A., Thole,1998, "Experimental design for flowfield studies of louvered fin" . *Experiment Thermal and Fluid Science*, Vol 18 , pp.258-269 [7]

[6] Sahnoun, A., Webb, R.L.,1992, "Prediction of heat transfer and friction for the louver fin geometry", *International Journal of Heat Transfer*, Vol.114 , pp.895-900

[7] Tafti, D.K. , Wang, G. , Lin, W. ,2000, "Flow transition in a multilouvered fin array", *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Vol.3, pp.901-919

[8] Achaichia A., Heikal M. R. and Cowell T.A., 1995, "Flow and heat transfer in compact louvered fin sufaces", *Experiment Thermal and Fluid Science*, Vol 10, pp.192-199

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ประวัติและประสบการณ์

ชื่อ	นายณัฐ วรยศ
อายุ	36 ปี
ตำแหน่งทางวิชาการ	ผู้ช่วยศาสตราจารย์
สถานที่ติดต่อ	ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 50200
โทรศัพท์/โทรสาร	053-94-4146 ต่อ 965/ 053-94-4145
email	nat@dome.eng.cmu.ac.th

ประวัติการศึกษา

ปรินส์รอยแยลส์วิทยาลัย, (Best all around award), เชียงใหม่ 2531

วิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต (เครื่องกล) เกียรตินิยมอันดับหนึ่ง-มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, 2535

M.S. (Aeronautics) – California Institute of Technology, 2537

Ph.D. (Mechanical Engineering) – Oregon State University, 2543

บุคคลอ้างอิง

ผู้ช่วยศาสตราจารย์ สมคิด สลัดยะนันท์

อาจารย์อาวุโส ภาควิชาวิศวกรรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ อมหาวิทยาลัยเชียงใหม่ โทรศัพท์ 053-94-4146

ดร.ณอคุณ สิทธิพงศ์

รองปลัดกระทรวงพลังงาน สำนักงานปลัดกระทรวงพลังงาน อดีตคณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

รองศาสตราจารย์ ดร. เอกชัย แสงอินทร์

รองอธิการบดี มหาลัยเชียงใหม่ อดีตคณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ประวัติการฝึกอบรม

1. "Industrial Combustion Technology" โดย Industrial Heating Equipment Association ระหว่างวันที่ 23-24 กันยายน 2545 ณ Chicago, Illinois, USA.
2. "Balanced Scorecard, KPIs and Strategy Maps" Quality Training ระหว่าง วันที่ 15-16 กุมภาพันธ์ 2548

