

การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์



นาย จักรพันธ์ จิรวินูร

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ปีการศึกษา 2545

ISBN 974-17-2499-3

ลิขสิทธิ์ของจุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

DEVELOPMENT OF A COMPUTER PROGRAM FOR
EVALUATION OF RADIATOR PERFORMANCE

Mr. Jakapan Jirawitton



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

A Thesis Submitted in Partial Fulfillment of the Requirements
for the Degree of Master of Engineering in Mechanical Engineering

Department of Mechanical Engineering

Faculty of Engineering


Chulalongkorn University

Academic Year 2002

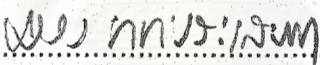
ISBN 974-17-2499-3


หัวข้อวิทยานิพนธ์ การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณสมรรถนะของหม้อน้ำ
รถยนต์
โดย นายจักรพันธ์ จิรวิฑูร
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์ธร จริญญากรณ์
อาจารย์ที่ปรึกษา (ร่วม) ผู้ช่วยศาสตราจารย์ มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล

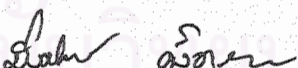
คณะกรรมการศาสตราจารย์ฯ จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย อนุมัติให้หัวข้อวิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นส่วน
หนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาโทมหาบัณฑิต


.....  คณะบดี คณะวิศวกรรมศาสตร์
(รองศาสตราจารย์ ดร.สมศักดิ์ ปัญญาแก้ว)

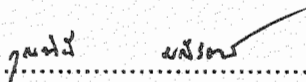
คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....  ประธานกรรมการสอบ
(รองศาสตราจารย์ ดร.มานิจ ทองประเสริฐ)

.....  อาจารย์ที่ปรึกษา
(รองศาสตราจารย์ ดร.พงษ์ธร จริญญากรณ์)

.....  อาจารย์ที่ปรึกษา (ร่วม)
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล)

.....  กรรมการ
(อาจารย์ ดร.สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์)

.....  กรรมการ
(อาจารย์ ดร.กุนจินี มณีรัตน์)

นายจักรพันธ์ จีระวิฑูร : การพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์สำหรับคำนวณสมรรถนะของหม้อ
น้ำรถยนต์ (DEVELOPMENT OF A COMPUTER PROGRAM FOR EVALUATION OF
RADIATOR PERFORMANCE), อาจารย์ที่ปรึกษา : รศ.ดร. พงษ์ธร จรัญญากรณ์, อาจารย์
ที่ปรึกษาร่วม ผศ. มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล, 90 หน้า. ISBN 974-17-2499-3

งานวิจัยนี้เป็นการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้ประเมินสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์
ได้แก่ อัตราการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อมด้านอากาศที่ไหลผ่านหม้อน้ำ ผลการคำนวณ
ที่ได้จากโปรแกรมสามารถช่วยในการออกแบบและพัฒนาหม้อน้ำรถยนต์ ผลการคำนวณจาก
โปรแกรมถูกนำไปเปรียบเทียบกับผลการทดลองในอุโมงค์ลม และผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิง
พหุนาม

จากการเปรียบเทียบพบว่า ในด้านการถ่ายเทความร้อนนั้น โปรแกรมจากงานวิจัยนี้ให้ผลการ
คำนวณที่ดีกว่าผลจากโปรแกรมเชิงพหุนามเล็กน้อย โดยมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยจากผลการ
ทดลอง 5.87 % ส่วนในด้านความดันตกคร่อมด้านอากาศนั้น มีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยจากผลการ
ทดลอง 16.63 % และมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยจากโปรแกรมเชิงพหุนาม 6.73 %

ดังนั้นโปรแกรมคอมพิวเตอร์จากงานวิจัยนี้ สามารถใช้เป็นเครื่องมือช่วยในการออกแบบหม้อ
น้ำรถยนต์ในปัจจุบัน ตลอดจนสามารถพัฒนาเพื่อใช้ในการออกแบบหม้อน้ำรถยนต์ที่มีสมรรถนะสูง
ยิ่งขึ้นได้

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล
สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา 2545

ลายมือชื่อนิสิต.....
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษา.....
ลายมือชื่ออาจารย์ที่ปรึกษาร่วม.....

4270360721 : MAJOR MECHANICAL ENGINEERING

KEYWORDS : RADIATOR PERFORMANCE PROGRAM / HEAT TRANSFER / RADIATOR

JAKAPAN JIRAWITON : DEVELOPMENT OF A COMPUTER PROGRAM FOR
EVALUATION OF RADIATOR PERFORMANCE, THESIS ADVISOR : ASSOC. PROF.
PONGTORN CHARUNYAKORN, Ph.D., ASST. MINGSAK TUNGTRAKUL, 90 pp.
ISBN 974-17-2499-3

This reserch aims to develop a computer program to evaluate heat transfer rate and air pressure loss across automotive radiators. Results obtained from this program is useful to designing and developing automotive radiators. These results were also compared to wind tunnel experimental data and results obtained from a commercial program.

Heat transfer results obtained from this program is slightly closed to the experimental data than the commercial program, with averagely 5.87 % of deviation. For air pressure drop, the results from this program averagely deviates 16.63% from the experimental data and 6.73% from the commercial program.

In essence, this program can be used as a tool in designing automotive radiators and it can futher be developed in order to be used for designing high performance radiators.

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

Department Mechanical Engineering

Student's Signature.....

Field of study Mechanical Engineering

Advisor's Signature.....

Academic year 2002

Co-avisor's Signature.....

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จได้ด้วยดี โดยได้รับความช่วยเหลือ และความอนุเคราะห์จากหลายฝ่ายด้วยกัน ข้าพเจ้าขอขอบคุณ รศ.ดร. พงษ์ธร จรัญญาภรณ์ อาจารย์ที่ปรึกษา และ ผศ. มิ่งศักดิ์ ตั้งตระกูล อาจารย์ที่ปรึกษาร่วม ที่ได้กรุณาสละเวลาอันมีค่าช่วยเหลือให้คำแนะนำปรึกษา และแนะนำแนวทางในการวิจัย แนวทางแก้ปัญหา และข้อคิดเห็นต่างๆที่นำมาซึ่งความสำเร็จของวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ อีกทั้งตรวจทานแก้ไขวิทยานิพนธ์จนสำเร็จเป็นรูปเล่มที่สมบูรณ์ รวมถึงรองศาสตราจารย์ ดร. มานิจ ทองประเสริฐ ประธานกรรมการ อาจารย์ ดร. กุณพิณี มณีรัตน์ และ อาจารย์ ดร. สมพงษ์ พุทธิวิสุทธิศักดิ์ กรรมการ

นอกจากนี้ข้าพเจ้าขอขอบคุณ บริษัทซีเอสเทอร์โม จำกัด และคุณสุธี โปษะอนุกุล ที่ให้ความเกื้อหนุน และช่วยเหลือในการให้ข้อมูลสำหรับใช้เปรียบเทียบกับงานวิจัยนี้ ขอขอบคุณ คุณกวี วัฒนะวิรุณ ที่ได้ให้คำปรึกษาและแนะนำแนวทางการแก้ปัญหาด้านโปรแกรมคอมพิวเตอร์ ขอขอบคุณเพื่อนๆ น้องๆ ทุกคนที่คอยช่วยเหลือและสนับสนุนการทำงานวิจัยให้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

สุดท้ายนี้ ข้าพเจ้ากราบขอบพระคุณบิดา-มารดา ซึ่งอบรมสั่งสอน และให้กำลังใจตลอดเวลา จนสำเร็จการศึกษา

จักรพันธ์ จิรวินิจ

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อวิทยานิพนธ์	ง
บทคัดย่อวิทยานิพนธ์ภาษาอังกฤษ	จ
กิตติกรรมประกาศ	ฉ
สารบัญ	ช
สารบัญตาราง	ณ
สารบัญภาพ	ญ
คำอธิบายสัญลักษณ์	ฐ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์.....	1
1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์	2
1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์	2
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน.....	3
1.5 ผลที่คาดว่าจะได้รับ.....	3
บทที่ 2 งานวิจัยที่ผ่านมา.....	4
บทที่ 3 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง.....	6
3.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน.....	6
3.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด.....	12
3.3 หม้อน้ำรถยนต์.....	17
บทที่ 4 การพัฒนาโปรแกรมคำนวณ.....	25
4.1 การเลือกวิธีที่ใช้วิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน.....	25
4.2 ขั้นตอนการคำนวณสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์.....	26
4.3 โปรแกรมคอมพิวเตอร์.....	30
บทที่ 5 ผลการคำนวณของโปรแกรมและอภิปรายผลเปรียบเทียบ.....	34
5.1 ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อน.....	35

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
5.2 ผลการเปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศ.....	55
5.3 การวิเคราะห์ความคลาดเคลื่อนของโปรแกรม.....	60
บทที่ 6 บทสรุป และข้อเสนอแนะ.....	63
6.1 การเปรียบเทียบปริมาณการถ่ายเทความร้อน.....	63
6.2 การเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศ.....	64
6.3 ขอบเขตการใช้งานของโปรแกรม.....	64
6.4 ข้อเสนอแนะ.....	65
รายการอ้างอิง	66
ภาคผนวก	67
ภาคผนวก ก. ข้อมูลการคำนวณของหม้อน้ำรถยนต์.....	68
ภาคผนวก ข. ลักษณะทางกายภาพของครีบบแบบลูกฟูก.....	74
ภาคผนวก ค. ตัวอย่างการคำนวณ.....	77
ภาคผนวก ง. การจัดเรียงของครีบบและหลอดน้ำของหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ใน การวิจัย.....	87
ภาคผนวก จ. คุณสมบัติของของไหล.....	88
ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์	90

สารบัญตาราง

ตาราง		หน้า
ตารางที่ 4.1	การเปรียบเทียบขั้นตอนการหาปริมาณความร้อนด้วยวิธี LMTD และวิธี ϵ -NTU	25
ตารางที่ 5.1	รุ่นของหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบ.....	34
ตารางที่ 5.2	การเปรียบเทียบความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนในหม้อน้ำรถยนต์ กับผลที่ได้จากการทดลอง.....	62
ตารางที่ 5.3	การเปรียบเทียบความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณความดันตกคร่อมด้านอากาศในหม้อน้ำรถยนต์ กับผลที่ได้จากการทดลอง.....	62
ตารางที่ 5.4	การเปรียบเทียบความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อมด้านอากาศในหม้อน้ำรถยนต์ ด้วยโปรแกรม CU-RPC เทียบกับผลของโปรแกรมเชิงพาณิชย์.....	62
ตารางที่ ก.1	เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V.....	68
ตารางที่ ก.2	เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T.....	69
ตารางที่ ก.3	เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 892.....	70
ตารางที่ ก.4	เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 893.....	71
ตารางที่ ก.5	เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2183A.....	72
ตารางที่ ก.6	เปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2184A.....	73

สารบัญภาพ

รูปที่		หน้า
รูปที่ 3.1	การส่งผ่านความร้อนผ่านผนังเรียบ.....	9
รูปที่ 3.2	ค่า K_c และ K_e ของอากาศเมื่อไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนแบบแผ่น ช่องแบบสามเหลี่ยม.....	16
รูปที่ 3.3	หม้อน้ำรถยนต์.....	18
รูปที่ 4.1	แผนภาพการทำงานของโปรแกรม.....	31
รูปที่ 4.2	แผนภาพการทำงานของโปรแกรม (ต่อ).....	32
รูปที่ 5.1	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1700.....	36
รูปที่ 5.2	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 3000.....	36
รูปที่ 5.3	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 4300.....	37
รูปที่ 5.4	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 5700.....	37
รูปที่ 5.5	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศ เท่ากับ 260.....	38
รูปที่ 5.6	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศ เท่ากับ 380.....	38
รูปที่ 5.7	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศ เท่ากับ 510.....	39
รูปที่ 5.8	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศ เท่ากับ 640.....	39
รูปที่ 5.9	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1900.....	41
รูปที่ 5.10	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 3300.....	41

สารบัญญภาพ (ต่อ)

รูปที่	หน้า
รูปที่ 5.24	กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2184A กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นที่ค่า Re_{Lp} ของอากาศ ต่าง ๆ..... 54
รูปที่ 5.25	กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2107V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ..... 57
รูปที่ 5.26	กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ..... 57
รูปที่ 5.27	กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 893 กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ..... 58
รูปที่ 5.28	กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 893 กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ..... 58
รูปที่ 5.29	กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2183A กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ..... 59
รูปที่ 5.30	กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2183A กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ..... 59
รูปที่ 5.31	ความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณอัตราถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ด้วยโปรแกรม CU-RPC..... 60
รูปที่ 5.32	ความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์ด้วยโปรแกรม CU-RPC..... 61
รูปที่ ข.1	รายละเอียดของครีป..... 74
รูปที่ ข.2	ประเภทของครีปแบบลูกฟูก..... 75
รูปที่ ข.3	การจัดเรียงของเกล็ดบนครีปแบบลูกฟูก..... 76
รูปที่ ง.1	ลักษณะของครีปและหลอดน้ำของหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในการวิจัย..... 87

คำอธิบายสัญลักษณ์

A_{\min}	=	minimum free-flow area [m ²]
A_{tc}	=	cross-sectional tube area [m ²]
A_f	=	fin surface [m ²]
A_{fr}	=	frontal area [m ²]
A_o	=	total surface area [m ²]
A_{ti}	=	inner tube surface [m ²]
A_{to}	=	outer tube surface [m ²]
A_w	=	water-side surface area [m ²]
b	=	bypass length [mm]
C	=	heat capacity rate [W/K] = $\dot{m}c_p$
C_{\max}	=	maximum heat capacity rate [W/K]
C_{\min}	=	minimum heat capacity rate [W/K]
c_p	=	specific heat at constant pressure [J/kg·K]
D_h	=	hydraulic diameter [mm]
$D_{h,f}$	=	hydraulic diameter of fin array [mm]
D_m	=	tube major diameter [mm]
DPa	=	air pressure loss [Pa]
f	=	fanning friction factor [dimensionless]
F_d	=	fin depth [mm]
F_l	=	fin length [mm]
F_p	=	fin pitch [mm]
F_t	=	fin thickness [mm]
G	=	mass velocity [kg/m ² ·s]
H	=	radiator core height [mm]
h	=	heat transfer coefficient [W/m ² ·K]
j	=	Colburn j factor [dimensionless]
k	=	thermal conductivity [W/m·K]

K_c	=	abrupt contraction pressure-loss coefficient [dimensionless]
K_e	=	abrupt extraction pressure-loss coefficient [dimensionless]
L_a	=	louver angle [degree]
L_h	=	louver height [mm]
L_l	=	louver length [mm]
L_p	=	louver pitch [mm]
m	=	mass flow rate [kg/s]
N_f	=	number of fin-rows [dimensionless]
N_r	=	number of longitudinal tube rows [dimensionless]
N_t	=	number of tubes for each row [dimensionless]
NTU	=	Number of Heat Transfer Units [dimensionless]
Nu	=	Nussel number [dimensionless]
ΔP_a	=	air pressure loss [Pa]
Pr	=	Prandtl number [dimensionless]
Q	=	heat transfer rate [W]
Q_{max}	=	maximum possible heat transfer rate [W]
Re_{Dh}	=	Reynolds number based on hydraulic diameter [dimensionless]
Re_{Lp}	=	Reynolds number based on louver pitch [dimensionless]
St	=	Stanton number [dimensionless]
S_1	=	non-louvered inlet and exit fin regions [mm]
S_2	=	re-direction length [mm]
T	=	temperature [K]
T_d	=	tube depth [mm]
T_p	=	tube pitch [mm]
U	=	overall heat transfer coefficient [$W/m^2 \cdot K$]
UA	=	overall thermal conductance [W/K]
V	=	velocity [m/s]
W	=	radiator core width [mm]

ตัวอักษรกรีก

ε	=	heat exchanger effectiveness [dimensionless]
η_f	=	fin efficiency [dimensionless]
η_o	=	surface effectiveness [dimensionless]
μ	=	dynamic viscosity [kg/m·s]
ρ	=	mass density [kg/m ³]
σ	=	contraction ratio or ratio of free-flow area to frontal area [dimensionless]
α	=	ratio of total heat-transfer area to total volume [m ² /m ³]

ตัวอักษรน้อย

a	=	air side
w	=	water coolant side
t	=	tube
f	=	fin
i	=	inlet
o	=	outlet or total surface
m	=	mean or average
max	=	maximum value
min	=	minimum value

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของวิทยานิพนธ์

ระบบระบายความร้อนในเครื่องยนต์มีความจำเป็นอย่างมาก เนื่องจากความร้อนที่ได้จากการเผาไหม้ทั้งหมดจะผ่านไปยังกระบอกสูบและลูกสูบ เพื่อไม่ให้เครื่องยนต์ร้อนจัดเกินไปจึงจำเป็นต้องมีการระบายความร้อน แต่ต้องระบายออกเพียงให้อุณหภูมิลดลงมาถึงช่วงอุณหภูมิที่เครื่องยนต์ทำงานได้ดีที่สุดโดยเร็ว (80 – 90 องศาเซลเซียส) และรักษาอุณหภูมินั้นไว้ นั่นคือถ้าเครื่องยนต์ร้อนจัดเกินไปอาจทำให้เชื้อระเบิดเข้าสู่กระบอกสูบน้อยลง กำลังของเครื่องยนต์ก็จะตกและชิ้นส่วนของเครื่องยนต์จะขยายตัวจนอาจจับตายได้ แต่ถ้าเครื่องยนต์มีอุณหภูมิเย็นมากเกินไป ส่วนผสมเชื้อเพลิงจะระเหยเป็นไอได้น้อยลง กำลังของเครื่องยนต์ก็จะตกได้เช่นกัน

การระบายความร้อนในเครื่องยนต์โดยมากจะแบ่งเป็น 2 วิธีหลัก ได้แก่ วิธีระบายความร้อนด้วยอากาศและวิธีระบายความร้อนด้วยน้ำ วิธีระบายความร้อนด้วยอากาศเป็นการทำงานที่ปลอดภัย เครื่องยนต์จะมีน้ำหนักเบา และการบำรุงรักษาน้อย แต่จะต้องใช้พัดลมขนาดใหญ่และมีเสียงดัง เนื่องจากอากาศไปปะทะกับเครื่องยนต์โดยตรง ส่วนวิธีระบายความร้อนด้วยน้ำ เป็นระบบที่ใช้กันมากที่สุดเพราะเสียงจะไม่ดัง เนื่องจากใช้น้ำเป็นสารหล่อเย็นซึ่งจะช่วยเก็บเสียงแล้วให้อากาศระบายความร้อนอีกทีหนึ่ง การระบายความร้อนของน้ำไปสู่อากาศ จำเป็นต้องมีอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เรียกว่า หม้อน้ำรถยนต์ (Automotive Radiator)

หม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งที่อาศัยอากาศเป็นตัวระบายความร้อนออกจากน้ำซึ่งเป็นสารหล่อเย็น ถ้าการระบายความร้อนของหม้อน้ำไม่ดี จะควบคุมอุณหภูมิไม่ได้ นอกจากการระบายความร้อนแล้ว เราจะเป็นต้องคำนึงถึงพลังงานที่ใช้ในการหมุนเวียนวงจร ได้แก่ เครื่องสูบน้ำและพัดลมที่เข้าไปอากาศ ถ้าหม้อน้ำรถยนต์มีการถ่ายเทความร้อนได้ในอัตราที่ต้องการแต่มีความดันสูญเสียหรือความดันตกมาก หม้อน้ำก็จะมีประสิทธิภาพที่ต่ำ ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับกรออกแบบโครงสร้างและการจัดวางของหม้อน้ำรถยนต์นั่นเอง

ในการออกแบบโครงสร้างของหม้อน้ำรถยนต์นั้น จำเป็นจะต้องมีการทดสอบประสิทธิภาพของหม้อน้ำทุกครั้ง การทดสอบแต่ละครั้งจะเสียค่าใช้จ่าย และเวลาในการทดสอบ ซึ่งถ้ารวม

แล้วจะเป็นการสิ้นเปลืองมาก แต่ถ้ามีการคำนวณเพื่อประเมินสมรรถนะของหม้อน้ำ ก่อนที่จะทำการทดสอบจริง จะช่วยประหยัดทั้งเวลาและค่าใช้จ่ายได้มาก

อย่างไรก็ตามวิธีการคำนวณหาค่าสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์ค่อนข้างยุ่งยาก เนื่องจากหม้อน้ำรถยนต์มีโครงสร้างที่ละเอียด และซับซ้อน ข้อมูลที่ต้องใช้ในการคำนวณของหม้อน้ำแต่ละตัว มีจำนวนมาก และหม้อน้ำเองก็มีหลายประเภท จึงใช้เวลาในการคำนวณที่ค่อนข้างนาน แต่ถ้าใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์ช่วยในการคำนวณ และประมวลผล จะทำได้สะดวกและมีความถูกต้อง อีกทั้งยังสามารถพัฒนารูปแบบของหม้อน้ำรถยนต์ได้อีกด้วย นอกจากนี้ ยังช่วยเพิ่มความสามารของบริษัทผู้ผลิตหม้อน้ำรถยนต์ในประเทศ ให้สามารถออกแบบและผลิต เพื่อแข่งขันในตลาดต่างประเทศได้ด้วย