ประสบการณ์ทางวิชาการและวิจัย

ปี พ.ศ. 2535-ปัจจุบัน	- อาจารย์ประจำ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ รับผิดชอบงานสอนทางด้านอุณหพลศาสตร์, กลศาสตร์ของไหล, การถ่ายเทความร้อน, เครื่องมือวัด, การเขียนแบบวิศวกรรม, คณิตศาสตร์ทางวิศวกรรม, และการพาความร้อน
ปี พ.ศ. 2535-2536	- นักวิจัย: โครงการตรวจวิเคราะห์การประหยัดพลังงานในอาคารธุรกิจ (กรมพัฒนาและส่งเสริมพลังงาน), 2535
ปี พ.ศ. 2535-2537	- ผู้ช่วยวิจัย: โครงการศึกษาลักษณะทางด้านการถ่ายเทความร้อนของไฟป่า (California Institute of Technology)
ปี พ.ศ. 2541-2543	- ผู้ช่วยสอนกระบวนวิชา Intermediate Fluid Dynamics, Gas Dynamics, Thermodynamics, Fluid Dynamics and Heat/Mass Transfer, Fundamental Combustion, Thermal System Design (Oregon State University)
ปี พ.ศ. 2542-2543	- ผู้ช่วยวิจัย: โครงการการศึกษาอากาศพลศาสตร์ของหยดหมึกในเครื่องพิมพ์ Ink Jet (Oregon State University)
ปี พ.ศ. 2543-ปัจจุบัน	- นักวิจัย: โครงการศึกษาและสาธิตการเผาศพและสาธิตการเผาศพแบบประหยัดพลังงานและลดมลภาวะ (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/กองทุนเพื่อส่งเสริมการอนุรักษ์พลังงาน สำนักคณะกรรมการนโยบายพลังงานแห่งชาติ)
ปี พ.ศ. 2543-2545	- หัวหน้าโครงการและนักวิจัย: โครงการ การออกแบบและสร้างระบบนำความร้อนทิ้งกลับมาใช้ใหม่ในการอบแห้งขนม (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัยภาคเหนือ)
ปี พ.ศ. 2544-45	- หัวหน้าโครงการและนักวิจัย: โครงการศึกษาหาความเป็นไปได้ในการกลั่นเอทธานอลด้วยพลังแสงอาทิตย์ (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ)
ปี พ.ศ. 2544-45	- หัวหน้าโครงการและนักวิจัย: โครงการการศึกษาการเคลื่อนที่ของกระแสอากาศในแบบจำลองสองมิติของโรงบ่มแบบรวมศูนย์โดยวิธีการคำนวณทางพลศาสตร์ของไหล (มหาวิทยาลัยเชียงใหม่)
ปี พ.ศ. 2544-2546	-นักวิจัย: โครงการ การผลิตเอทธานอลโดยใช้พลังงานแสงอาทิตย์ในรูปความร้อน (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ)
ปี พ.ศ. 2544-2545	-นักวิจัย: โครงการ การโครงการการประเมินการปล่อยมลพิษและการสึกหรอของเครื่องยนต์ในสภาวะใช้งาน โดยใช้น้ำมันผสมดีเซลชีวภาพเป็นเชื้อเพลิง (สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร/ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/ สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ)
ปี พ.ศ. 2545-2548	-นักวิจัย:: โครงการการเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ด้านความร้อน (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/ทุนส่งเสริมกลุ่มวิจัย, สำนักงานกองทุนสนับสนุนการวิจัย)

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ปี พ.ศ. 2545-ปัจจุบัน	-นักวิจัย โครงการจัดสร้างเตาเผาศพแบบประหยัดพลังงานและลดมลภาวะ(คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/สำนักงานคณะกรรมการนโยบายพลังงานแห่งชาติ)
ปี พ.ศ. 2546-ปัจจุบัน	หัวหน้าโครงการ โครงการอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับนำความร้อนทิ้งจากอากาศร้อนลอยตัวอย่างธรรมชาติกลับมาใช้ (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/สำนักงานกองทุนสนับสนุนกองวิจัย)
ปี พ.ศ. 2546-2547	หัวหน้าโครงการ โครงการการพัฒนาสร้างเครื่องตัดสบู่ (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/สำนักงานกองทุนสนับสนุนกองวิจัย; IPUS)
ปี พ.ศ. 2547-2549	หัวหน้าโครงการ โครงการ โครงการวิจัยการใช้ปล่องระบายอากาศ โดยอาศัยปรากฏการณ์ Stack Effect ร่วมกับการใช้เครื่องปรับอากาศ (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน)
ปี พ.ศ. 2547-2548	วิศวกร และคณะทำงาน โครงการจัดทำแผนยุทธศาสตร์พลังงานจังหวัดเชียงใหม่ (สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/กรมพัฒนาพลังงาน)
ปี พ.ศ. 2547-2548	คณะทำงาน โครงการจัดทำฐานข้อมูลพลังงาน (สถาบันวิจัยวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยี มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/ สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน)
ปี พ.ศ. 2547-2549	นักวิจัย โครงการ การพัฒนาต้นแบบหอเซลล์เชื้อเพลิงชนิดเมมเบรนแลกเปลี่ยนโปรตอนขนาด 300 วัตต์ (คณะวิทยาศาสตร์และวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/ ศูนย์เทคโนโลยีและวัสดุแห่งชาติ สำนักงานพัฒนาวิทยาศาสตร์และเทคโนลีแห่งชาติ)
ปี พ.ศ. 2549-ปัจจุบัน	หัวหน้าโครงการ โครงการการศึกษาความเป็นไปได้ในการผลิตไฟฟ้าระดับชุมชนโดยใช้พลังงานจากไม้โตเร็ว (คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่/สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ)