1.2 วัตถุประสงค์ของวิทยานิพนธ์

- 1.2.1 เพื่อศึกษา และวิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อน และค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในปัจจุบัน
- 1.2.2 พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ เพื่อช่วยในการออกแบบในอุตสาหกรรมการผลิตหม้อน้ำรถยนต์

1.3 ขอบเขตของวิทยานิพนธ์

- 1.3.1 หม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ศึกษา เป็นหม้อน้ำชนิดหลอดมีครีบบนแผ่นลูกฟูก และเป็นหม้อน้ำที่ใหม่
- 1.3.2 พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการคำนวณโดยให้ครอบคลุมรายละเอียดต่างๆ ดังนี้
 - 1.3.2.1 อัตราถ่ายเทความร้อน
 - 1.3.2.2 ความดันตกคร่อมด้านอากาศ
- 1.3.3 นำผลที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรมมาเปรียบเทียบกับ
 - 1.3.3.1 ผลที่ได้จากการทดลอง
 - 1.3.3.2 ผลที่ได้จากการคำนวณด้วยโปรแกรมเชิงพาณิชย์

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

- 1.4.1 ศึกษาและรวบรวมความรู้ที่เกี่ยวข้องกับหม้อน้ำรถยนต์ศึกษาทฤษฎีที่เกี่ยวข้องเพื่อใช้เป็นเกณฑ์สำหรับพิจารณาในการคำนวณที่เหมาะสม
- 1.4.2 รวบรวมข้อมูล มิติและโครงสร้าง ของหม้อน้ำรถยนต์เพื่อใช้ในการทดสอบโปรแกรม
- 1.4.3 พัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์เพื่อใช้เป็นเครื่องมือในการคำนวณ
- 1.4.4 คำนวณผลด้วยโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่ประดิษฐ์ขึ้น
- 1.4.5 ทดสอบหม้อน้ำรถยนต์ด้วยอุโมงค์ลม
- 1.4.6 คำนวณผลด้วยโปรแกรมเชิงพาณิชย์
- 1.4.7 นำผลที่ได้มาวิเคราะห์เปรียบเทียบ
- 1.4.8 จัดทำรายงานและสรุปผลที่ได้จากการวิเคราะห์

1.5 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

โปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่พัฒนา เป็นเครื่องมือช่วยประเมินการออกแบบหม้อน้ำรถยนต์ได้อย่างสะดวกและรวดเร็ว ซึ่งจะช่วยในการพัฒนารูปแบบของหม้อน้ำรถยนต์ เพื่อการประหยัดพลังงาน เวลา และลดต้นทุนในการผลิต

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 2

งานวิจัยที่ผ่านมา

Kays และ London (1984) ได้เสนอวิธีการคำนวณและออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด ทั้งด้านการออกแบบหาขนาดและการหาประสิทธิภาพ โดยในด้านการหาประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนนั้น ได้เสนอวิธี Effectiveness-NTU และเปรียบเทียบถึงข้อดีของวิธีนี้ที่ดีกว่าวิธี Log-Mean Temperature Difference (LMTD)

Davenport (1987) ได้ศึกษาและทำการทดลองหาค่า การถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ชนิดท่อแบนที่มีครีบบนเป็นแบบลูกฟูก (Corrugated Louver Fin) ทั้งหมด 32 ตัวอย่าง ผลการทดลองมีค่าความแม่นยำถึง 95% ในช่วง $\pm 6\%$ แต่อย่างไรก็ตาม ขนาดของระยะห่างของครีบบนในการทดลอง มีขนาดใหญ่กว่าที่ใช้ในปัจจุบันมาก

Chang และคณะ (1994) ได้ทำการทดลองหาค่าการถ่ายเทความร้อนและความดันตกคร่อมด้านอากาศ ในหม้อน้ำรถยนต์ที่ทำจากอะลูมิเนียม โดยทำการทดลองเปลี่ยนตัวแปรทางมิติต่างๆ เช่น ขนาดท่อ ความยาว ระยะห่างของแผ่นเกล็ดและครีบบน ซึ่งทำการทดลองในอุโมงค์ลมทั้งหมด 18 ตัวอย่าง ผลที่ได้นำมาหาความสัมพันธ์ระหว่างตัวแปรไร้มิติ คือ Colburn j-factor และ Friction Factor กับ Reynolds Number ในช่วงระหว่าง 200-1600 พบว่าผลที่ได้คือ j-factor มีค่าอยู่ในช่วง $\pm 10\%$ ถึง 92% และ Friction Factor มีค่าในช่วง $\pm 15\%$ ถึง 95%

Chang และ Wang (1997) ได้เสนอสมการการแลกเปลี่ยนความร้อนด้านอากาศ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดท่อแบน ที่มีแผ่นเกล็ดบนครีบบน (Louver Fin) โดยนำข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ได้มีผู้ทำการวิจัยไว้ในอดีตทั้งหมด 91 ตัวอย่าง ซึ่งมีรายละเอียดทางเรขาคณิตที่ต่างกัน ได้แก่ มุม ความยาวและระยะห่างของแผ่นเกล็ด ความยาวและระยะห่างของแผ่นครีบบน และขนาดของท่อ สำหรับครีบบนแบบลูกฟูก (Corrugated Fin) พบว่ามีจำนวนข้อมูล 89.3% ที่อยู่ในช่วงความคลาดเคลื่อน $\pm 15\%$ โดยมีค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 7.55% แต่ถ้ารวมครีบบนแบบแผ่นตรงด้วย สมการจะมีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 8.21 %

Chang และคณะ (2000) ได้ศึกษาความเสียหายของอากาศ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ชนิดท่อแบนที่มีเกล็ดบนครีบ ซึ่งได้ทำการศึกษาต่อจากงานวิจัยครั้งก่อนที่ศึกษาด้านความร้อน และในงานวิจัยนี้ได้นำข้อมูลชุดเดิม ซึ่งมีทั้งหมด 1109 ข้อมูล มาวิเคราะห์หาความสัมพันธ์ระหว่าง ตัวประกอบแรงเสียดทานกับมิติของครีบ ทั้งครีบบนและครีบบนตรง พบว่าสมการมีค่าความถูกต้องในช่วง 15% ถึง 83.14%



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 3

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

3.1 ทฤษฎีพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน

การถ่ายเทความร้อน คือ การส่งถ่ายพลังงานซึ่งมีผลเนื่องมาจากความแตกต่างของอุณหภูมิ แบ่งออกเป็น 3 รูปแบบ คือ การนำความร้อน (Heat Conduction) การพาความร้อน (Heat Convection) และการแผ่รังสี (Heat Radiation) ในที่นี้จะกล่าวเพียงการนำความร้อนและการพาความร้อน

3.1.1 การนำความร้อน (Heat Conduction)

การนำความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนในตัวกลางที่อยู่กับที่ อาจจะเป็นของแข็งหรือของไหลก็ได้ สำหรับอัตราการถ่ายเทความร้อนที่มีการกระจายของอุณหภูมิอย่างสม่ำเสมอในสภาวะคงตัว หาได้จาก Fourier 's Law นั้นคือ

$$q = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3.1)$$

เมื่อ q = อัตราการถ่ายเทความร้อน, W
 k = ค่าการนำความร้อน, W/m·°C
 A = พื้นที่หน้าตัดของการส่งผ่านความร้อน, m²
 $\frac{dT}{dx}$ = การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในทิศทาง x , °C/m มักจะมีค่าเป็นค่าลบ
เนื่องจากความร้อนจะถ่ายเทไปในทิศทางที่อุณหภูมิต่ำกว่า

ในกรณีที่ผนังราบพื้นที่หน้าตัด A มีความหนา L และ T_1-T_2 คือค่าผลต่างอุณหภูมิที่ผิวของผนัง จะมีค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนดังนี้

$$q = \frac{kA}{L}(T_1-T_2) \quad (3.2)$$

3.1.2 การพาความร้อน (Heat Convection)

การพาความร้อน คือ การถ่ายเทความร้อนระหว่างผิวของของแข็งกับของไหลที่เคลื่อนที่ อัตราการถ่ายเทความร้อนหาได้จาก Newton 's Law of Cooling นั่นคือ

$$q = hA(T_s - T_\infty) \quad (3.3)$$

จากสมการข้างต้นจะเห็นได้ว่า สัมประสิทธิ์การพาความร้อน (h) มีความสำคัญอย่างมากต่อการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน แต่การหาค่าสัมประสิทธิ์ไม่ใช่เรื่องง่าย เพราะมันขึ้นอยู่กับคุณสมบัติของของไหล เช่น ความหนาแน่น ความหนืด สัมประสิทธิ์การนำความร้อน ความร้อนจำเพาะ ฯลฯ นอกจากนี้ยังขึ้นอยู่กับรูปร่างของพื้นผิวและสภาพการไหล ทั้งนี้เป็นเพราะการพาความร้อนเป็นผลมาจากการเกิด Boundary Layer ถ้าพิจารณาลักษณะการไหลจะแบ่งการไหลได้เป็น 2 แบบ ได้แก่ การไหลแบบราบเรียบ (Laminar Flow) และการไหลแบบปั่นป่วน (Turbulent Flow) โดยจะใช้ค่า Reynolds Number (Re) เป็นเกณฑ์ ส่วนถ้าพิจารณารูปแบบของการไหล จะแบ่งได้เป็น 2 ประเภท คือ การไหลภายใน (Internal Flow) และการไหลภายนอก (External Flow) ดังนี้

1) การไหลภายใน (Internal Flow) เป็นการไหลที่ถูกกำหนดให้เคลื่อนที่ในบริเวณจำกัด เช่นการไหลภายในท่อ ผนังท่อจะมีอิทธิพลต่อลักษณะของการไหล เกณฑ์ที่ใช้แบ่งลักษณะของการไหลคือ ค่า Reynolds Number (Re_D) ที่เทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ มีค่าดังนี้

$$Re_D = \frac{\rho \bar{V} D}{\mu} \quad (3.4)$$

เมื่อ	ρ	=	ความหนาแน่นของของไหล, kg/m^3
	\bar{V}	=	ความเร็วเฉลี่ยของของไหล, m/s
	D	=	เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ, m
	μ	=	ค่าความหนืดสัมบูรณ์ของของไหล, $m \cdot s/kg$

ค่าการพาความร้อนภายในท่อนิยมแสดงในรูปของ Nusselt Number ที่เทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางภายในของท่อ (Nu_D) โดยมีความสัมพันธ์กับสัมประสิทธิ์การพาความร้อนดังนี้

$$Nu_D = \frac{hD}{k} \quad (3.5)$$

ในกรณีที่ไม่ใช่ท่อกลม (Non-circular Duct) สามารถใช้ค่า Hydraulic Diameter (D_h) แทนได้ มีนิยามคือ

$$D_h \equiv \frac{4A_c}{P} \quad (3.6)$$

เมื่อ A_c = พื้นที่หน้าตัดของท่อที่สัมผัสกับของไหล, m^2
 P = เส้นรอบรูปหรือขอบของท่อที่สัมผัสกับของไหล, m

2) การไหลภายนอก (External Flow) เป็นการไหลของของไหลที่มีได้ถูกจำกัดในบริเวณที่กำหนด แต่ต้องไหลผ่านผิวของของแข็ง ความเสียดทานที่ผนังจะมีผลต่อลักษณะของการไหล ค่า Reynolds Number ที่ใช้จึงขึ้นอยู่กับรูปแบบของพื้นผิวของของแข็งโดยเฉพาะ ค่าการพาความร้อนภายนอกของพื้นผิวที่มีความซับซ้อน นิยมแสดงในรูปตัวแปรไร้มิติเช่น Nusselt Number หรือ Colburn j factor

3.1.3 ความต้านทานความร้อน (Thermal Resistance)

เมื่อเปรียบเทียบการส่งผ่านความร้อนกับการไหลของกระแสไฟฟ้าในวงจรจะพบว่า มีความคล้ายคลึงกัน โดยจาก Ohm 's Law

$$I = \frac{\Delta V}{R_{elec}} \quad (3.7)$$

โดยให้อัตราการถ่ายเทประจุ หรือกระแสไฟฟ้า (I) สัมพันธ์กับ อัตราการถ่ายเทความร้อน (q) และความต่างศักย์ไฟฟ้า (ΔV) สัมพันธ์กับผลต่างของอุณหภูมิ (ΔT) จะได้ว่า

$$q = \frac{\Delta T}{R_{th}} \quad (3.8)$$

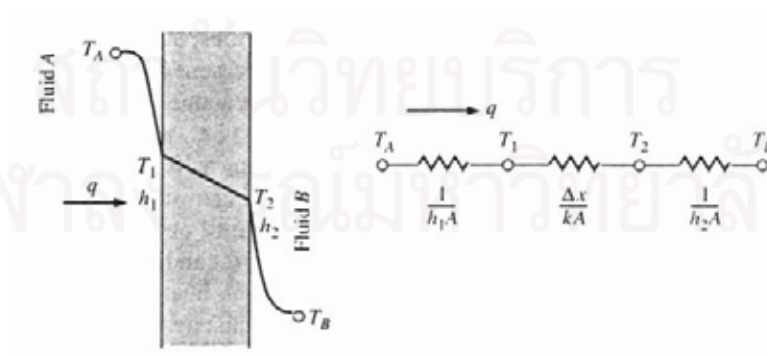
เราเรียก R_{th} ว่า ค่าความต้านทานความร้อน (Thermal Resistance) และจากนิยามข้างต้น สามารถหาค่าความต้านทานความร้อนเนื่องจากการนำความร้อนและการพาความร้อนได้ จากสมการที่ (3.2) และ (3.3) คือ

$$\text{ความต้านทานการนำความร้อน} \quad R_{cond} = \frac{L}{kA} \quad (3.9)$$

$$\text{ความต้านทานการพาความร้อน} \quad R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (3.10)$$

โดยทั่วไปความร้อนมักจะถูกส่งผ่านตัวกลางที่แตกต่างกันมากกว่า 1 ชนิด ซึ่งจะมีค่าความต้านทานความร้อนที่ต่างกัน เราสามารถหาค่าความต้านทานรวม (Overall Thermal Resistance : R_o) ได้เสมือนผลรวมของความต้านทานไฟฟ้าในวงจรไฟฟ้าที่ต่อแบบอนุกรม ดังสมการที่ (3.11) และรูปที่ 3.1 แสดงการส่งผ่านความร้อนผ่านผนังเรียบ

$$R_o = \sum R_{th} = R_{cond} + R_{conv} + \dots \quad (3.11)$$



รูปที่ 3.1 การส่งผ่านความร้อนผ่านผนังเรียบ

3.1.4 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Heat Transfer Coefficient : U)

สมการการถ่ายเทความร้อนที่ส่งผ่านตัวกลางใดๆ เราสามารถจัดรูปแบบอย่างง่ายให้คล้ายกับ Newton 's Law of Cooling ดังนี้

$$q = UA \cdot \Delta T \quad (3.12)$$

เราเรียกค่า U ว่า สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม และค่าผลคูณ UA ว่า ค่าการถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Thermal Conductance) ซึ่งมีค่าเป็นส่วนกลับของค่าความต้านทานความร้อนรวม ดังนี้

$$UA = \frac{1}{R_o} = \frac{1}{\sum R_{th}} \quad (3.13)$$

ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมจะมีค่าขึ้นอยู่กับตำแหน่งของพื้นที่ถ่ายเทความร้อนที่พิจารณา แต่ค่าการถ่ายเทความร้อนรวมจะมีค่าคงที่ ไม่ว่าจะพิจารณาตำแหน่งใดก็ตาม

$$UA = U_i A_i = U_o A_o \quad (3.14)$$

ตัวห้อย i และ o หมายถึง พื้นผิวภายในและพื้นผิวภายนอกตามลำดับ

3.1.5 ครีประบายความร้อน (Fins)

ครีประบายความร้อน คือ วัสดุที่ติดเพิ่มเข้ากับพื้นที่ผิวระบายความร้อนเดิม เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการการถ่ายเทความร้อน เนื่องจากพื้นที่ในการพาความร้อนเพิ่มขึ้นนั่นเอง อย่างไรก็ตาม การติดครีประบายความร้อนก็เป็นการทำให้เกิดความต้านทานการนำความร้อนที่ฐานของครี จึงเป็นการไม่แน่นอนว่าอัตราการระบายความร้อนจะเพิ่มขึ้นเสมอไป เมื่อทำการติดครี แผ่นครีจะมีการกระจายอุณหภูมิไม่สม่ำเสมอ อุณหภูมิที่ปลายของครีจะต่ำกว่าอุณหภูมิที่ฐานครี เพราะต้องสูญเสียความร้อนให้กับของไหลรอบๆ ความสามารถในการถ่ายเท

ความร้อนจึงขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพของครีป (η_f) ซึ่งเป็นอัตราส่วนระหว่างอัตราถ่ายเทความร้อนจริง ($q_{fin,actual}$) กับอัตราถ่ายเทความร้อนสูงสุดของครีป ($q_{fin,max}$) มีค่าดังนี้

$$\eta_f = \frac{q_{fin,actual}}{q_{fin,max}} \quad (3.15)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดของครีป ($q_{fin,max}$) คือ การสมมติให้อุณหภูมิทุกจุดของครีปมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของพื้นผิวเดิมที่ฐาน (T_s) เมื่อให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนเท่ากับ A_f จะมีอัตราถ่ายเทความร้อนสูงสุดเท่ากับ

$$q_{fin,max} = hA_f(T_s - T_\infty) \quad (3.16)$$

เมื่อพิจารณาจากกฎการไม่สูญเสียของพลังงาน และสมการอนุพันธ์ จะได้ว่า ในกรณี ประสิทธิภาพของครีปตรง ที่มีพื้นที่หน้าตัดคงที่ และไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ปลายครีปมีค่าดังนี้

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{hP}{kA_c}} \cdot l\right)}{\sqrt{\frac{hP}{kA_c}} \cdot l} \quad (3.17)$$

เมื่อ	A_c	คือ	พื้นที่หน้าตัดของครีป, m^2
	h	คือ	สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของของไหล, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
	k	คือ	ค่าการนำความร้อนของครีป, $W/m \cdot ^\circ C$
	l	คือ	ความยาวของครีป, m
	P	คือ	เส้นรอบรูปพื้นที่หน้าตัดของครีป, m

เมื่อทำการติดครีปให้กับพื้นที่ผิวระบายความร้อนเดิมแล้ว ความร้อนที่ระบายออกจะไม่ได้ระบายออกเฉพาะในส่วนที่มีครีปเท่านั้น แต่ความร้อนจะระบายออกจากส่วนที่ไม่ได้ติดครีปด้วย (q_{unfin}) ดังนั้นจะต้องพิจารณาประสิทธิภาพพร้อมทั้งหมดโดยสมมติให้พื้นที่ถ่ายเทความร้อนทั้งหมดของระบบเท่ากับ A_o เราสามารถจัดรูปแบบของสมการเพื่อให้ง่ายต่อการคำนวณ ดังสมการที่ (3.18) เราเรียกค่า η_o ว่าประสิทธิภาพของพื้นผิว (Surface Effectiveness)

$$\begin{aligned}
q_{\text{conv}} &= q_{\text{fin}} + q_{\text{unfin}} \\
&= \eta_f h A_f (T_s - T_\infty) + h(A_o - A_f)(T_s - T_\infty) \\
&= \left[1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \right] h A_o (T_s - T_\infty) \\
&= \eta_o h A_o (T_s - T_\infty)
\end{aligned} \tag{3.18}$$

3.2 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัด (Compact Heat Exchanger)

คือ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อน ต่อ ปริมาตร มากกว่า $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$ พื้นที่ที่ถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นนั้น ได้จากการเพิ่มครีบบระบายความร้อน และรวมถึง อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีความหนาแน่นของพื้นที่ถ่ายเทความร้อนมากกว่า $10,000 \text{ m}^2/\text{m}^3$ หรือที่เรียกว่า Microheat Exchanger อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ ใช้อุตสาหกรรมทั่วไปอย่างกว้างขวาง เช่น ในอุตสาหกรรมทำความเย็น เครื่องปรับอากาศ อุปกรณ์ด้านอากาศยาน หม้อน้ำรถยนต์ ฯลฯ และมักใช้ในกรณีที่มีของไหลชนิดหนึ่งเป็นก๊าซ ซึ่งมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่ต่ำ

3.2.1 วิธีที่ใช้วิเคราะห์สมรรถนะทางความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

(Methods of Analysis)

ปัญหาในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบ่งออกเป็น 2 ประเภท คือ ปัญหาวิเคราะห์เชิงขนาด (Sizing Problem) และปัญหาวิเคราะห์เชิงอัตรา (Rating Problem) ปัญหาวิเคราะห์เชิงขนาด เป็นปัญหาที่ต้องการหาขนาด พื้นที่ หรือรูปร่างของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จำเป็นต้องทราบค่าอุณหภูมิที่ทางเข้าและทางออก รวมถึงค่ามวลไหลของของไหลทั้งสองชนิดด้วย ส่วนปัญหาวิเคราะห์เชิงอัตรา เป็นการวิเคราะห์หาสมรรถนะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เช่น อัตราถ่ายเทความร้อน และอุณหภูมิที่ทางออกของของไหลทั้งสองชนิด โดยจำเป็นต้องทราบประเภทและขนาดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อุณหภูมิที่ทางเข้าและอัตรามวลไหลของของไหลทั้งสองชนิด การหาสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์จัดเป็นปัญหาวิเคราะห์เชิงอัตรา มีวิธีที่นิยมใช้ 2 วิธี คือ วิธี Log Mean Temperature Difference และวิธี Effectiveness-NTU

1) วิธี Log Mean Temperature Difference (LMTD)

โดยทั่วไปผลต่างของอุณหภูมิระหว่างของไหลสองชนิด ที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าไม่คงที่ อุณหภูมิแตกต่างกันเล็กน้อยที่เหมาะสมในการหาปริมาณความร้อนจะต้องใช้ตัวปรับแก้ มีค่าดังนี้

$$\overline{\Delta T} = F \times \text{LMTD} \quad (3.19)$$

โดย

$$\text{LMTD} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 - \Delta T_2)} \quad (3.20)$$

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (3.21)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i}$$

เมื่อ F คือ ตัวประกอบแก้ไข (Correction Factor)

LMTD คือ อุณหภูมิแตกต่างเฉลี่ยแบบ Logarithm

$T_{h,i}, T_{h,o}$ คือ อุณหภูมิของของไหลร้อนที่ทางปากทางเข้าและทางออกตามลำดับ

$T_{c,i}, T_{c,o}$ คือ อุณหภูมิของของไหลเย็นที่ปากทางเข้าและทางออกตามลำดับ

2) วิธี Effectiveness-NTU (ϵ -NTU)

เป็นวิธีการแก้ปัญหาวิเคราะห์เชิงอัตราที่สะดวกรวดเร็ว และมีความแม่นยำกว่าวิธีแรกเพราะไม่จำเป็นต้องทราบ ค่าอุณหภูมิที่ปากทางออกของของไหลทั้งสองชนิด Kays และ London (1984) ได้กำหนดค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Effectiveness ; ϵ) เพื่อใช้คำนวณหาปริมาณความร้อน โดยค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นอัตราส่วนระหว่างอัตราการถ่ายเทความร้อนจริง (Q_{actual}) ต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ (Q_{max}) ดังนี้

$$Q_{\text{actual}} = \epsilon Q_{\text{max}} \quad (3.22)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ (Maximum Possible Heat Rate) คือ อัตราถ่ายเทความร้อนที่สมมติให้เกิดในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลแบบสวนทาง (Counter Flow) มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนเป็นอนันต์ การถ่ายเทความร้อนเป็นไปอย่างช้าๆ จนทำให้ผลต่างอุณหภูมิมีค่าคงที่ตลอดตัวเครื่อง ถ้าให้ C_h และ C_c เป็นค่าผลคูณระหว่างอัตราไหลเชิงมวล (\dot{m}) กับค่าความจุความร้อนจำเพาะที่ความดันคงที่ (c_p) ของของไหลที่มีอุณหภูมิสูงและต่ำตามลำดับ ความสามารถในการส่งผ่านความร้อนที่เป็นไปได้แยกเป็น 2 กรณี ดังนี้

กรณีที่ 1 อัตราความจุความร้อนของของไหลร้อนมากกว่าของไหลเย็น ($C_h > C_c$)

ปริมาณความร้อนจากของไหลร้อน จะไม่สามารถถ่ายเทให้กับของไหลเย็นได้ทั้งหมดจะมีบางส่วนสูญเสียให้กับสิ่งแวดล้อม เพราะมีเช่นนั้นแล้วจะทำให้อุณหภูมิที่ทางออกของของไหลเย็นมีค่าสูงกว่าของไหลร้อน ซึ่งผิดหลักทางเทอร์โมไดนามิก อัตราถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้จะมีค่าเท่ากับ

$$Q_{\max} = C_c(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.23)$$

กรณีที่ 2 อัตราความจุความร้อนของของไหลร้อนน้อยกว่าของไหลเย็น ($C_h < C_c$)

ปริมาณความร้อนจากของไหลร้อนสามารถถ่ายเทให้กับของไหลเย็นได้ทั้งหมด อัตราถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้จะมีค่าเท่ากับ

$$Q_{\max} = C_h(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.24)$$

เมื่อ $T_{h,i}$ และ $T_{c,i}$ คือ อุณหภูมิที่ทางเข้าของของไหลร้อนและของไหลเย็นตามลำดับ

จากทั้งสองกรณีสรุปได้ว่า อัตราถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ คำนวณจากอัตราความจุความร้อนที่น้อยที่สุดระหว่างของไหลทั้งสองชนิด (C_{\min}) จะมีค่าดังนี้

$$Q_{\max} = C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.25)$$

ค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (ϵ) เป็นฟังก์ชันของค่าอัตราความจุความร้อนที่มากที่สุด และน้อยที่สุด (C_{\max} , C_{\min}) ส่วนค่า NTU (Number of Heat

Transfer Unit) มีนิยามคือ เป็นค่าอัตราส่วนระหว่างค่าการถ่ายเทความร้อนรวม (Overall Thermal Conductance: UA) กับอัตราความจุความร้อนที่น้อยที่สุดของของไหล (C_{\min}) ดังนี้

$$NTU = \frac{UA}{C_{\min}} \quad (3.26)$$

สำหรับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลแบบตั้งฉาก โดยของไหลทั้งสองไม่ผสมกัน จะมีค่าประสิทธิภาพทางความร้อนเท่ากับ

$$\varepsilon \approx 1 - \exp\left\{ \frac{C_{\max}}{C_{\min}} NTU^{0.22} \left[\exp\left(-\frac{C_{\min}}{C_{\max}} NTU^{0.78}\right) - 1 \right] \right\} \quad (3.27)$$

และในกรณีที่ $C_h \gg C_c$ จะมีค่าเท่ากับ

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (3.28)$$

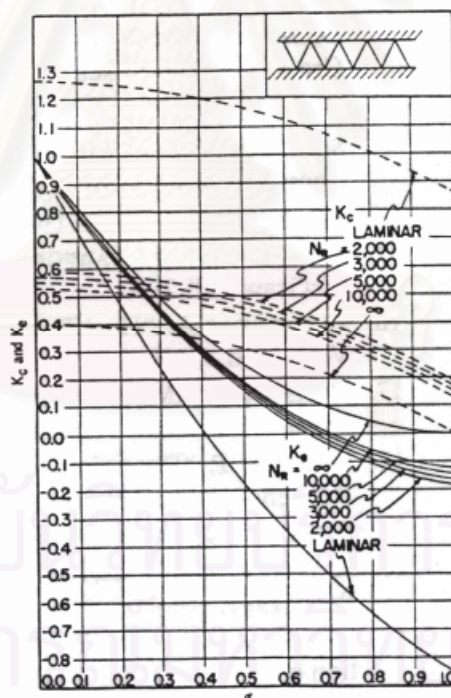
3.2.2 ความดันตกคร่อมในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (ΔP)

เมื่อของไหลไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะเกิดแรงเสียดทานที่พยายามที่จะขัดขวางการไหล ดังนั้นจึงต้องใช้พลังงานจากภายนอกเอาชนะแรงเสียดทาน ถ้าแรงเสียดทานมีมาก ความดันสูญเสียก็จะมากทำให้ใช้พลังงานมากขึ้นด้วย การวิเคราะห์ความดันตกคร่อมของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบกะทัดรัดสามารถหาได้จากสมการของ Kays และ London (1984)

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{G^2}{2g_c P_1} \left[(K_c + 1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{v_2}{v_1} - 1 \right) + \left(f \frac{A_o}{A_{\min}} \cdot \frac{v_1}{v_m} \right) - (1 - \sigma^2 - K_e) \frac{v_1}{v_2} \right] \quad (3.29)$$

เมื่อ G = อัตราความเร็วเชิงมวลต่อพื้นที่หน้าตัดที่น้อยที่สุดที่ของไหลผ่านได้อย่างอิสระ , $\text{kg/m}^2 \cdot \text{s}$
 g_c = ค่าความเร่งเนื่องจากแรงโน้มถ่วงสัมพัทธ์ , ไร้มิติ

- v_1 = ปริมาตรจำเพาะของไหลที่อุณหภูมิทางเข้า, kg/m^3
 v_2 = ปริมาตรจำเพาะของของไหลที่อุณหภูมิทางออก, kg/m^3
 v_m = ปริมาตรจำเพาะของของไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ย, kg/m^3
 P_1 = ค่าความดันที่ทางเข้า, Pa
 ΔP = ค่าความดันตกคร่อม, Pa
 K_c = ค่าสัมประสิทธิ์สูญเสียเนื่องจากทางเข้า, ไร้มิติ
 K_e = ค่าสัมประสิทธิ์สูญเสียเนื่องจากทางออก, ไร้มิติ
 σ = อัตราส่วนระหว่างพื้นที่ที่น้อยที่สุดที่ของไหลไหลผ่านได้อย่างอิสระ ต่อพื้นที่ด้านหน้าของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน, ไร้มิติ
 A_o = พื้นที่ถ่ายเทความร้อนทั้งหมด, m^2
 A_{\min} = พื้นที่ที่น้อยที่สุดที่ของไหลไหลผ่านได้อย่างอิสระ, m^2
 f = ตัวประกอบแรงเสียดทาน, ไร้มิติ สามารถหาได้จากตารางข้างล่าง



รูปที่ 3.2 ค่าสัมประสิทธิ์การสูญเสียเนื่องจากทางเข้าและทางออก (K_c และ K_e) ของของไหลเมื่อไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบแผ่น ชนิดช่องสามเหลี่ยม

3.3 หม้อน้ำรถยนต์ (Automotive Radiator)

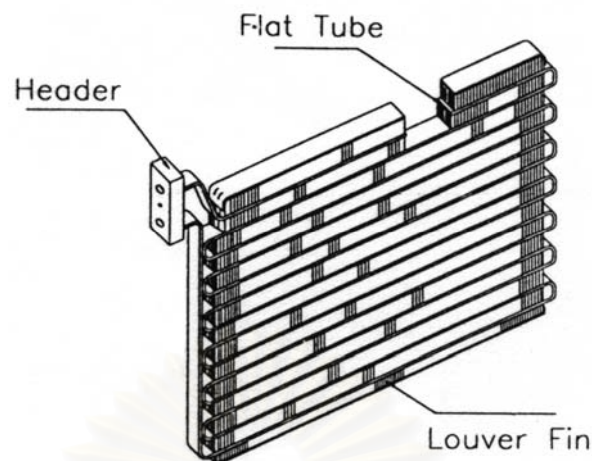
ระบบระบายความร้อนที่ใช้ในรถยนต์ปัจจุบัน คือ ระบบระบายความร้อนด้วยของเหลว (Liquid Cooling System) ซึ่งของเหลวที่ใช้ก็คือ น้ำ เพราะหาได้ง่าย ระบบระบายความร้อนนี้ จำเป็นจะต้องใช้อุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนที่เรียกว่า หม้อน้ำรถยนต์ (Radiator) เมื่อน้ำไหลเข้าไปตามช่องทาง ในเสื้อสูบ และฝาสูบ ความร้อนจากชิ้นส่วนเครื่องยนต์ ก็จะถูกถ่ายเทให้กับน้ำ ซึ่งมีอุณหภูมิที่ต่ำกว่า และเมื่อน้ำไหลออกจากเครื่อง ก็จะต้องระบายความร้อนที่ได้รับออกไป เพื่อให้อุณหภูมิลดลง พร้อมทั้งจะเข้าไปรับความร้อนจากภายในเครื่องยนต์อีก

หม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดหนึ่งอาศัยกฎที่ว่า สิ่งที่มีอุณหภูมิสูงจะถ่ายเทให้สิ่งที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าเสมอ โดยมีส่วนประกอบคือ หลอดน้ำ ครีบริบ ฝาครอบทางเข้าและทางออก สังเกตได้ว่าหลอดน้ำจะมีลักษณะเป็นท่อแบน นั่นเพราะว่าท่อน้ำแบบแบนมีข้อดีกว่าท่อกลมดังนี้

- 1) อากาศจะไหลผ่านช่องว่างระหว่างครีบริบ ทำให้ความยาวของการสลายตัวของ Wake สั้นลง
- 2) Wake ที่เกิดขึ้นบริเวณหลังท่อแบบแบน จะมีขนาดที่ต่ำกว่าท่อแบบกลม
- 3) ประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของครีบริบเพิ่มขึ้น
- 4) พื้นที่ฉายระหว่างอากาศ กับหลอดน้ำมีขนาดลดลง ทำให้แรงต้านทานของอากาศลดลงไปด้วย

นอกจากนี้หม้อน้ำรถยนต์ยังจัดเป็นอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อน แบบกะทัดรัด (Compact Heat Exchanger) เพราะเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนขนาดเล็ก แต่มีพื้นที่ถ่ายเทความร้อนสูง การไหลของของไหลทั้งสอง ได้แก่ น้ำหล่อเย็น และอากาศ เป็นการไหลแบบตั้งฉาก โดยของไหลไม่ผสมกัน เราสามารถแบ่งประเภทของหม้อน้ำ ตามลักษณะโครงสร้างของรังผึ้งเป็น 2 ชนิด ได้แก่

- 1) ชนิดหลอดมีครีบริบเป็นแผ่นตรง (Tube and Plate Fin Type)
- 2) ชนิดหลอดมีครีบริบเป็นแผ่นลูกฟูก (Tube and Corrugated Fin Type)



รูปที่ 3.3 หม้อน้ำรถยนต์

หม้อน้ำที่นิยมใช้อยู่ทั่วไปในปัจจุบัน เป็นหม้อน้ำชนิดหลอดมีครีบบเป็นแผ่นลูกฟูก ดังแสดงในรูปที่ 3.3 และยังถูกออกแบบให้มีการไหลวนของน้ำหล่อเย็นอยู่ 2 แบบคือ แบบน้ำไหลลง (Down Stream) หรือเรียกว่าหม้อน้ำหลอดตั้ง และแบบน้ำไหลตามขวาง (Cross Stream) หรือเรียกว่าหม้อน้ำหลอดนอน ทั้งสองแบบแตกต่างกันที่รูปทรงของตัวหม้อน้ำ ถ้าเป็นแบบหลอดตั้ง หม้อน้ำก็จะมีทรงสูงและแคบ เพราะถ้าหม้อน้ำหลอดตั้งกว้างมาก ๆ ส่วนที่ไกลทางเข้าจะไม่ค่อยมีน้ำไหลไป เนื่องจากน้ำจะไหลลงไปข้างล่างก่อน การระบายความร้อนก็จะลดลง แต่ถ้าหม้อน้ำเป็นแบบหลอดนอน จะมีรูปทรงที่เตี้ยและยาวกว่า อย่างไรก็ตามสิ่งสำคัญในการเลือกใช้ประเภทของหม้อน้ำ คือ รูปทรงและประเภทของรถยนต์

หม้อน้ำที่มีประสิทธิภาพจะต้องมีอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ดี และใช้พลังงานในเครื่องสูบน้ำ และพัดลมที่ใช้เป่าอากาศไม่มากนัก ได้มีผู้ทำการวิจัยและค้นคว้าสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์ เราสามารถแบ่งหัวข้อการศึกษาได้เป็น 4 หัวข้อ คือ การศึกษาการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ การศึกษาการถ่ายเทความร้อนด้านน้ำหล่อเย็น การศึกษาความดันตกคร่อมด้านอากาศ และการศึกษาความดันตกคร่อมด้านน้ำหล่อเย็น อย่างไรก็ตามวิทยานิพนธ์นี้จะไม่กล่าวถึงหัวข้อ ความดันตกคร่อมด้านน้ำหล่อเย็น

3.3.1 การศึกษาการถ่ายเทความร้อนด้านน้ำหล่อเย็นในหม้อน้ำรถยนต์

ถึงแม้ว่าในสภาวะทั่ว ๆ ไป การถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ จะมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนโดยรวมของหม้อน้ำรถยนต์มากกว่า การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำหล่อเย็น แต่อย่างไรก็ตาม ในบางสภาวะและในการออกแบบที่เหมาะสม การถ่ายเทความร้อนด้านน้ำหล่อเย็นต้องพิจารณาเป็นพิเศษ

Gnielinski (1976) ได้เสนอค่า Nu_D สำหรับช่วงการไหลแบบปั่นป่วนในท่อกลมผิวเรียบ แต่หลอดน้ำรถยนต์เป็นท่อแบนจึงใช้ค่า D_h จากสมการ (3.33) แทน ค่า Nu_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นมีค่าดังนี้

$$Nu_{Dh} = \frac{\left(\frac{f_w}{2}\right)(Re_{Dh} - 1000) Pr_w}{1 + 12.7\left(\frac{f_w}{2}\right)^{1/2} (Pr_w^{2/3} - 1)} \quad (3.30)$$

$$f_w = (1.58 \ln(Re_{Dh}) - 3.28)^{-2} \quad (3.31)$$

เมื่อ f_w = ค่าตัวประกอบความเสียดทานของ Flenko, ไร้มิติ
 Pr_w = Prandtl Number ของน้ำหล่อเย็น, ไร้มิติ
 Re_{Dh} = Reynolds Number ของน้ำหล่อเย็นที่เทียบกับ Hydraulic Diameter, ไร้มิติ

อย่างไรก็ตามสมการข้างต้น เป็นสมการที่ใช้สำหรับท่อกลมและไม่ครอบคลุมช่วงการไหลแบบราบเรียบ จึงมีค่าความคลาดเคลื่อนพอสมควร

Olsson และ Sunden (1996) ได้ทำการทดลองหาค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมในหลอดน้ำรถยนต์ประเภทต่าง ๆ จำนวน 10 ท่อ พบว่าหลอดน้ำรถยนต์ชนิดผิวเรียบ ในช่วงที่การไหลของน้ำหล่อเย็นเป็นแบบราบเรียบ รูปร่างและความยาวของหลอดน้ำมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนมาก แต่ถ้าเป็นการไหลแบบปั่นป่วนจะมีผลที่น้อย การถ่ายเทความร้อน

ร้อนจะมีค่าใกล้เคียงกันกับ สมการที่ (3.30) และ (3.31) สำหรับสมการการถ่ายเทความร้อนดังกล่าวมีดังนี้

$$\text{Nu}_{\text{Dh}} = 6.0647 - (4.3356 \times 10^{-4})\text{Re}_{\text{Dh}} + (1.0359 \times 10^{-6})\text{Re}_{\text{Dh}}^2 - (8.7500 \times 10^{-11})\text{Re}_{\text{Dh}}^3 \quad (3.32)$$

เมื่อ $500 < \text{Re}_w < 6000$

ในช่วงที่มีการไหลแบบราบเรียบนั้น ค่า Nu จะมีค่าคงที่ประมาณ 6.5 โดยมีค่าสูงกว่าในทางทฤษฎีซึ่งมีค่าเพียง 5.65 แต่ในช่วงการไหลแบบปั่นป่วนนั้นพบว่าค่า Nu ใกล้เคียงกับค่าในสมการที่ (3.30) อย่างไรก็ตาม หลอดน้ำที่ใช้ในการทดลองนั้น มีค่า Goodness Ratio หรืออัตราส่วนระหว่าง ความลึก (T_d) ต่อความเส้นผ่านศูนย์กลางหลัก (D_m) ของหลอดน้ำเท่ากับ 8.3

3.3.2 การศึกษาการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศในหม้อน้ำรถยนต์

ในการเพิ่มประสิทธิภาพของหม้อน้ำรถยนต์ เรายินยอมใช้วิธีการปรับปรุงพื้นที่ผิวสัมผัสด้านอากาศ ซึ่งได้แก่การเพิ่มพื้นที่ผิวสัมผัส และวิธีการทำให้เกิดการไหลแบบปั่นป่วน เพื่อให้อากาศผสมและถ่ายเทความร้อนได้ดีขึ้น วิธีการทำให้เกิดการไหลของอากาศเป็นแบบปั่นป่วนจำเป็นจะต้องทำให้พื้นผิวมีลักษณะพิเศษ วิธีที่นิยมมากที่สุดได้แก่ การเพิ่มเกล็ด (Louver) บนครีบ เพราะเป็นวิธีการผลิตได้ง่าย ผลิตได้จำนวนมาก และเสียค่าใช้จ่ายน้อย

การถ่ายเทความร้อนของอากาศภายนอกหม้อน้ำรถยนต์มักจะแสดงในรูปของตัวแปรไร้มิติ Colburn j factor (j) ซึ่งมีความสัมพันธ์กับค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ ดังนี้

$$j = \text{St} \cdot \text{Pr}^{2/3} = \frac{h\text{Pr}^{2/3}}{\rho V c_p} \quad (3.33)$$