ประสบการณ์บริหาร

ปี พ.ศ. 2536-2537	- ผู้ช่วยหัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ (ฝ่ายกิจการพิเศษ)
ปี พ.ศ. 2544-2545	- ผู้ช่วยหัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ (ฝ่ายวิชาการ)
ปี พ.ศ. 2544 (ส.ค.- ธ.ค.)	ผู้ช่วยผู้อำนวยการสถานบริการวิศวกรรม คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
ปี พ.ศ. 2545 -2546	ผู้ช่วยคณบดีฝ่ายพัฒนาคุณภาพนักศึกษา คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
ปี พ.ศ. 2546-2548	รองคณบดีฝ่ายพัฒนาคุณภาพนักศึกษา คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
ปี พ.ศ. 2548-ปัจจุบัน	ประธานอาจารย์ที่ปรึกษาหอพักนักศึกษาชาย มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

ผลงานวิจัยและผลงานทางวิชาการ

1. Report on "Droplet Aerodynamics", Hewlett Packard, 2000
2. Phaphuangwittayakul, W., Terdtoon, P, Tantakom, P., Vorayos, N. and Fulford, D., "Loop thermosyphon as an energy saver in heat pump dryer," Int. Heat Pipe Sym. 2000, Chiang Mai, 2000.
3. อนุรักษ์ พรหมชัย ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ และ ณัฐ วรยศ, 2001 "การสูบน้ำด้วยพลังงานแสงอาทิตย์โดยเทคนิคซาเวรี", วารสารวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, Vol. 9, No. 1, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
4. Tippayawong, N. and Vorayos, N, 2001 "Trends in Automotive Fuel Sulfur Content and Situation in Thailand: A Preliminary Review," Proceedings of The 8th Tri-University International Joint Seminar & Symposium 2001, Chiang Mai University, Chiang Mai, Thailand
5. Tippayawong, N., Vorayos, N., Suksamai, S, and Lee, A. 2002. " Sampling High Concentration Ambient Particles," ESTECH 2002, the IEST 48th Annual Technical Meeting & Exposition, April 28 - May 1, 2002, Anaheim, California, USA.
6. สัจจะ สุขสมัย นคร ทิพยาวงศ์ ณัฐ วรยศ และอเล็ค ลี. (2545) "คุณลักษณ์เชิงจำนวนของอนุภาคภายในและภายนอกอาคาร", การประชุมวิชาการวิศวฯ มอ.2002 วิศวกรรมศาสตร์เพื่อโลกน่าอยู่, 4-5 กรกฎาคม, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์, สงขลา.
7. นคร ทิพยาวงศ์ ณัฐ วรยศ สัจจะ สุขสมัย และอเล็ค ลี. (2545) "ความสำคัญของการควบคุมอนุภาคปนเปื้อนและเทคโนโลยีห้องสะอาดในภาคอุตสาหกรรมของไทย," วารสารวิจัยสภาวะแวดล้อม ปีที่ 24 เล่มที่ 1 หน้า 15-24
8. เจนจิรา เปี่ยมดี ณัฐ วรยศ วงกต วงษ์อภัย และ ณอคุณ สิทธิพงศ์ , 2545 "ระบบนำความร้อนทิ้งมาใช้ใหม่โดยใช้คอนเดนเซอร์สำหรับระบบปรับอากาศในรถยนต์เป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน," การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 16, 14-16 ตุลาคม 2545
9. พรประสิทธิ์ คงบุญ ณัฐ วรยศ ธีระพงษ์ ว่องรัตนไพศาล และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ , 2545 "การกลั่นเอธานอลด้วยแผงรับแสงอาทิตย์แบบท่อความร้อน," การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 16, 14-16 ตุลาคม 2545
10. Nat Vorayos, Janjira Piamdee, and Yottana Khunatorn, 2002 "Heat transfer Characteristics of Automobile Compact Air-Conditioning Condenser Inversely Used As Waste Heat Recovery System," the 9th Tri-University International Joint Seminar & Symposium 2002.
11. Kiatsiriroat, T., Vithayasai, S., Vorayos, N., Nuntaphan, A., and Vorayos, N., 2003 "Heat Transfer Prediction for a Direct Contact Ice Thermal Energy Storage," Energy Conversion and Management Vol. 44 (2003) pp. 497-508
12. Vorayos, N., Kiatsiriroat, T., Vorayos, N, Kongboon, P., 2003 "Mathematical and Experimental Studies of a Batch-type Solar Ethanol Distiller", Second Regional Coference on Energy Technology towards a Clean Environment.