เมื่อ St = Stanton Number, ไร้มิติ

Pr = Prandtl Number, ไร้มิติ

c_p = ค่าความจุความร้อนของของไหลที่ความดันคงที่, W/kg·°C

ได้มีผู้ทำการวิจัยและเสนอความสัมพันธ์หรือสมการที่เกี่ยวข้องกับตัวแปรภายนอกต่างๆของหม้อน้ำรถยนต์ดังนี้

Davenport (1976) ได้ทำการทดลองหาค่าการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์ที่มีครีบบแบบลูกฟูกจำนวน 32 ตัว แต่ระยะห่างของครีบบที่ใช้ทดลองมีค่ามากกว่าหม้อน้ำในปัจจุบันมาก สมการของ Davenport มีค่าดังนี้

$$j = 0.805 \text{Re}_{L_p}^{-0.514} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.72} \left(\frac{F_l}{L_p} \right)^{-1.22} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{1.97} \quad (3.34)$$

เมื่อ $300 < \text{Re}_{D_{h,f}} < 4000$

Chang และ Wang (1997) ได้เสนอสมการการถ่ายเทความร้อนด้านอากาศของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนชนิดที่ครีบบมีเกล็ด (Louver Fin) และเปรียบเทียบข้อมูล ที่ได้จากการทดลองของบทความในอดีตที่ผ่านมาทั้งหมด 91 ตัวอย่าง สำหรับสมการการถ่ายเทความร้อนเฉพาะที่ครีบบเป็นแบบลูกฟูก (Corrugated Fin) มีดังนี้

$$j = \text{Re}_{L_p}^{-0.49} \left(\frac{L_a}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left(\frac{F_l}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p} \right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left(\frac{F_t}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (3.35)$$

เมื่อ $100 < \text{Re}_{L_p} < 3000$

โดย ρ_a = ความหนาแน่นของอากาศ, kg/m^3
 V_a = ความเร็วเฉลี่ยของอากาศ, m/s
 $c_{p,a}$ = ค่าความจุความร้อนของอากาศ, $\text{W}/\text{kg}\cdot^\circ\text{C}$
 Pr_a = Prandtl Number ของอากาศ, ไร้มิติ
 $\text{Re}_{D_{h,f}}$ = Reynolds Number ที่เทียบกับเส้นผ่านศูนย์กลางแบบ Hydraulic ของครีบบ, ไร้มิติ
 Re_{L_p} = Reynolds Number ที่เทียบกับระยะห่างของเกล็ด, ไร้มิติ

3.3.3 การศึกษาความดันตกคร่อมด้านอากาศในหม้อน้ำรถยนต์

พัฒนาเป็นอุปกรณ์ที่สำคัญในการระบายความร้อนออกจากหม้อน้ำ ถ้าหม้อน้ำมีพื้นที่ผิวสัมผัสกับอากาศมากหรือมีโครงสร้างที่ซับซ้อนมากขึ้นเท่าใด การระบายความร้อนก็จะเพิ่มขึ้นมากตาม แต่แรงเสียดทานของอากาศก็จะมากตามไปด้วยเช่นกัน นั่นหมายถึงต้องใช้พลังงานที่เพิ่มขึ้นด้วย จึงจำเป็นคำนึงถึงพลังงานที่สูญเสียไปเทียบกับการระบายความร้อนที่เพิ่มขึ้นว่ามีความคุ้มค่าหรือไม่ ได้มีผู้ทำการวิจัยหาค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของอากาศในหม้อน้ำรถยนต์ดังนี้

Davenport (1976) ได้เสนอค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของอากาศในหม้อน้ำรถยนต์ไว้ แต่ระยะห่างของครีปที่ใช้ในการทดลองขณะนั้นมีขนาดที่ใหญ่กว่าในปัจจุบันนี้มากพอสมควรสมการมีดังนี้

เมื่อ $70 < Re_{Dh,f} < 900$

$$f_a = 5.47 Re_{Lp}^{-0.72} \left(\frac{L_l}{F_l} \right)^{0.89} F_l^{0.23} L_p^{0.2} L_h^{0.37} \quad (3.36)$$

เมื่อ $1000 < Re_{Dh,f} < 4000$

$$f_a = 0.494 Re_{Lp}^{-0.39} \left(\frac{L_h}{L_p} \right)^{0.33} \left(\frac{L_l}{F_l} \right)^{1.1} F_l^{0.46} \quad (3.37)$$

Chang และ Wang (2000) ได้ทำการทดลองหาค่าความดันสูญเสียในหม้อน้ำรถยนต์แบบต่างๆ ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของอากาศมีค่าดังนี้

$$f_a = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad (3.38)$$

เมื่อ $Re_{Lp} < 150$

$$f_1 = 14.39 Re_{Lp}^{(-0.805 F_p / F_l)} \left[\ln \left(1 + \frac{F_p}{L_p} \right) \right]^{3.04} \quad (3.39)$$

$$f_2 = \left[\ln \left(\left(\frac{F_t}{F_p} \right)^{0.48} + 0.9 \right) \cdot \left(\frac{D_{h,f}}{L_p} \right)^{-3.01} \cdot \ln(0.5 \text{Re}_{L_p}) \right]^{-3.01} \quad (3.40)$$

$$f_3 = \left(\frac{F_p}{L_l} \right)^{-0.308} \cdot \left(\frac{F_d}{L_l} \right)^{-0.308} \cdot \left(e^{-0.1167 T_p / D_m} \right) \cdot L_a^{0.35} \quad (3.41)$$

เมื่อ $150 < \text{Re}_{L_p} < 5000$

$$f_1 = 4.97 \text{Re}_{L_p}^{0.6049 - \left(\frac{1.064}{L_a^{0.2}} \right)} \left[\ln \left(0.9 + \left(\frac{F_t}{F_p} \right)^{0.5} \right) \right]^{-0.527} \quad (3.42)$$

$$f_2 = \left[\left(\frac{D_{h,f}}{L_p} \right) \cdot \ln(0.3 \text{Re}_{L_p}) \right]^{-2.966} \cdot \left(\frac{F_p}{L_l} \right)^{-0.7931} \left(\frac{T_p}{T_p - D_m} \right) \quad (3.43)$$

$$f_3 = \left(\frac{T_p}{D_m} \right)^{-0.0446} \cdot \left[\ln \left(1.2 + \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{1.4} \right) \right]^{-3.553} \cdot L_a^{-0.477} \quad (3.44)$$

โดย F_d = ความลึกของครีป, mm
 F_l = ความกว้างของครีป, mm
 F_p = ระยะห่างของครีป, mm
 F_t = ความหนาของครีป, mm
 D_m = เส้นผ่านศูนย์กลางหลักของหลอดน้ำ, mm
 $D_{h,f}$ = เส้นผ่านศูนย์กลางแบบ Hydraulic ของครีป, mm
 $= \frac{4A_{\min} F_d}{A_o}$
 L_a = มุมของเกล็ดในครีป, deg

- L_l = ความยาวของเกล็ด, mm
- L_p = ระยะห่างของเกล็ด, mm
- L_h = ความสูงของเกล็ด, mm
- T_p = ระยะห่างของหลอดน้ำ, mm
- $Re_{D_{h,f}}$ = Reynolds Number ที่เทียบกับค่า $D_{h,f}$ ของครีป, ไร้มิติ



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

บทที่ 4

การพัฒนาโปรแกรมคำนวณ

จากการศึกษาทฤษฎีการถ่ายเทความร้อน และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ประกอบกับหลักการการทำงานของหม้อน้ำรถยนต์ สามารถนำทฤษฎีที่เกี่ยวข้องมาประยุกต์เพื่อใช้วิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน และความดันตกคร่อมด้านอากาศ ณ สภาวะของอากาศและน้ำหล่อเย็นต่างๆ โดยเริ่มจากการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ก่อน จากนั้นจึงสร้างขั้นตอนการคำนวณของโปรแกรม

4.1 การเลือกวิธีที่ใช้วิเคราะห์การถ่ายเทความร้อน

เนื่องจากการหาสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์ เป็นการวิเคราะห์ปัญหาเชิงอัตรา (Rating Problem) ดังที่กล่าวไว้ในบทที่แล้ว ซึ่งจะต้องคำนวณหาปริมาณความร้อนโดยไม่ทราบค่าอุณหภูมิที่ทางออก ถ้าเราใช้วิธี Log Mean Temperature จะต้องทำการคำนวณซ้ำ (Iterations) โดยการสมมติอุณหภูมิของของไหลที่ทางออก เพื่อนำไปคำนวณหาอุณหภูมิเฉลี่ยแบบ Logarithm และเนื่องจากหม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่มีการไหลแบบตั้งฉาก จึงต้องใช้ตัวประกอบแก้ไข ซึ่งตัวประกอบแก้ไขก็ต้องใช้ค่าอุณหภูมิที่ทางออกมาทำการคำนวณเช่นกัน ค่าที่ได้จากการคำนวณซ้ำในแต่ละครั้งอาจจะเกิดการแกว่ง และลู่ออกจากคำตอบที่แท้จริงได้ เมื่อเปรียบเทียบขั้นตอนการคำนวณหาปริมาณความร้อน ด้วยวิธีทั้งสองแบบ (แสดงในตารางที่ 4.1) จึงสรุปเลือกใช้วิธี ϵ -NTU ในการหาปริมาณความร้อน

ตารางที่ 4.1 การเปรียบเทียบขั้นตอนการหาปริมาณความร้อนด้วยวิธี LMTD และวิธี ϵ -NTU

LMTD	ϵ -NTU
1. คำนวณอุณหภูมิเฉลี่ยแบบ Logarithm	1. คำนวณค่า NTU
2. คำนวณค่าตัวประกอบแก้ไข	2. คำนวณค่า ϵ
3. คำนวณค่าปริมาณความร้อน	3. คำนวณค่าปริมาณความร้อน
4. คำนวณอุณหภูมิที่ทางออก	4. คำนวณอุณหภูมิที่ทางออก
5. เปรียบเทียบค่าปริมาณความร้อนที่ได้เพื่อทำการคำนวณซ้ำ	

จากตารางข้างต้นจะเห็นได้ว่าวิธี NTU จะมีขั้นตอนที่น้อยกว่า เพราะไม่ต้องทำการคำนวณซ้ำ และนอกจากนี้ในแต่ละขั้นตอนของวิธี LMTD ยังต้องใช้การคำนวณที่ค่อนข้างซับซ้อน

อย่างไรก็ตาม เพราะว่าอุณหภูมิมีผลต่อคุณสมบัติของของไหล จึงได้ทำการสมมติอุณหภูมิที่ทางออก เพื่อหาคุณสมบัติของของไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ย นั่นเพราะจะทำให้การคำนวณมีความรวดเร็วและถูกต้องมากยิ่งขึ้น คุณสมบัติต่าง ๆ ของของไหลสามารถหาได้จากสมการในภาคผนวก จ

4.2 ขั้นตอนการคำนวณสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์

หัวข้อนี้จะเป็นการเตรียมลำดับขั้นตอนการคำนวณ เพื่อใช้ในการพัฒนาโปรแกรมคอมพิวเตอร์ โดยมีขั้นตอนดังนี้

4.2.1 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำหล่อเย็น (h_w)

เลือกใช้สมการของ Olsson (3.32) เพราะเป็นสมการที่ได้ทำการทดลองกับหลอดน้ำโดยตรง และจากสมการที่ (3.5) เราสามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำหล่อเย็นได้ดังนี้

$$h_w = \left(\frac{k_w}{D_h} \right) \left[6.0647 - (4.3356 \times 10^{-4}) \cdot Re_{Dh} + (1.0359 \times 10^{-6}) \cdot Re_{Dh}^2 - (8.7500 \times 10^{-11}) \cdot Re_{Dh}^3 \right] \quad (4.1)$$

โดย $500 < Re_{Dh} < 6000$

4.2.2 สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ (h_a)

เลือกใช้สมการที่ (3.35) ของ Chang และ Wang เนื่องจากเป็นสมการที่ได้พิจารณาเปรียบเทียบกับ สมการและความสัมพันธ์ ที่ผ่านมากในอดีต พบว่ามีความแม่นยำมากที่สุด และเมื่อทำการคำนวณด้วยสมการนี้เปรียบเทียบกับผลการทดลองแล้ว พบว่ามีความใกล้เคียงมากกว่าสมการหรือความสัมพันธ์อื่น ๆ จริง

$$h_a = \left(\frac{G_a c_{p,a}}{Pr_a^{2/3}} \right) Re_{Lp}^{-0.49} \left(\frac{L_a}{90} \right)^{0.27} \left(\frac{F_p}{L_p} \right)^{-0.14} \left(\frac{F_l}{L_p} \right)^{-0.29} \left(\frac{T_d}{L_p} \right)^{-0.23} \left(\frac{L_l}{L_p} \right)^{0.68} \left(\frac{T_p}{L_p} \right)^{-0.28} \left(\frac{F_t}{L_p} \right)^{-0.05} \quad (4.2)$$

โดย $100 < Re_{Lp} < 3000$

4.2.3 ประสิทธิภาพของพื้นผิวด้านอากาศ (η_o)

เมื่อพิจารณาครีบบนหม้อน้ำรถยนต์แล้ว พบว่าเป็นเป็นครีบบาง ที่ตั้งฉาก ความหนาของแผ่นครีบบาง และไม่มีการถ่ายเทความร้อนที่ปลายของครีบบกับอากาศ สามารถคำนวณได้จากสมการที่ (3.17) และ (3.18) เมื่อ k_f คือค่าการนำความร้อนของครีบบ

$$\eta_f = \frac{\tanh\left(\sqrt{\frac{2h_a}{k_f F_t}} \cdot \frac{F_l}{2}\right)}{\left(\sqrt{\frac{2h_a}{k_f F_t}} \cdot \frac{F_l}{2}\right)} \quad (4.3)$$

$$\eta_o = 1 - \frac{A_f}{A_o} (1 - \eta_f) \quad (4.4)$$

4.2.4 ค่าการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ (Overall Thermal Conductance of Automotive Radiator : UA)

หม้อน้ำรถยนต์ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ สมมติฐานให้เป็นหม้อน้ำรถยนต์ที่ใหม่ มีผิวเรียบไม่มีตะกอน และไม่คำนึงถึงการถ่ายเทความร้อนเนื่องจากการแผ่รังสี เมื่อพิจารณาสมการที่ (3.9) ถึง (3.11) ค่าความต้านทานความร้อนรวมของหม้อน้ำรถยนต์จะมีค่าเท่ากับ

$$\left(\begin{array}{c} \text{Overall} \\ \text{Thermal} \\ \text{Resistance} \end{array} \right) = \left(\begin{array}{c} \text{Thermal} \\ \text{Resistance} \\ \text{of Water} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Thermal} \\ \text{Resistance} \\ \text{of Tube} \end{array} \right) + \left(\begin{array}{c} \text{Thermal} \\ \text{Resistance} \\ \text{of Air} \end{array} \right)$$

$$R_o = \frac{1}{h_w A_w} + \frac{T_t}{k_t A_t} + \frac{1}{h_a \eta_o A_o} \quad (4.5)$$

เมื่อ A_w = พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านน้ำหล่อเย็น มีค่าเท่ากับพื้นที่ผิวภายนอกน้ำทั้งหมด, m^2

A_t	=	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของท่อน้ำทั้งหมด มีค่าเท่ากับค่าเฉลี่ยระหว่างพื้นผิวภายในกับภายนอกของท่อน้ำ, m^2
A_o	=	พื้นที่ถ่ายเทความร้อนด้านอากาศ มีค่าเท่ากับพื้นที่ผิวของแผ่นครีปและพื้นที่ผิวภายนอกของท่อน้ำ, m^2
k_t	=	ค่าการนำความร้อนของท่อน้ำ, $W/(m \cdot ^\circ C)$
T_t	=	ความหนาของผนังท่อน้ำ, m
η_o	=	ค่าประสิทธิภาพทางความร้อนของพื้นผิวรวม, ไร้มิติ

และพิจารณาค่าการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำจากสมการที่ (3.13) ถึง (3.14) จะได้ว่า

$$UA = \frac{1}{\frac{1}{h_w A_w} + \frac{T_t}{k_t A_t} + \frac{1}{h_a \eta_o A_o}} \quad (4.6)$$

4.2.5 ค่าประสิทธิภาพของหม้อน้ำ (Effectiveness of Radiator)

เนื่องจากหม้อน้ำรถยนต์จัดเป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีการไหลของของไหลแบบตั้งฉาก โดยของไหลทั้งสองไม่ผสมกัน สามารถคำนวณค่าประสิทธิภาพของหม้อน้ำได้โดยพิจารณาจากสมการที่ (3.26) ถึง (3.28) ดังนี้

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (4.7)$$

$$\epsilon \approx 1 - \exp \left\{ \frac{C_{max}}{C_{min}} NTU^{0.22} \left[\exp \left(-\frac{C_{min}}{C_{max}} NTU^{0.78} \right) - 1 \right] \right\} \quad (4.8)$$

และในกรณีที่ C_{max} มากกว่า C_{min} มาก ๆ

$$\epsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (4.9)$$

4.2.6 ค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเท และอุณหภูมิที่ทางออก

เมื่อทราบค่าประสิทธิภาพของหม้อน้ำแล้วสามารถหาค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ของหม้อน้ำรถยนต์ จากนิยามของสมการที่ (3.22) และ (3.25) จะได้ว่า

$$Q_{\text{actual}} = \varepsilon C_{\min} (T_{w,i} - T_{a,i}) \quad (4.10)$$

ค่าอุณหภูมิที่ทางออกของน้ำหล่อเย็น และอากาศ จากกฎทรงพลังงานจะได้ว่า

$$T_{w,o} = T_{w,i} - \frac{Q_{\text{actual}}}{C_w} \quad (4.11)$$

$$T_{a,o} = T_{a,i} - \frac{Q_{\text{actual}}}{C_a} \quad (4.12)$$

4.2.7 ตัวประกอบแรงเสียดทานของอากาศ (f_a)

เนื่องจากแรงเสียดทานของอากาศเป็นปัจจัยหลักที่ทำให้เกิด การสูญเสีย ความดันด้านอากาศ ดังนั้นการหาค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศที่ไหลผ่านหม้อน้ำจำเป็นจะต้องทราบค่า ตัวประกอบแรงเสียดทาน โดยใช้สมการที่ (3.38) ถึง (3.44) ดังนี้

1) กรณีที่ค่า $Re_{Lp} < 150$

$$f_1 = 14.39 Re_{Lp}^{(-0.805F_p/F_t)} \left[\ln \left(1 + \frac{F_p}{L_p} \right) \right]^{3.04} \quad (4.13)$$

$$f_2 = \left[\ln \left(\left(\frac{F_t}{F_p} \right)^{0.48} + 0.9 \right)^{-1.435} \cdot \left(\frac{D_{h,f}}{L_p} \right)^{-3.01} \cdot \ln(0.5 Re_{Lp}) \right]^{-3.01} \quad (4.14)$$

$$f_3 = \left(\frac{F_p}{L_1} \right)^{-0.308} \cdot \left(\frac{F_d}{L_1} \right)^{-0.308} \cdot \left(e^{-0.1167T_p/D_m} \right) \cdot L_a^{0.35} \quad (4.15)$$

2) กรณีที่ค่า $150 < Re_{Lp} < 5000$

$$f_1 = 4.97 Re_{Lp}^{0.6049 - \left(\frac{1.064}{L_a^{0.2}} \right)} \left[\ln \left(0.9 + \left(\frac{F_t}{F_p} \right)^{0.5} \right) \right]^{-0.527} \quad (4.16)$$

$$f_2 = \left[\left(\frac{D_{h,f}}{L_p} \right) \cdot \ln(0.3 \text{Re}_{Lp}) \right]^{-2.966} \cdot \left(\frac{F_p}{L_l} \right)^{-0.7931} \left(\frac{T_p}{T_p - D_m} \right) \quad (4.17)$$

$$f_3 = \left(\frac{T_p}{D_m} \right)^{-0.0446} \cdot \left[\ln \left(1.2 + \left(\frac{L_p}{F_p} \right)^{1.4} \right) \right]^{-3.553} \cdot L_a^{-0.477} \quad (4.18)$$

และค่าตัวประกอบแรงเสียดทานของอากาศมีค่าเท่ากับ

$$f_a = f_1 \cdot f_2 \cdot f_3 \quad (4.19)$$

4.2.8 ความดันตกคร่อมด้านอากาศ (ΔP_a)

เนื่องจากหม้อน้ำรถยนต์เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน แบบกะทัดรัด ที่มีการไหลแบบตั้งฉาก เมื่อพิจารณาสมการที่ (3.29) สามารถจัดรูปสมการใหม่เพื่อความสะดวกดังนี้

$$\Delta P_a = \frac{G_a^2}{2\rho_{ai}} \left[(1 - \sigma^2) + 2 \left(\frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}} - 1 \right) + \left(f_a \frac{A_o}{A_{min}} \cdot \frac{\rho_{ai}}{\rho_{am}} \right) - (1 - \sigma^2) \frac{\rho_{ai}}{\rho_{ao}} \right] \quad (4.20)$$