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

13. ปฏิวัติ โพธิ์ชุ่ม ณัฐ วรยศ และสัมพันธ์ ไชยเทพ, 2546 "แรงกระทำตอบโต้ทางอากาศพลศาสตร์ของทรงกลมที่อยู่ถัดกัน" การประชุมวิชาการองค์กรเครือข่ายวิศวกรรมการบินและอวกาศครั้งที่ 1, กุมภาพันธ์ 2546
14. Lee, A. and Vorayos, N., 2003 "Assessing Meteoroid Impact Risk-Lessons from Leonid" การประชุมวิชาการองค์กรเครือข่ายวิศวกรรมการบินและอวกาศครั้งที่ 1, กุมภาพันธ์ 2546
15. น้ำมนต์ โชติวิศรุต ณัฐ วรยศ และทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, 2546, "การพาความร้อนของชุดแท่งจัตุรัสร้อนที่ทำมุม 45 องศาและเรียงตัวในแนวเดียวกัน" การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน, มีนาคม 2546
16. Kasayapanand, N., Tiansuwan, J., Asvapoositkul, W., Vorayos, N., and Kiatsiriroat, T., 2002 "Effect of the Electrode Arrangement in a Tube Bank on the Characteristic of Electrohydrodynamic Heat Trasnfer Enhancement: Low Reynolds Number," Journal of Enhanced Heat Transfer, Vol. 9, pp. 229-242.
17. Khunatorn, Y., Vorayos, N., and Jantan, N. 2003 "Numerical Modeling of Air Flow Inside Tobacco Curing Barn," Engineering and Technology Conference 2003 (EnTech 2003) 30th July-1st Aug., Sarawak, Malaysia
18. เฉลิมศักดิ์ คำโสภา และ ณัฐ วรยศ, 2546 "การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อแบบแผ่นขนานแนวตั้ง โดยติดปล่องแบบถ่างด้านบนท่อ," การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 2, 25-26 กันยายน 2546
19. นิตยา จันตัน ยศธนา คุณาทร และ ณัฐ วรยศ, 2546, "ผลกระทบของอัตราการไหลของอากาศร้อนในห้องบ่มใบยาสูบแบบรวมศูนย์," การประชุมวิชาการ เรื่อง การถ่ายเทความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 2, 25-26 กันยายน 2546
20. Thanapiyawanit, B., Vorayos and N., Thavornun, S. 2003 "Consideration on Insulation Thickness for Cremator," the 10th Tri-University International Joint Seminar & Symposium 2003, Mie University, Tsu, Japan, Oct 18-21, 2003
21. Chotivisarut, N., Vorayos, N., and Kiatsirirote, T. 2003 "Convective Heat Transfer of Uniformly Heated In-lined 45 Degree Tilting Square Plates," the 10th Tri-University International Joint Seminar & Symposium 2003, Mie University, Tsu, Japan, Oct 18-21, 2003
22. Vorayos, N., Vorayos, N., and Kiatsirirote, T., 2003 "Experimental Investigation of Ethanol Distillation System with Different Types of Solar Collectors," Destination Renewables: 41st Annual Conference of the Australian and New Zealand Solar Energy Society, ANZSES 2003., Victoria, Australia, 26-29 November 2003.