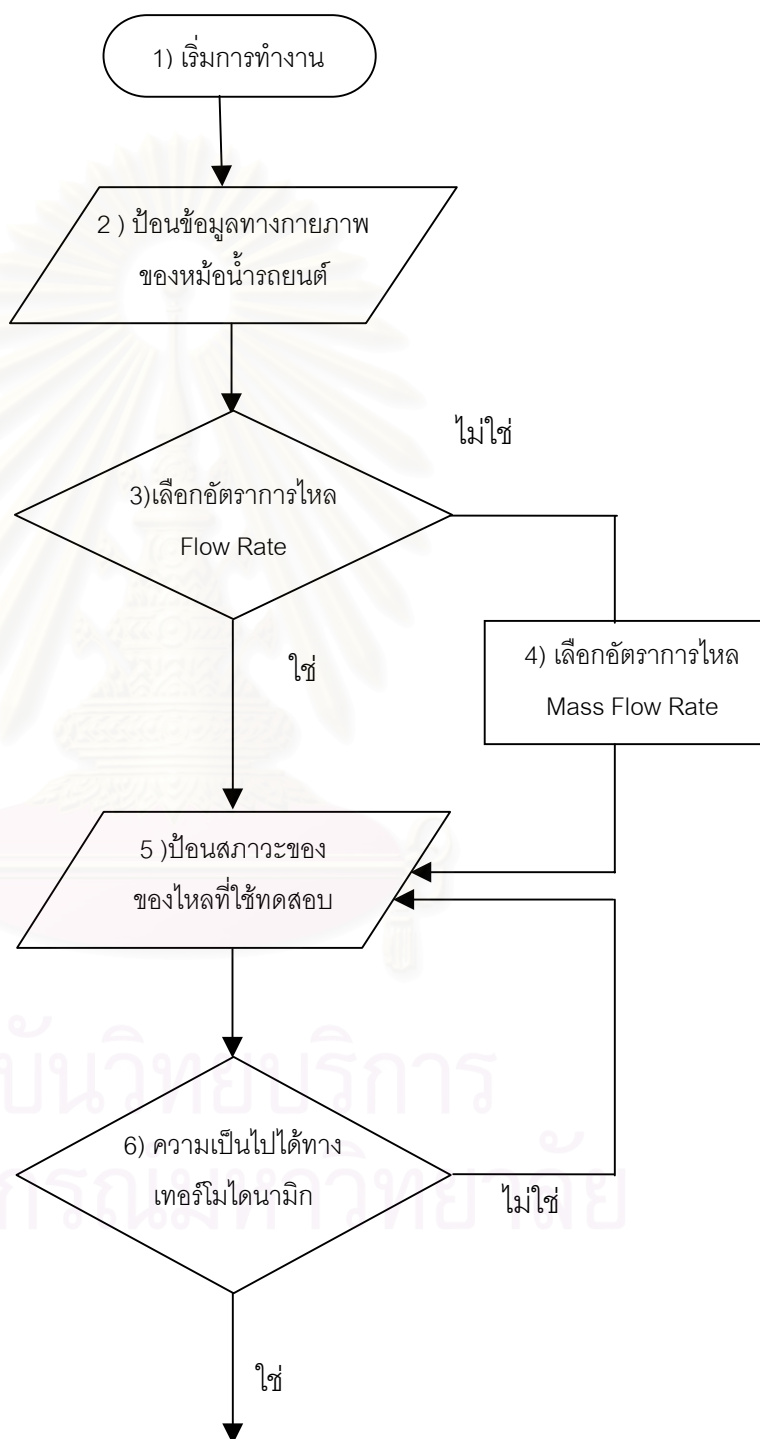
เนื่องจากตัวประกอบแรงเสียดทานของอากาศจากสมการของ Kays และ London (2000) ใช้ค่า K_c และค่า K_e ที่สมมติให้ค่า Reynolds Number ของอากาศเป็นอนันต์ ซึ่งจะมีค่าเท่ากับศูนย์ จึงได้ตัดค่าเหล่านี้ออก และจัดรูปสมการใหม่ดังข้างต้น

4.3 โปรแกรมคอมพิวเตอร์

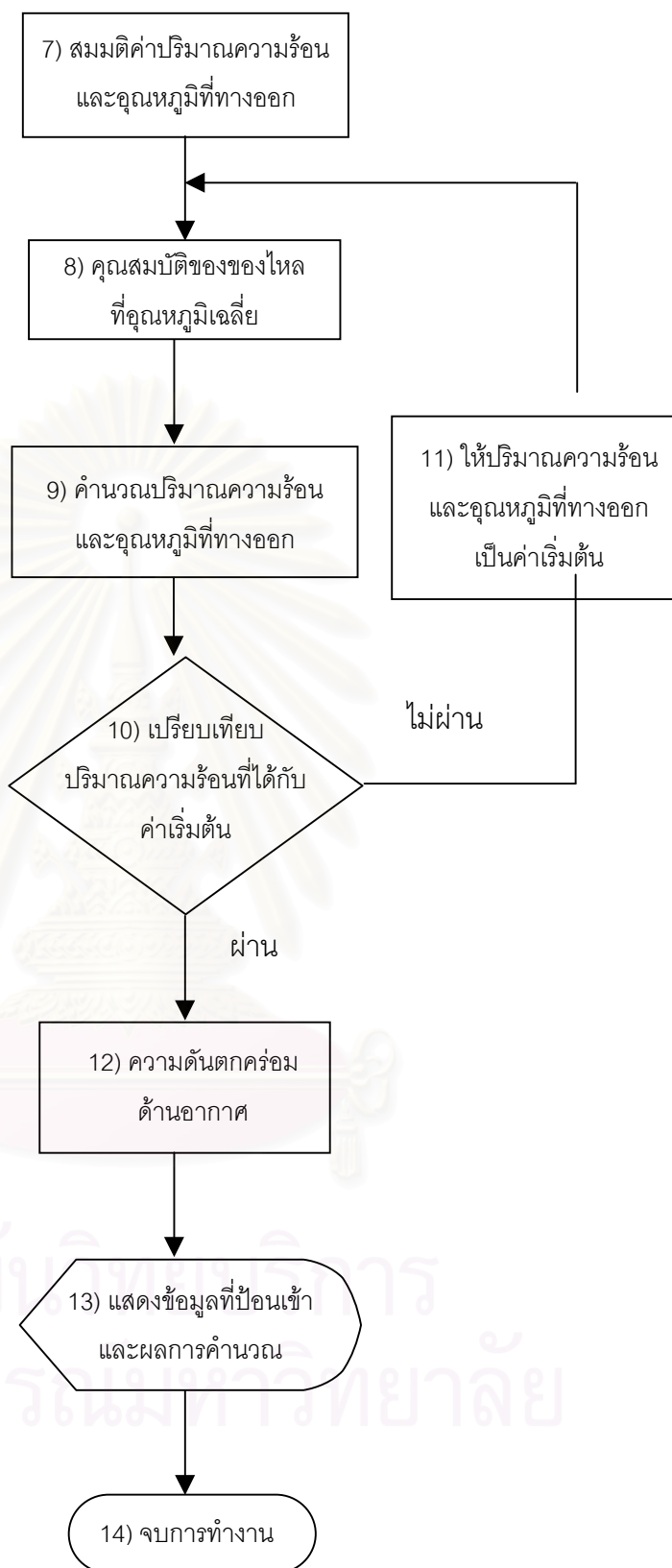
เมื่อได้ทำการเตรียมขั้นตอนการคำนวณทางคณิตศาสตร์แล้ว จึงประดิษฐ์โปรแกรมเพื่อใช้คำนวณสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์ที่มีชื่อว่า CU-RPC 1.0 (Chulalongkorn University – Radiator Performance Calculation) ประดิษฐ์ด้วยภาษาคอมพิวเตอร์ Visual Basic 6.0

โปรแกรม CU-RPC นี้เป็นโปรแกรมที่สามารถคำนวณค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ในหม้อน้ำรถยนต์ อุณหภูมิที่ทางออกของน้ำหล่อเย็นและอากาศ รวมทั้งความดันตกคร่อมของ

อากาศที่ไหลผ่านตัวหม้อน้ำ โดยข้อมูลที่จำเป็นต้องป้อนเข้า ได้แก่ ข้อมูลทางกายภาพและมิติของหม้อน้ำ ส่วนข้อมูลสถานะของของไหลที่ใช้ในการทดสอบโปรแกรม ได้แก่ ชนิดของน้ำหล่อเย็น อัตราการไหลและอุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำหล่อเย็นและอากาศ



รูปที่ 4.1 แผนภาพการทำงานของโปรแกรม



รูปที่ 4.2 แผนภาพการทำงานของโปรแกรม (ต่อ)

จากรูปที่ 4.1 และ รูปที่ 4.2 จะแสดงแผนภาพลำดับขั้นตอนการทำงานของโปรแกรมคอมพิวเตอร์โดยมีคำอธิบายโดยละเอียดดังนี้

คำอธิบายขั้นตอนการทำงานของโปรแกรม

- 1) เริ่มการทำงานของโปรแกรม
- 2) ป้อนค่าทางกายภาพและมิติของหม้อน้ำรถยนต์
- 3) เลือกหน่วยของสภาวะที่ใช้ในการทดสอบแบบ Quantity Flow Rate ถ้าไม่ใช่จะข้ามไปสู่ขั้นตอนที่ 5) ถ้าไม่ใช่จะไปสู่ขั้นตอนที่ 4)
- 4) เลือกหน่วยของสภาวะที่ใช้ในการทดสอบแบบ Mass Flow Rate
- 5) ป้อนค่าสภาวะของของไหลที่ใช้ทดสอบ
- 6) ตรวจสอบความเป็นไปได้ทางเทอร์โมไดนามิก ถ้าเป็นไปได้อย่างแน่นอนจะไปขั้นตอนที่ 7) แต่ถ้าไม่ผ่าน จะย้อนไปสู่ขั้นตอนที่ 5) ใหม่
- 7) สมมติปริมาณความร้อนเริ่มต้นเพื่อใช้เปรียบเทียบกับค่าที่ทำการคำนวณซ้ำ โดยให้มีค่าเท่ากับปริมาณความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้ ส่วนอุณหภูมิที่ทางออกเริ่มต้นสมมติให้เท่ากับอุณหภูมิที่ทางเข้า
- 8) หาค่าคุณสมบัติของของไหลที่อุณหภูมิเฉลี่ย
- 9) คำนวณค่าปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ และอุณหภูมิที่ทางออกของของไหล
- 10) เปรียบเทียบค่าระหว่างปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ กับปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้เริ่มต้น ถ้ายอมรับได้ข้ามจะไปสู่ขั้นตอนที่ 12) แต่ถ้าไม่ได้จะไปสู่ขั้นตอนที่ 11)
- 11) กำหนดให้ปริมาณความร้อนและอุณหภูมิที่ทางออก ที่ได้จากการคำนวณ เป็นค่าปริมาณความร้อนและอุณหภูมิที่ทางออกเริ่มต้น แล้วไปทำขั้นตอนที่ 8) ใหม่
- 12) คำนวณค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศ
- 13) แสดงข้อมูลที่ป้อนเข้า และผลการคำนวณ
- 14) จบการทำงานของโปรแกรม

บทที่ 5

ผลการคำนวณของโปรแกรมและอภิปรายผลเปรียบเทียบ

ในบทนี้จะแสดงผลเปรียบเทียบสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์ ที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรม CU-RPC (CU - Radiator Performance Calculation) กับผลที่ได้จากการทดลอง (สุทธิโปษะอนุกุล, 2545) และผลที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรมเชิงพาณิชย์ของบริษัทผลิตหม้อน้ำรถยนต์ โดยใช้หม้อน้ำรถยนต์ 6 รุ่นในการเปรียบเทียบผล แต่มีผลการทดลองจากหม้อน้ำ 2 รุ่น ดังแสดงในตารางที่ 5.1 และลักษณะการจัดเรียงของครีบบและหลอดน้ำ ดังแสดงในรูปที่ 5.1 ในภาคผนวก

รุ่น	จำนวนแถว	ลักษณะการไหล	วัสดุที่ใช้	ผลการทดลอง	ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์
1017V	3	แนวตั้ง	ทองแดง	มี	มี
1963T	3	แนวตั้ง	ทองแดง	มี	มี
892	4	แนวนอน	อะลูมิเนียม	-	มี
893	3	แนวนอน	อะลูมิเนียม	-	มี
2183A	2	แนวนอน	อะลูมิเนียม	-	มี
2184A	1	แนวนอน	อะลูมิเนียม	-	มี

ตารางที่ 5.1 รุ่นของหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในการเปรียบเทียบ

การเปรียบเทียบจะแยกเป็น 2 ส่วน คือ เปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อน และเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศ ซึ่งในแต่ละส่วนนั้นยังพิจารณาแยกตามลักษณะของแหล่งข้อมูล คือ ส่วนแรกเปรียบเทียบผลจากโปรแกรม CU-RPC กับ ผลการทดลอง และผลจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ ได้แก่ หม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V และ 1963T ส่วนที่สองเป็นการเปรียบเทียบผลจากโปรแกรม CU-RPC กับโปรแกรมเชิงพาณิชย์ ได้แก่ หม้อน้ำรถยนต์รุ่น 892, 893, 2183A, และ 2184A

5.1 ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อน

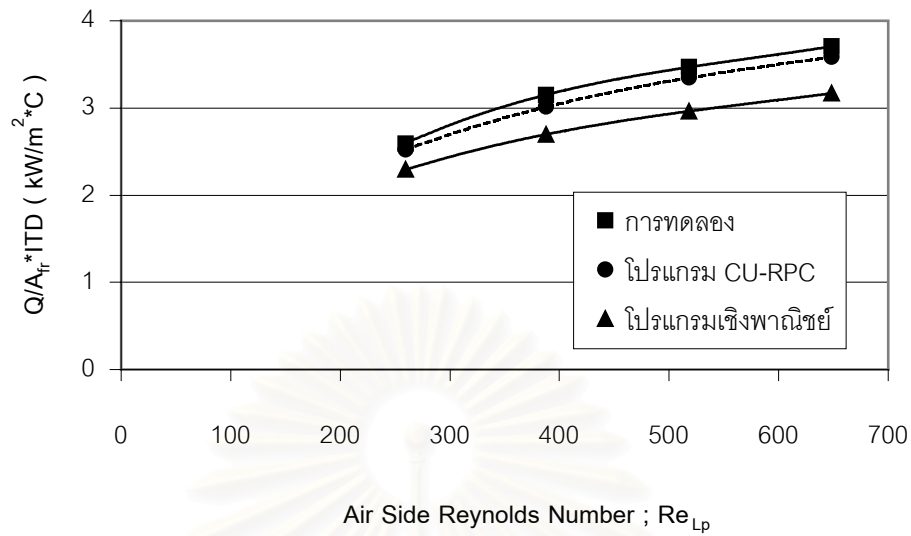
การถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์จะแสดงในรูปของ อัตราการถ่ายเทความร้อน (Q) ต่อ พื้นที่ด้านหน้าของหม้อน้ำ (A_f) และผลต่างของอุณหภูมิเข้าระหว่างน้ำหล่อเย็นและอากาศ (ITD) ปริมาณอากาศที่ไหลผ่านหม้อน้ำจะแสดงในรูปของค่า Reynolds Number ที่เทียบกับ ระยะห่างของเกล็ดบนครีป (Re_{Lp}) และปริมาณของน้ำหล่อเย็นจะแสดงในรูปของค่า Reynolds Number ที่เทียบกับค่า Hydraulic Diameter ของหลอดน้ำ (Re_{Dh})

5.1.1 ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V

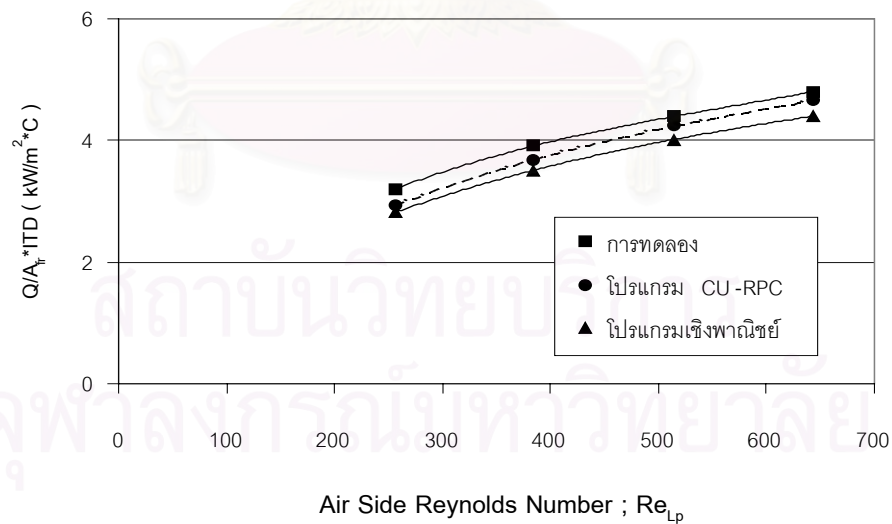
ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรุ่น 1017V โดยเปรียบเทียบ ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC กับ ผลการทดลองและผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิง พหุนาม แสดงในรูปที่ 5.1 ถึง 5.8 และข้อมูลจากการคำนวณแสดงในตารางที่ ก.1 ภาคผนวก ก

รูปที่ 5.1 ถึง 5.4 เป็นกราฟแสดงการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำ เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง ผลที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรม CU-RPC และผลที่ได้จากการ คำนวณของโปรแกรมเชิงพหุนาม พิจารณาตามค่า Re_{Lp} ของอากาศ ที่ค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น ต่างๆ คงที่ พบว่ากราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะอยู่ระหว่างกราฟของผลการทดลอง และกราฟ จากโปรแกรมเชิงพหุนาม โดยมีค่าที่ต่ำกว่าผลการทดลอง แต่สูงกว่าโปรแกรมเชิงพหุนาม ลักษณะของกราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะคล้ายกับกราฟจากโปรแกรมเชิงพหุนาม อย่างไรก็ตาม กราฟที่ได้จากโปรแกรม CU-RPC จะมีความใกล้เคียงกับกราฟจากผลการทดลอง มากกว่า กราฟจากโปรแกรมเชิงพหุนาม โดยเฉพาะเมื่อการไหลของน้ำหล่อเย็นเป็นการไหลแบบราบเรียบ (Re_{Dh} มีค่าเท่ากับ 1700) จากรูปที่ 5.1 กราฟจากโปรแกรมเชิงพหุนามมีค่าที่ต่ำกว่าผลการทดลอง อย่างเห็นได้ชัด

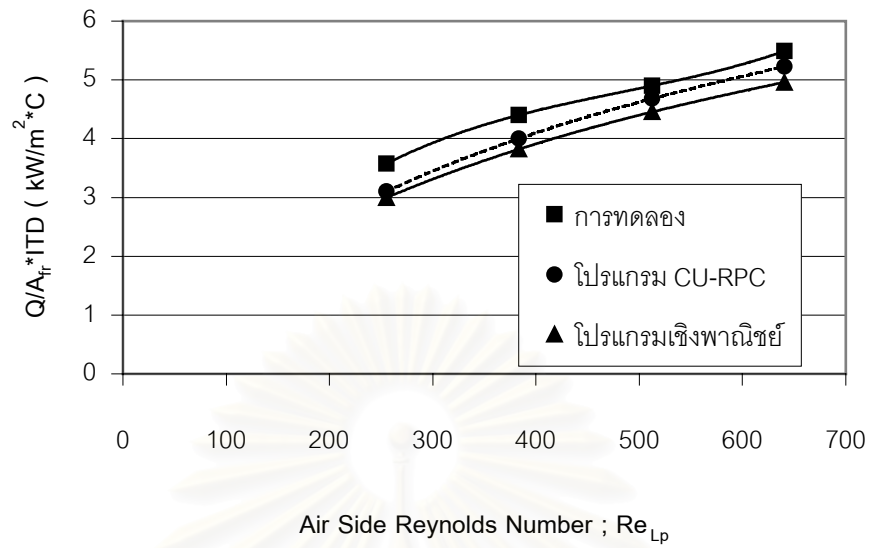
รูปที่ 5.5 ถึง 5.8 พิจารณาการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำ ตามค่า Re_{Dh} เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศต่าง ๆ คงที่ พบว่ากราฟจากโปรแกรม CU-RPC ยังคงอยู่ระหว่างกราฟที่เหลืออีก 2 เส้น แต่ที่ค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 260 และ 380 (รูปที่ 5.5 และ 5.6) เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำ หล่อเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น กราฟจากผลการทดลองจะมีค่าสูงกว่า กราฟที่เหลืออีกสองเส้นมาก ในขณะที่กราฟทั้งสองมีลักษณะที่คล้ายกัน และเมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 510 และ 640 (รูป ที่ 5.7 และ 5.8) กราฟทั้งสามจะมีลักษณะแนวโน้มเดียวกัน



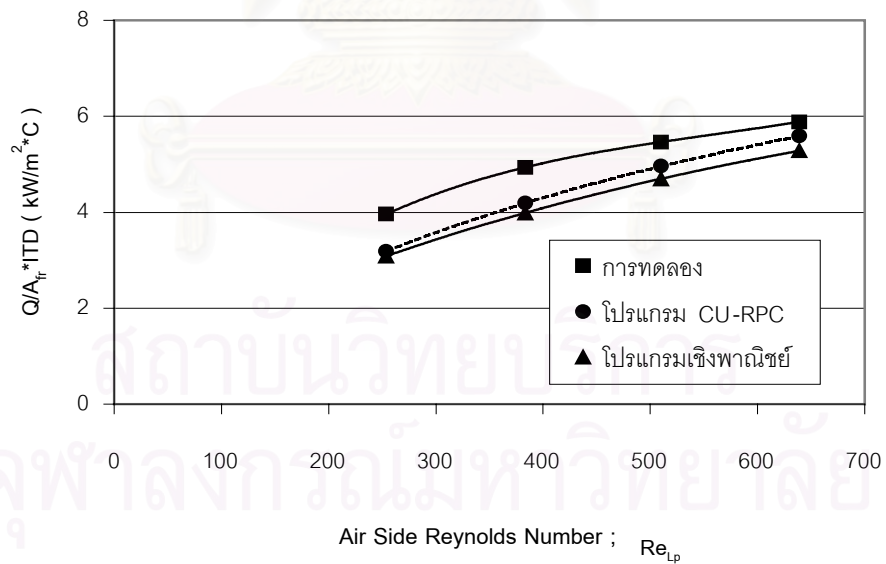
รูปที่ 5.1 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1700



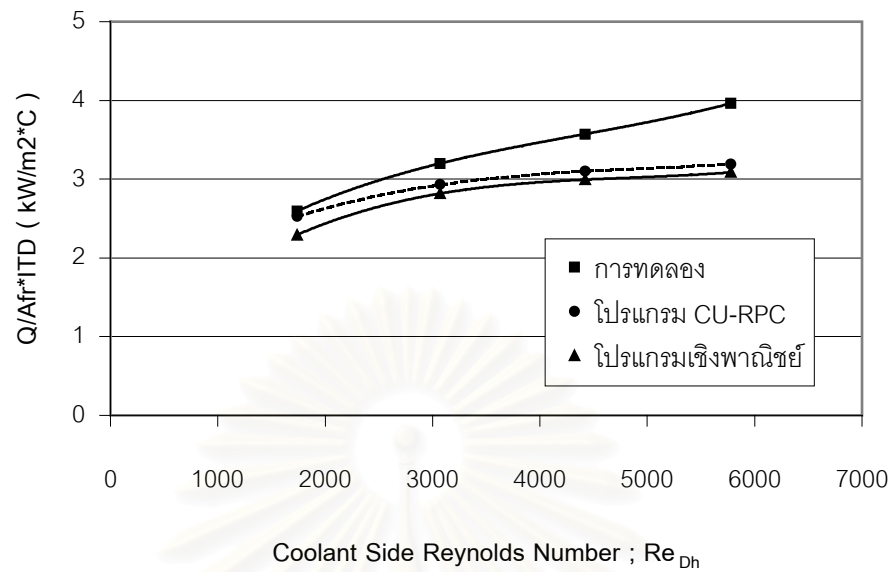
รูปที่ 5.2 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 3000



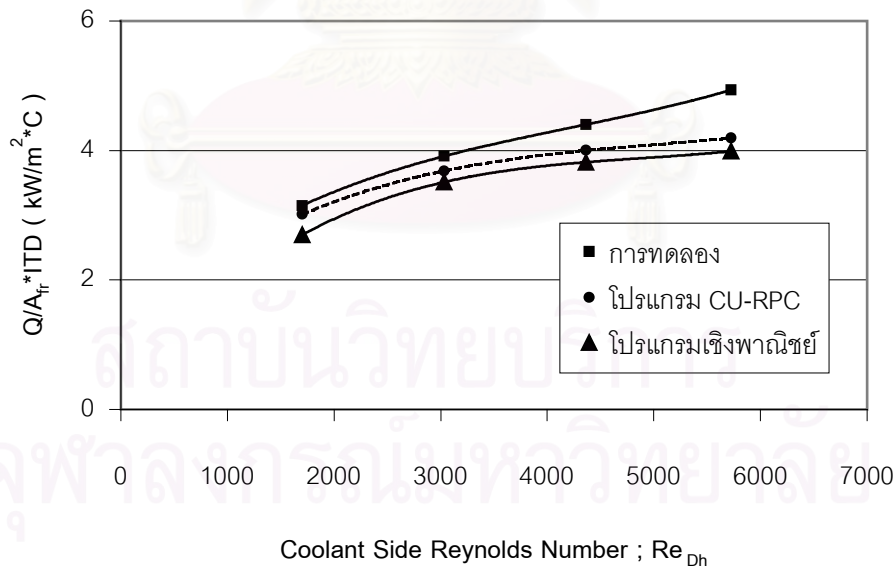
รูปที่ 5.3 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 4300



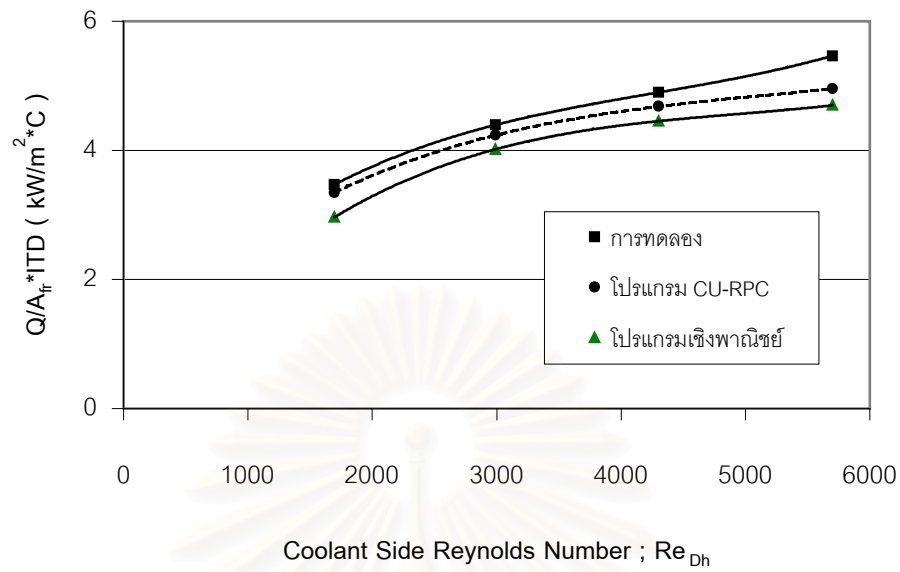
รูปที่ 5.4 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 5700



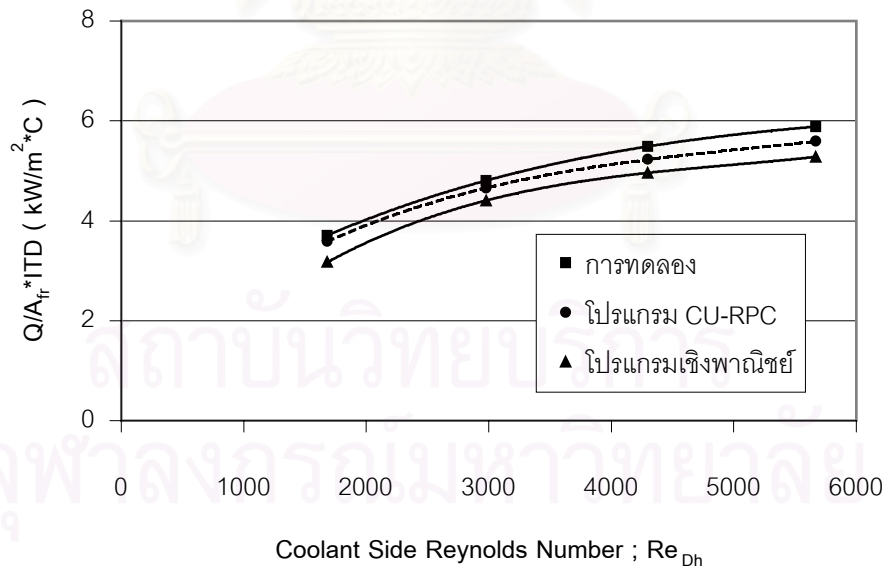
รูปที่ 5.5 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 260



รูปที่ 5.6 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 380



รูปที่ 5.7 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 510



รูปที่ 5.8 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 640

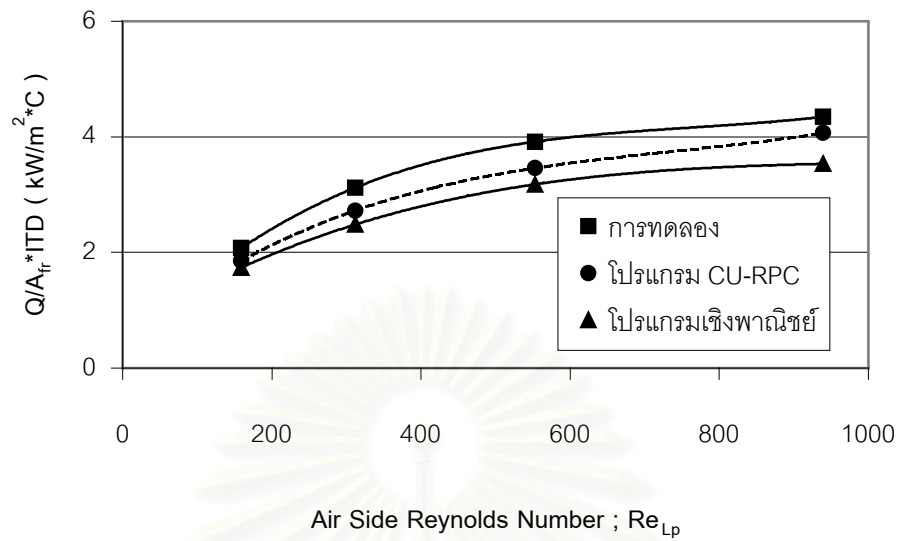
5.1.2 ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T

ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรุ่น 1963T โดยเปรียบเทียบผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC กับ ผลการทดลองและผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ แสดงในรูปที่ 5.9 ถึง 5.16 และข้อมูลจากการคำนวณ แสดงในตารางที่ ก.2 ในภาคผนวก ก

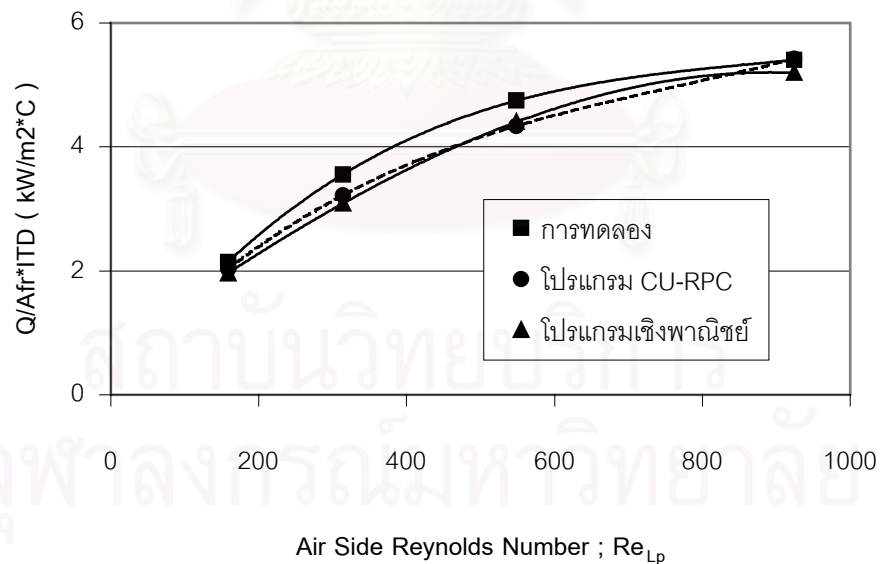
รูปที่ 5.9 ถึง 5.12 เป็นกราฟแสดงถึง การถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำ เปรียบเทียบกับผลที่ได้จากการทดลอง ผลที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรม CU-RPC และผลที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรมเชิงพาณิชย์ พิจารณาตามค่า Re_{Lp} ของอากาศ ที่ค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นต่าง ๆ คงที่ พบว่าที่ค่า Re_{Dh} เท่ากับ 1900 (จากรูปที่ 5.9) กราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะอยู่ระหว่างกราฟของผลการทดลอง และกราฟจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ โดยมีค่าที่ต่ำกว่าผลการทดลอง แต่สูงกว่าโปรแกรมเชิงพาณิชย์

จากรูปที่ 5.10 ถึง 5.12 กราฟจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์จะสูงขึ้นมาใกล้กับกราฟจากโปรแกรม CU-RPC และกราฟจากผลการทดลอง แต่เมื่อค่าของ Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นมีค่าที่สูงขึ้น กราฟจากโปรแกรม CU-RPC มีแนวโน้มที่สูงกว่ากราฟทั้งสองที่เหลือ

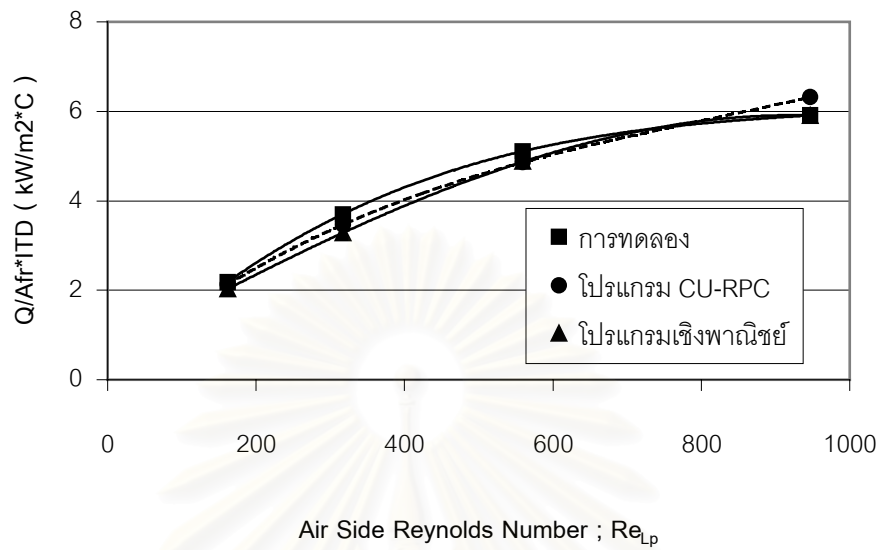
รูปที่ 5.13 ถึง 5.16 เมื่อพิจารณาการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำตามค่า Re_{Dh} เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศต่าง ๆ คงที่ พบว่ากราฟจากโปรแกรม CU-RPC ยังคงอยู่ระหว่างกราฟอีกสองเส้นที่เหลือ และแนวโน้มของกราฟยังคงคล้ายกัน (รูปที่ 5.13 ถึง 5.15) แต่ที่ค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 940 (รูปที่ 5.16) จะมีค่าสูงกว่ากราฟทั้งสองที่เหลือมาก เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นมีค่าเพิ่มขึ้น



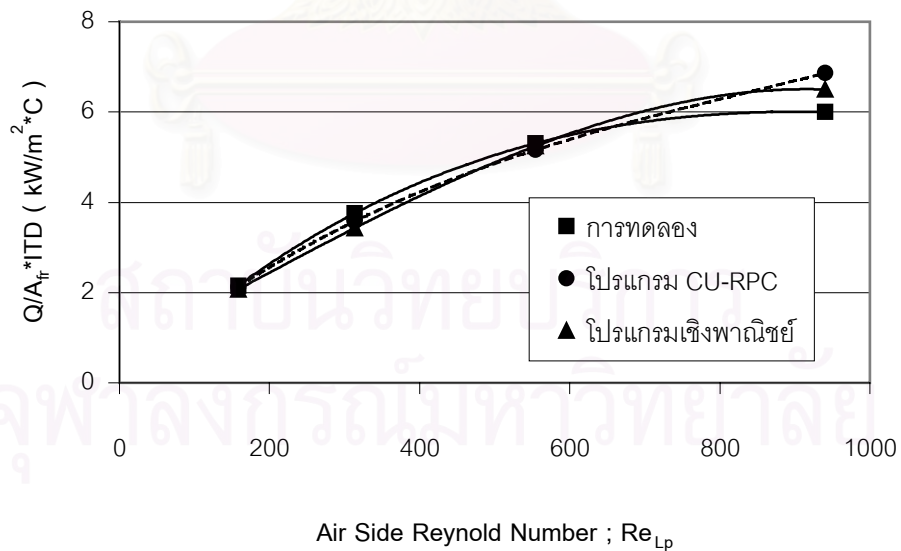
รูปที่ 5.9 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 1900



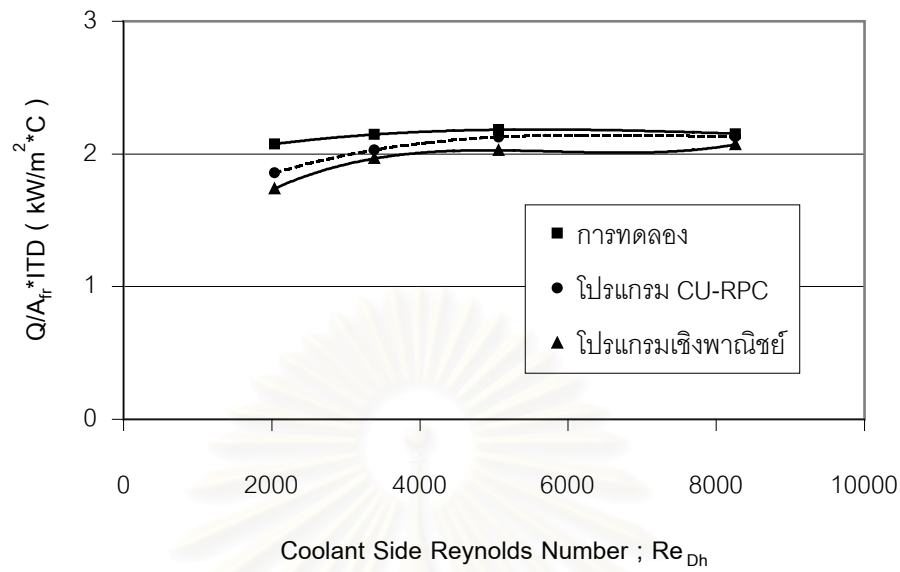
รูปที่ 5.10 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 3300



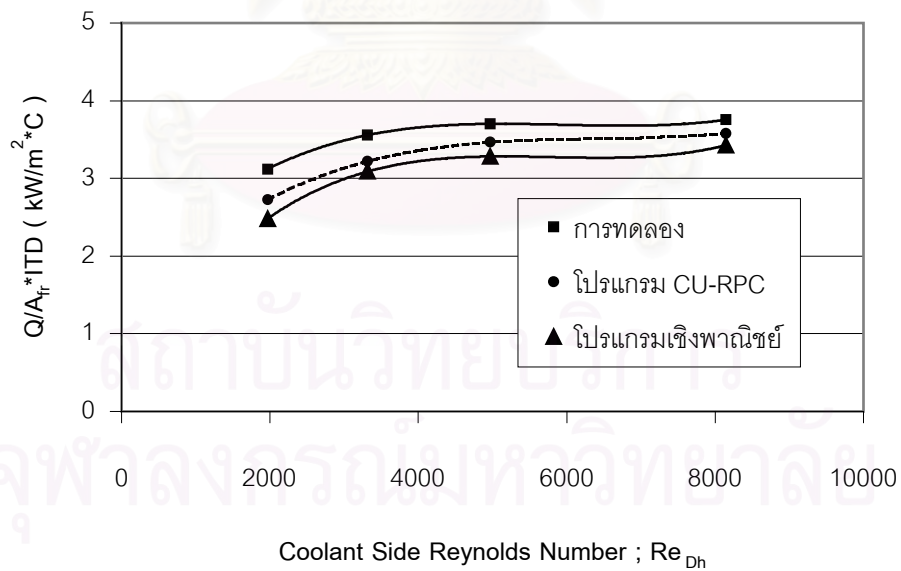
รูปที่ 5.11 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 5000



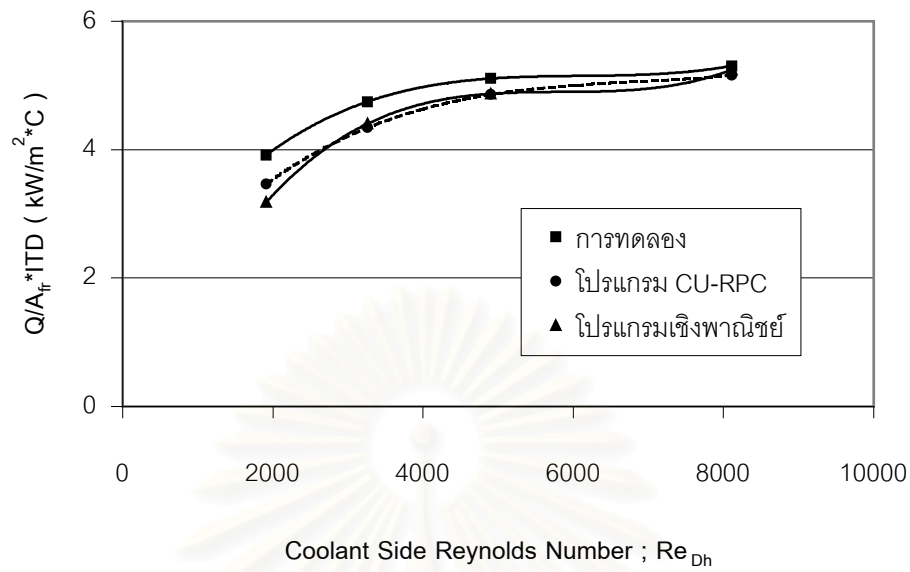
รูปที่ 5.12 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ เมื่อค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 8200