ผลงานบริการวิชาการ

1. วิทยากร, การอบรมระยะสั้นแก่บุคคลากรของการไฟฟ้าฝ่ายผลิต หลักสูตร "Fluid Mechanics" ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่และการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย, สิงหาคม 2544

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

2. วิทยากร, สัมมนาเรื่อง "อุปกรณ์นำความร้อนทิ้งกลับคืนมาใช้ประโยชน์", ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเชียงใหม่, มีนาคม 2544
3. วิทยากร, การฝึกอบรมเจ้าหน้าที่ฝ่ายสิ่งแวดล้อมและสุขาภิบาล 50 สำนักงานเขต เรื่อง "การตรวจสอบเตาเผาศพและความรู้ที่เกี่ยวข้อง", ฝ่ายสุขาภิบาลทั่วไป กองอนามัยสิ่งแวดล้อม สำนักอนามัย กรุงเทพมหานคร, 27 เมษายน 2544
4. วิทยากร. การสัมมนา "เรื่องศักยภาพของประเทศไทยในการผลิตเอทธานอลเพื่อทดแทนการนำเข้า", สำนักงานคณะกรรมการวิจัยแห่งชาติ. 26 ตุลาคม 2544
5. อาจารย์พิเศษ "ระบบทำความเย็นเบื้องต้น" ภาควิชาวิทยาศาสตร์และเทคโนโลยีอาหาร คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยพายัพ 28 มกราคม และ 5 กุมภาพันธ์ 2545
6. วิทยากร. "Advanced Engineering Mathematics and Computations" โครงการเสริมความรู้ทางด้านวิศวกรรมและเทคโนโลยีขั้นสูง สำหรับวิศวกรของการไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย 22 มกราคม - 8 กุมภาพันธ์ 2545, สถานศึกษาวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
7. วิทยากร "Basic Thermo-Fluid" โครงการศูนย์ฝึกอบรมเพื่อการพัฒนาพลังงานแห่งเอเชียตะวันออกเฉียงใต้ 22-26 เมษายน 2545, เขื่อนภูมิพล อำเภอสามเงา จังหวัดตาก
8. วิทยากร "Heat Exchanger" โครงการศูนย์ฝึกอบรมเพื่อการพัฒนาพลังงานแห่งเอเชียตะวันออกเฉียงใต้ 26-30 สิงหาคม 2545, เขื่อนภูมิพล อำเภอสามเงา จังหวัดตาก
9. วิทยากร. "การถ่ายเทความร้อนเบื้องต้น" โครงการบูรณาการ สำหรับพนักงานของบริษัทปูนซีเมนต์ไทย ลำปาง, 23-27 ธันวาคม 2545 และ 2 3 และ 6 มกราคม 2546, อำเภอแจ้ห่ม จังหวัดลำปาง
10. วิทยากร. "การถ่ายเทความร้อนเบื้องต้น" 28 มีนาคม 2546 ศูนย์ฝึกอบรม โรงไฟฟ้าแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย
11. วิทยากร "Heat Exchanger" 23-27 พฤษภาคม 2546 ศูนย์ฝึกอบรม โรงไฟฟ้าแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย
12. วิทยากร "การออกแบบการทดลองและการวิเคราะห์ข้อมูลทางวิศวกรรม" 2-3 มิถุนายน 2546 ศูนย์ฝึกอบรม โรงไฟฟ้าแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย
13. วิทยากร "Heat Exchanger" 4-6 และ 9-10 มิถุนายน 2546 ศูนย์ฝึกอบรม โรงไฟฟ้าแม่เมาะ การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
Copyright© by Chiang Mai University
All rights reserved

สาขาวิชาที่สนใจ

Convective Heat Transfer, Heat Exchanger, Solar Distillation, Incineration, Flow Visualization, Computational Fluid Dynamics, Aeronautical Sciences, Engineering Mathematics, Thermodynamics, Combustion, Photography