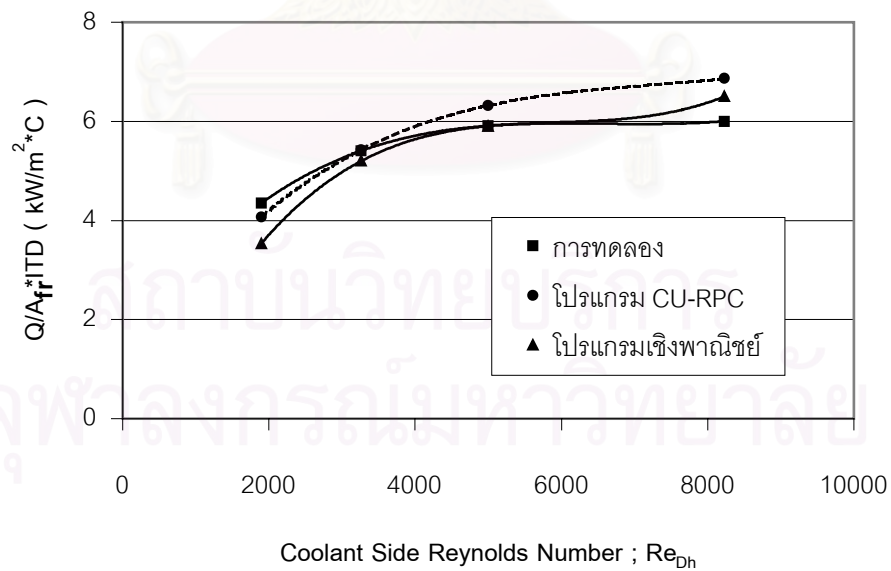
รูปที่ 5.13 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 160



รูปที่ 5.14 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 310



รูปที่ 5.15 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรุ่น 1963T กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 550



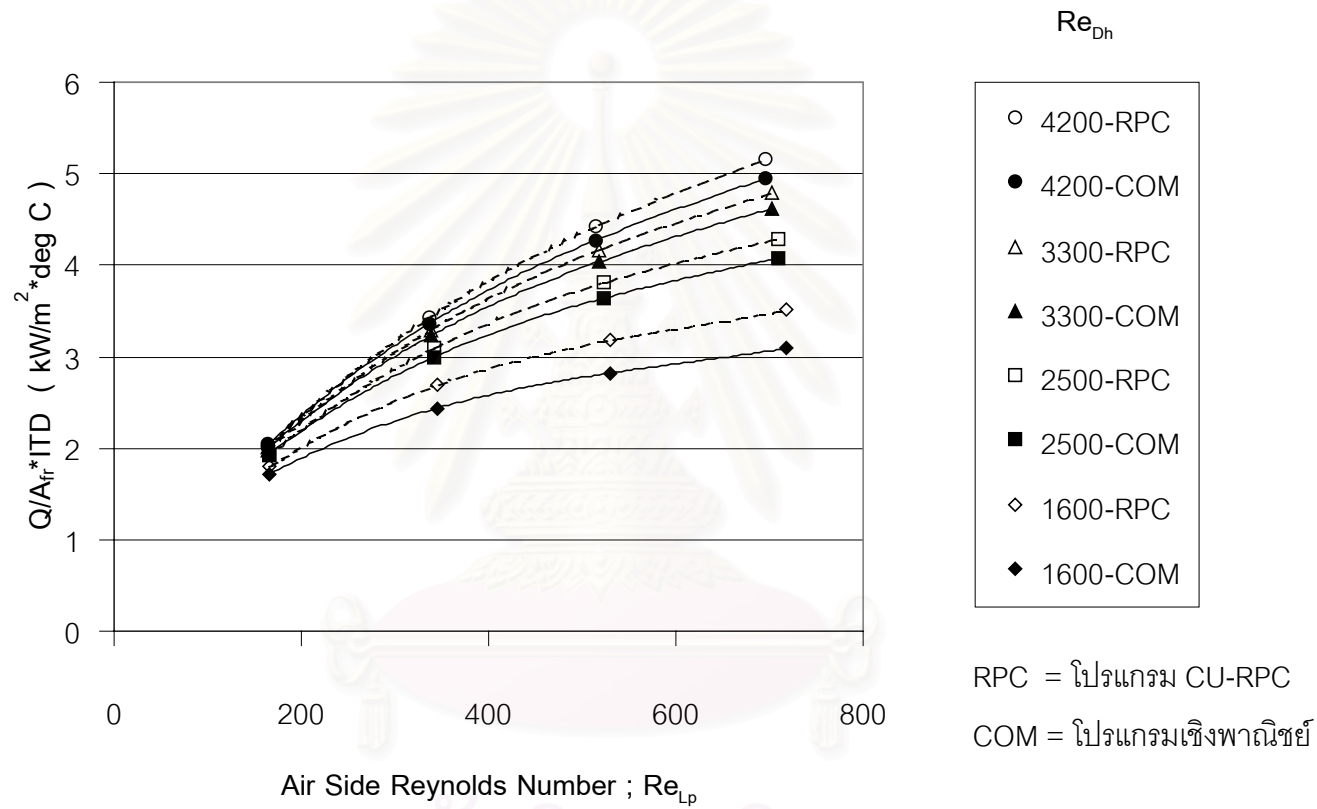
รูปที่ 5.16 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเท่ากับ 940

5.1.3 ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 892 และรุ่น 893

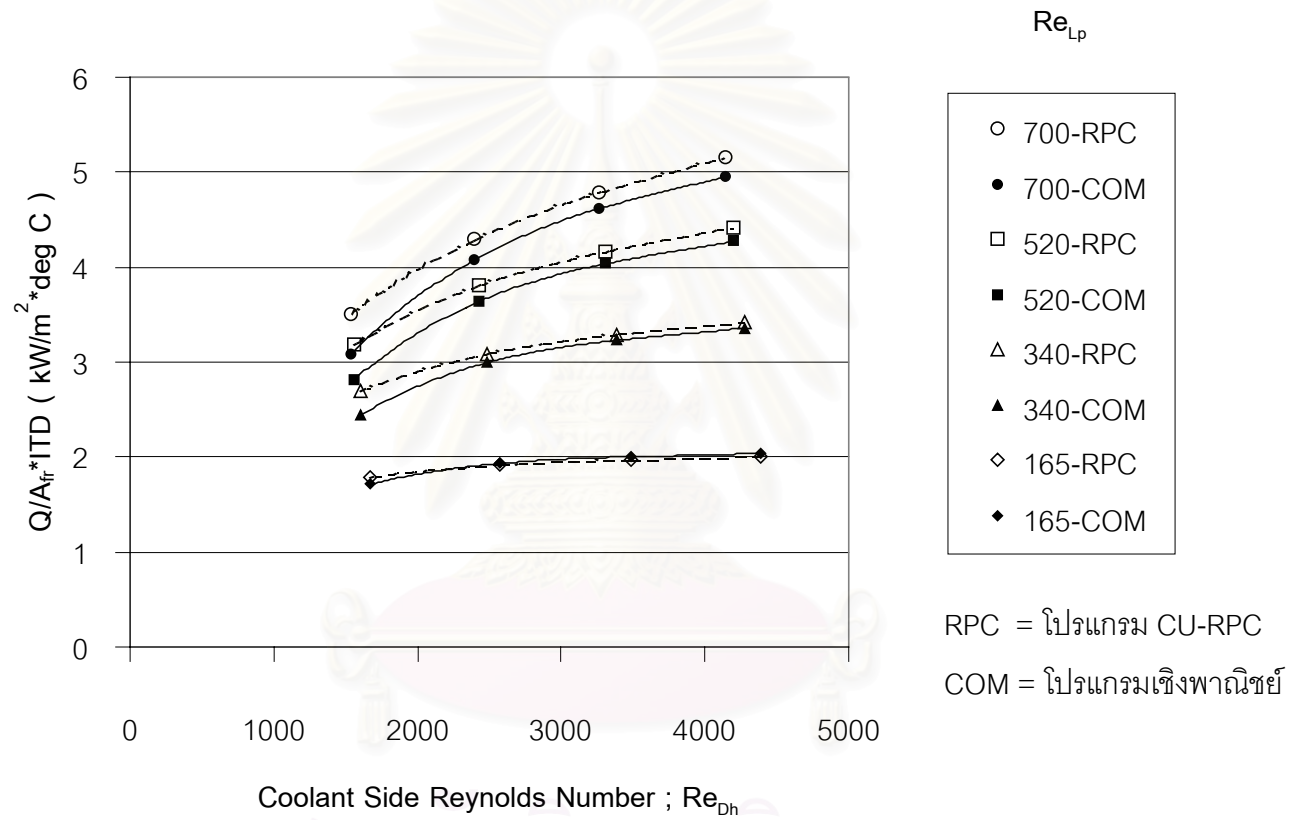
ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรุ่น 892 และ รุ่น 893 โดยเปรียบเทียบระหว่างผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC และผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ แสดงในรูปที่ 5.17 ถึง 5.18 ส่วนข้อมูลจากการคำนวณแสดงในรูปที่ ก.3 และ ก.4 ในภาคผนวก ก

เนื่องจากหม้อน้ำรุ่น 892 และ 893 มีส่วนประกอบของโครงสร้างเดียวกัน ยกเว้นจำนวนแถวของหม้อน้ำ คือ หม้อน้ำรุ่น 892 มีจำนวน 4 แถว ส่วนหม้อน้ำรุ่น 893 มีจำนวน 3 แถว ดังนั้นจึงนำมาพิจารณาร่วมกัน จากรูปที่ 5.17 และ 5.19 พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าที่สูงกว่า โปรแกรมเชิงพาณิชย์ เมื่อค่า Re_p ของอากาศเพิ่มขึ้น แต่ลักษณะของกราฟจากโปรแกรมทั้งสอง มีลักษณะที่คล้ายคลึงกันมาก

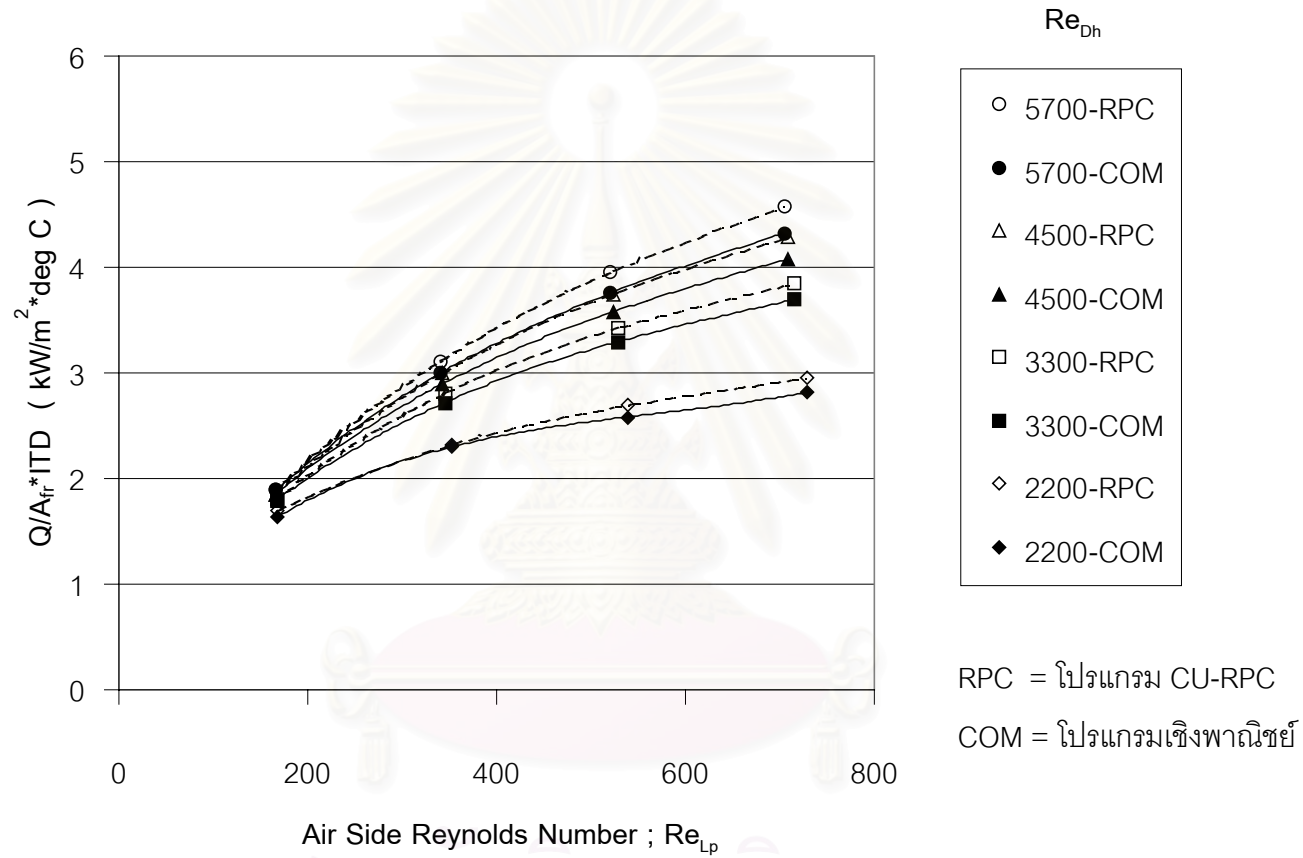
จากรูปที่ 5.18 และ 5.20 เมื่อพิจารณาการถ่ายเทความร้อนของน้ำหล่อเย็น พบว่ากราฟทั้งสองมีแนวโน้มที่คล้ายกัน ยกเว้นในช่วงที่มีการไหลแบบราบเรียบ กราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าที่สูงกว่าเล็กน้อย



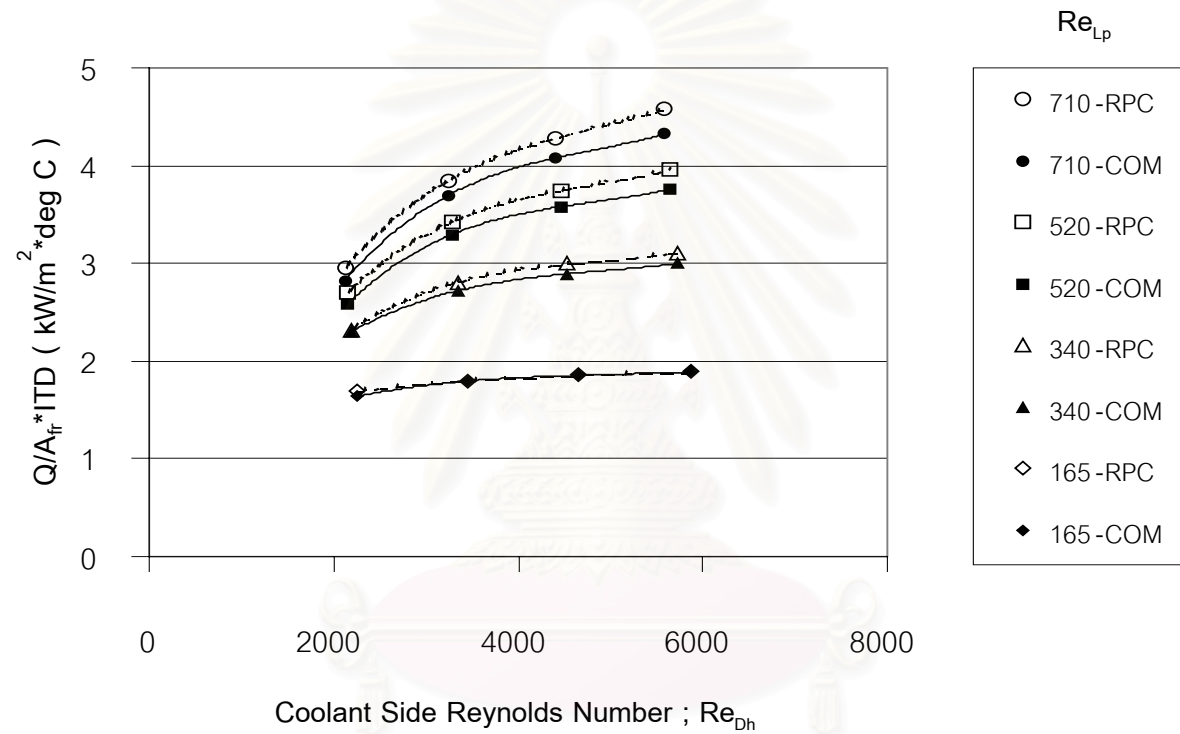
รูปที่ 5.17 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 892 กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ ที่ค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นต่างๆ



รูปที่ 5.18 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 892 กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น ที่ Re_{Lp} ของอากาศค่าต่างๆ



รูปที่ 5.19 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 893 กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ ที่ Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ



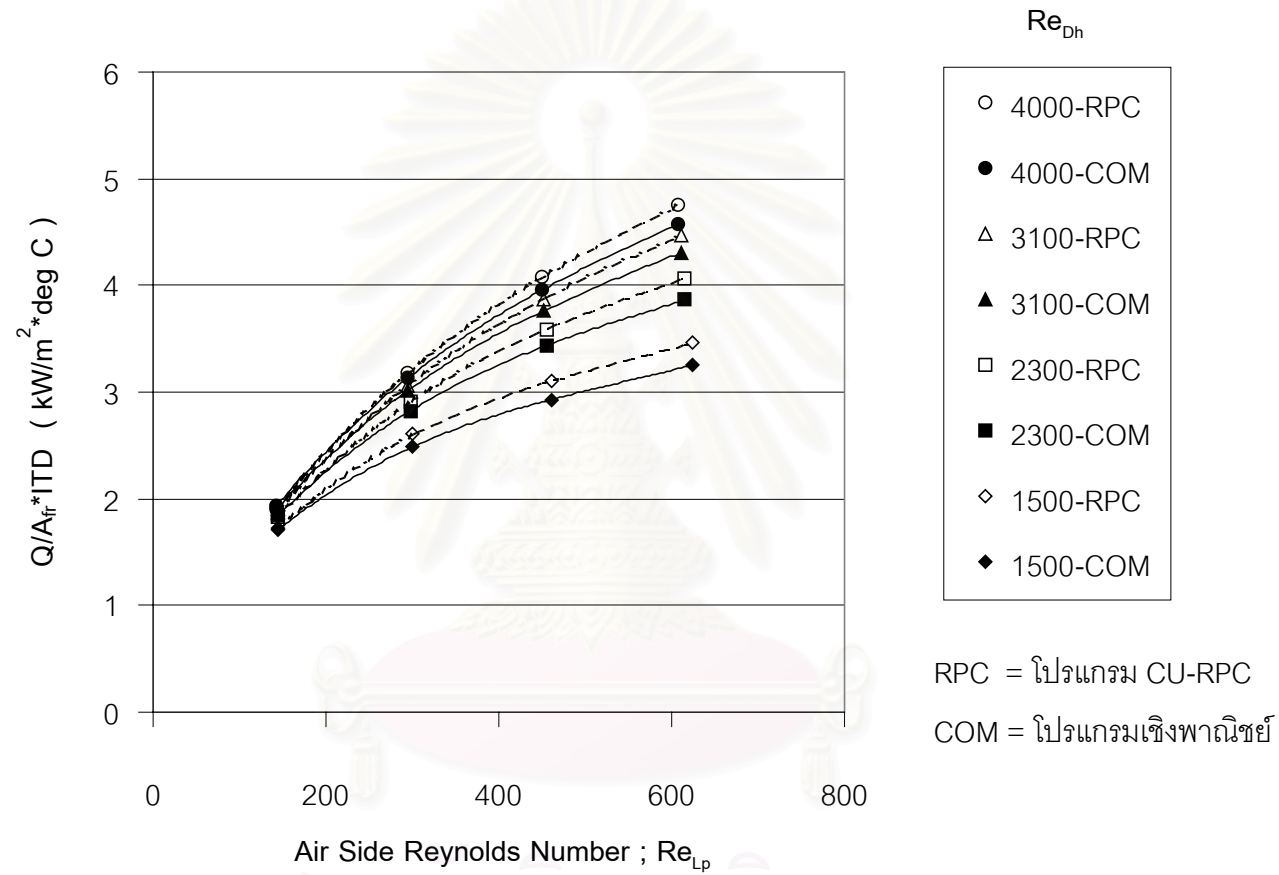
รูปที่ 5.20 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 892 กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น ที่ Re_{Lp} ของอากาศค่าต่าง

5.1.4 ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2183A และรุ่น 2184A

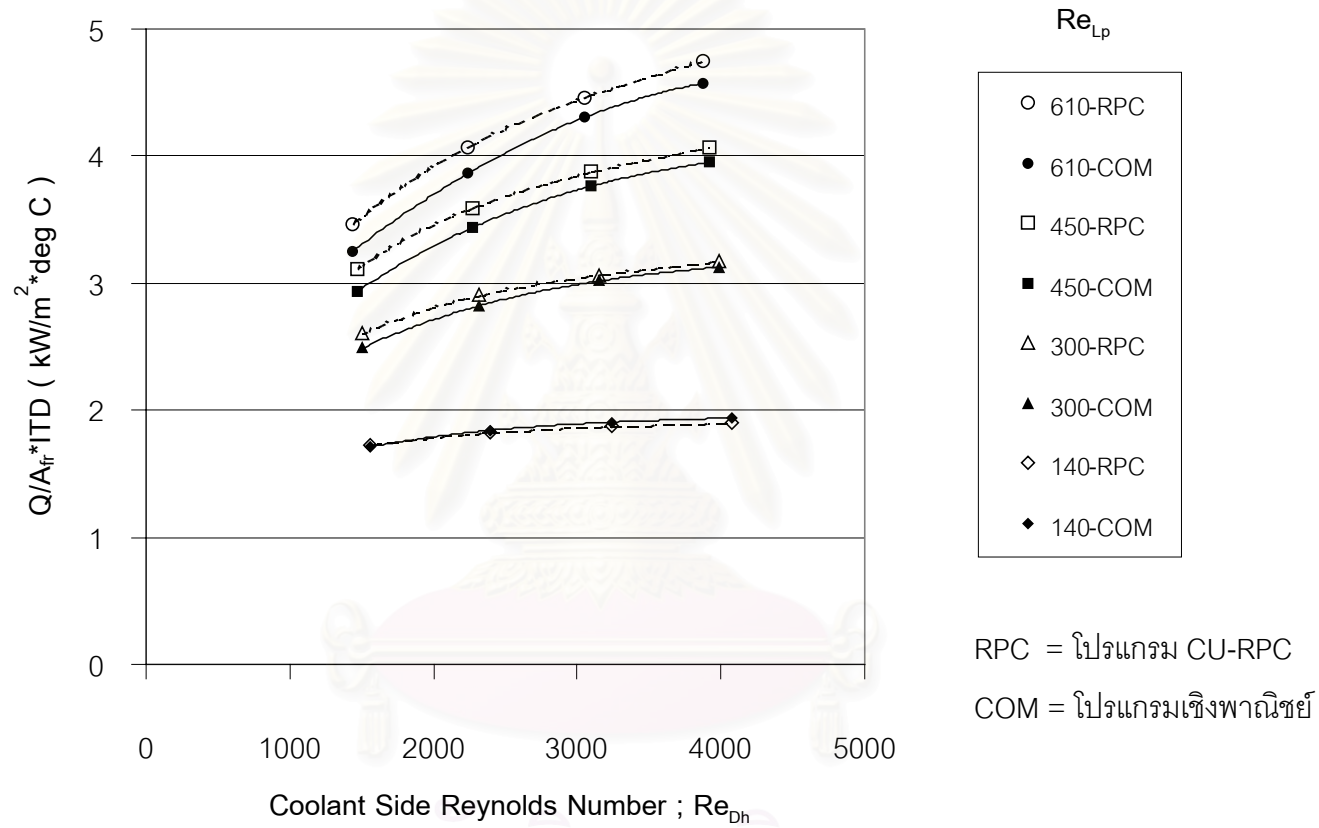
ผลการเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรุ่น 2183A และ รุ่น 2184A โดยเปรียบเทียบระหว่างผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC และผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ แสดงในรูปที่ 5.17 ถึง 5.18 ส่วนข้อมูลจากการคำนวณ แสดงในตาราง ก.5 และ ก.6 ในภาคผนวก ก

เหตุผลเช่นเดียวกับข้างต้น หม้อน้ำรุ่น 2183A และหม้อน้ำรุ่น 2184A มีโครงสร้างที่เหมือนกัน ยกเว้นจำนวนแถวของหม้อน้ำ และระยะแผ่นครีปที่ต่างกันเล็กน้อย คือ หม้อน้ำรุ่น 2183A มีจำนวน 2 แถว ส่วนหม้อน้ำรุ่น 2184A มีจำนวน 1 แถว โดยเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนระหว่าง ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC และผลจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์

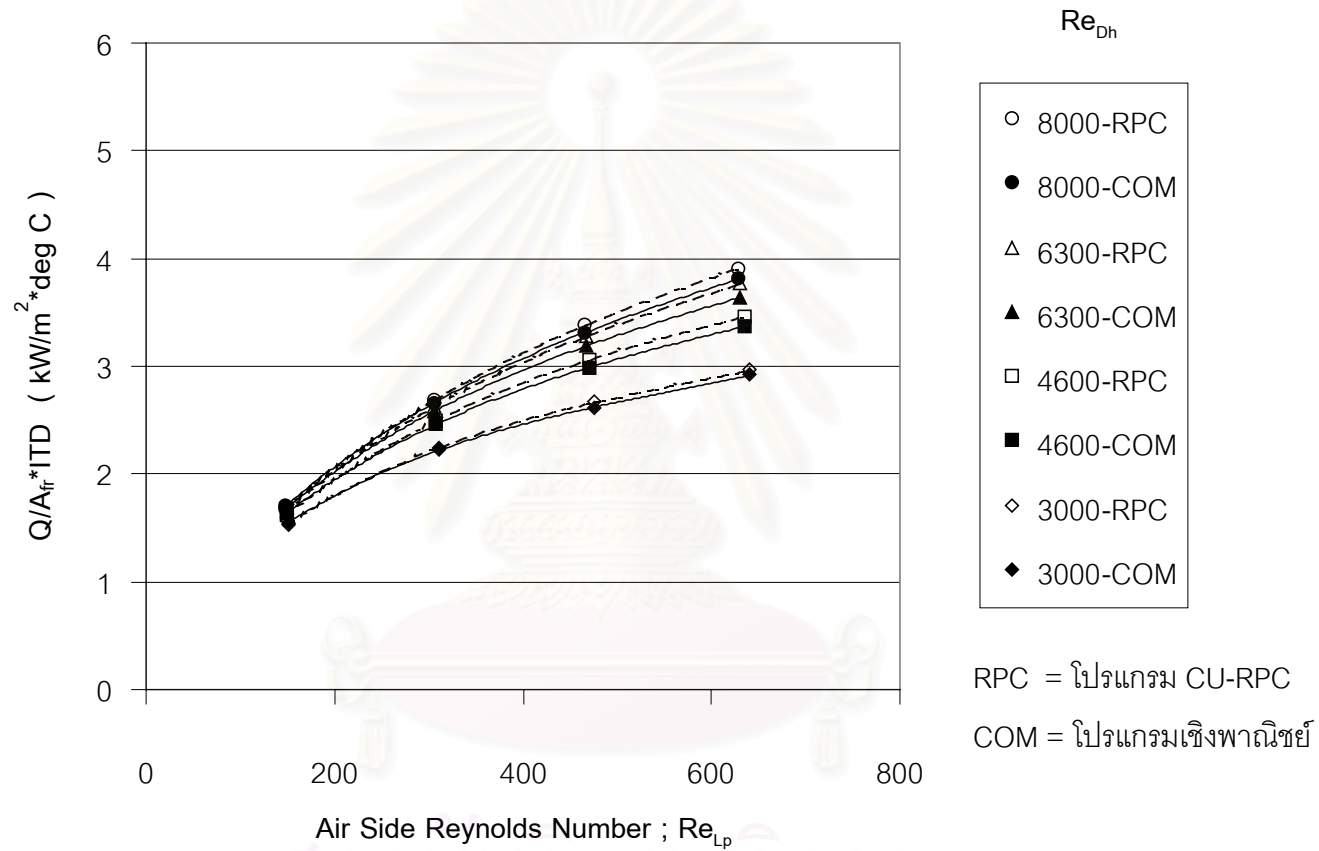
จากรูปที่ 5.21 และ 5.23 พบว่าค่าการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำที่คำนวณจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าที่สูงกว่า โปรแกรมเชิงพาณิชย์ เมื่อค่า Re_{Lp} ของอากาศเพิ่มขึ้น แต่ลักษณะของกราฟจากโปรแกรมทั้งสอง มีลักษณะที่คล้ายคลึงกันมาก จากรูปที่ 5.22 และ 5.24 เมื่อพิจารณาการถ่ายเทความร้อนของน้ำหล่อเย็น พบว่ากราฟทั้งสองมีแนวโน้มที่คล้ายกัน ส่วนช่วงที่มีการไหลแบบราบเรียบนั้น กราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าที่สูงกว่าเล็กน้อย จากรูปที่ 5.22



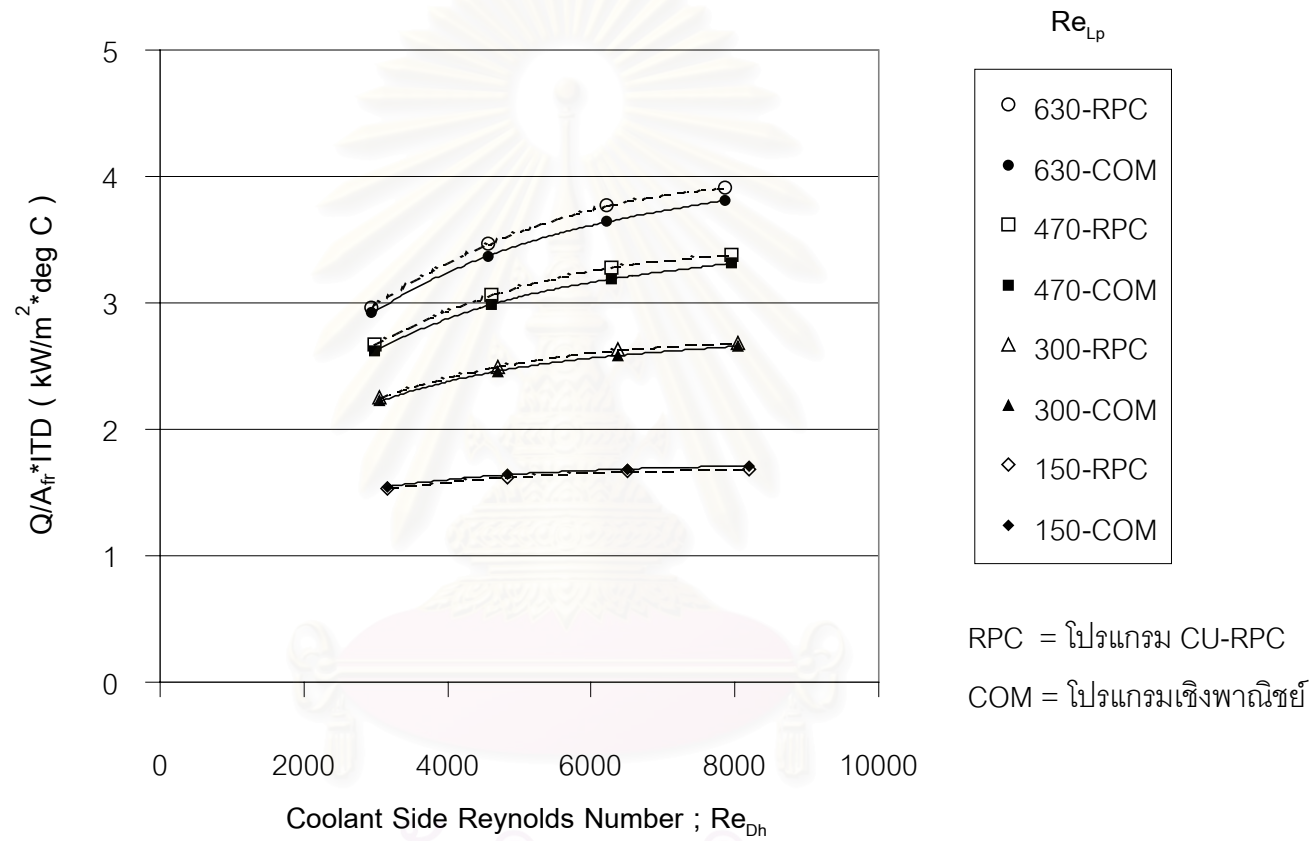
รูปที่ 5.21 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2183A กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ ที่ Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ



รูปที่ 5.22 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2183A กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น ที่ Re_{Lp} ของอากาศค่าต่างๆ



รูปที่ 5.23 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2184A กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ ที่ Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นค่าต่างๆ



รูปที่ 5.24 กราฟเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2184A กับค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็น ที่ Re_{Lp} ของอากาศค่าต่างๆ

5.2 ผลการเปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศ

จากการวิเคราะห์ผลการทดลองและผลจากโปรแกรมพบว่า หม้อน้ำรถยนต์ที่โครงสร้างเดียวกัน ในสภาวะอุณหภูมิอากาศเข้าเหมือนกัน ค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศมีค่าที่ขึ้นอยู่กับความเร็วอากาศด้านหน้าของหม้อน้ำ ส่วนการไหลของน้ำหล่อเย็นแทบจะไม่มีผลต่อค่าความดันสูญเสียเลย (มีผลต่อคุณสมบัติของอากาศเล็กน้อย) ดังนั้นจึงแสดงการเปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศ กับค่า Re_{Lp} โดยรูปที่ 5.25 และ 5.26 จะพิจารณาเปรียบเทียบค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศ ระหว่างผลจากการทดลอง ผลจากการคำนวณของโปรแกรม CU-RPC และโปรแกรมเชิงพาณิชย์ ส่วนรูปที่ 5.27 ถึง 5.30 จะพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างค่าจากการคำนวณของโปรแกรม CU-RPC กับโปรแกรมเชิงพาณิชย์ ดังนี้

จากรูปที่ 5.25 พิจารณาหม้อน้ำรุ่น 1017V พบว่ากราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าที่สูงกว่ากราฟจากผลการทดลอง และกราฟจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์อย่างเห็นได้ชัด ในขณะที่กราฟจากผลการทดลองจะใกล้เคียงกับกราฟจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์มาก อย่างไรก็ตามลักษณะของกราฟทั้งสามมีความคล้ายคลึงกัน ระยะห่างของกราฟจากโปรแกรม CU-RPC กับกราฟที่เหลือ มีระยะค่อนข้างคงที่

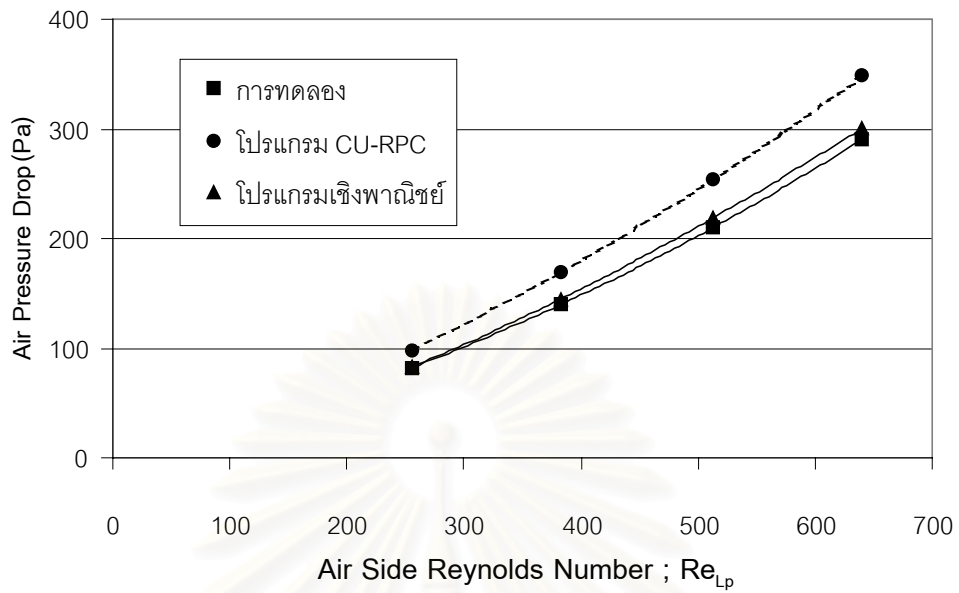
จากรูปที่ 5.26 พิจารณาหม้อน้ำรุ่น 1956T พบว่าที่ค่า Re_{Lp} ในช่วงแรกนั้น กราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าสูงกว่ากราฟจากผลการทดลอง และจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์เล็กน้อย ในขณะที่กราฟทั้งสองเส้นเท่ากัน แต่เมื่อค่า Re_{Lp} สูงขึ้น กราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าอยู่ระหว่างกราฟทั้งสองที่เหลือ โดยมีค่าที่ต่ำกว่าผลการทดลอง แต่สูงกว่ากราฟจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ อย่างไรก็ตามกราฟทั้งสามมีลักษณะที่คล้ายกัน เช่นเดียวกับหม้อน้ำรุ่น 1017V ข้างต้น

จากรูปที่ 5.27 และ 5.28 พิจารณาหม้อน้ำรุ่น 892 และ 893 โดยหม้อน้ำทั้งสองรุ่นนี้มีโครงสร้างที่เหมือนกัน แตกต่างกันเฉพาะจำนวนแถวของหม้อน้ำ โดยหม้อน้ำรุ่น 892 มีจำนวน 4 แถว ส่วนหม้อน้ำรุ่น 893 มีจำนวน 3 แถว จะพบว่าในรูปที่ 5.27 กราฟจากโปรแกรม CU-RPC และโปรแกรมเชิงพาณิชย์นั้นเท่ากันทุกประการ และในรูปที่ 5.28 กราฟทั้งสองเกือบจะเท่ากัน กราฟจากโปรแกรม CU-RPC ต่ำกว่าน้อยมาก อาจเนื่องมาจากผลของการถ่ายเทความร้อนต่อคุณสมบัติของอากาศ

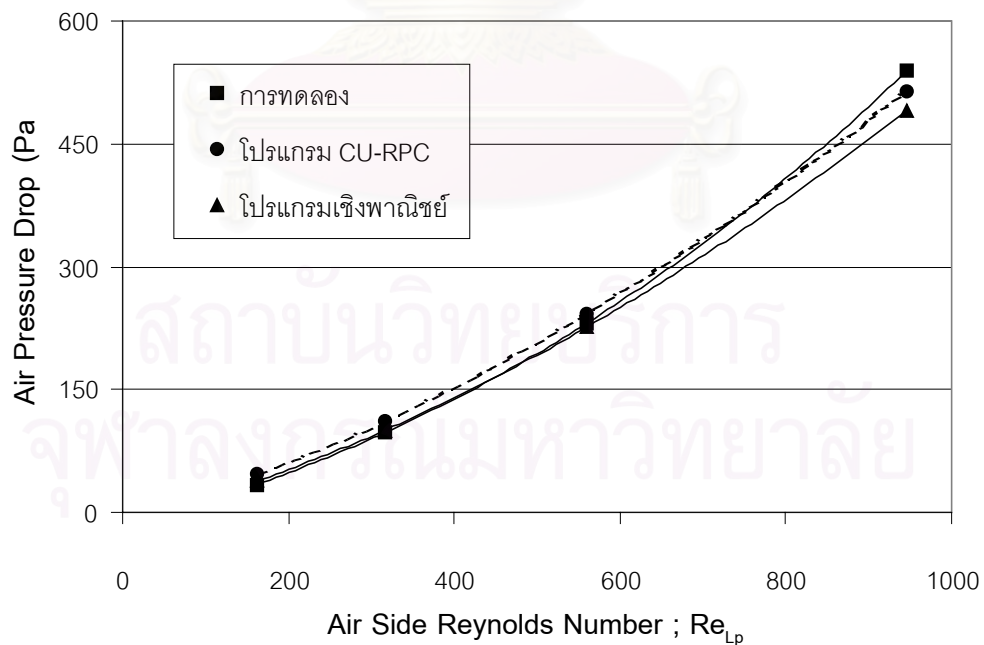
จากรูปที่ 5.29 และ 5.30 พิจารณาหม้อน้ำรุ่น 2183A และ 2184A โดยหม้อน้ำทั้งสองมีโครงสร้างที่คล้ายกัน แตกต่างกันที่จำนวนแถวของหม้อน้ำ และระยะห่างของแผ่นครีบ โดยหม้อน้ำรุ่น 2183A มีจำนวน 2 แถว ส่วนรุ่น 2184A มีจำนวน 1 แถว จะพบว่าในรูปที่ 5.29 กราฟทั้งสองจะเท่ากันในช่วงแรกของค่า Re_{Lp} แต่เมื่อค่า Re_{Lp} เพิ่มขึ้น กราฟจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าที่ต่ำกว่า และเมื่อพิจารณารูปที่ 5.30 ข้อมูลจากโปรแกรม CU-RPC จะมีค่าที่ต่ำกว่าข้อมูลจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์อย่างเห็นได้ชัด เนื่องมาจากระยะห่างของแผ่นครีบของหม้อน้ำทั้งสองรุ่นไม่เท่ากัน



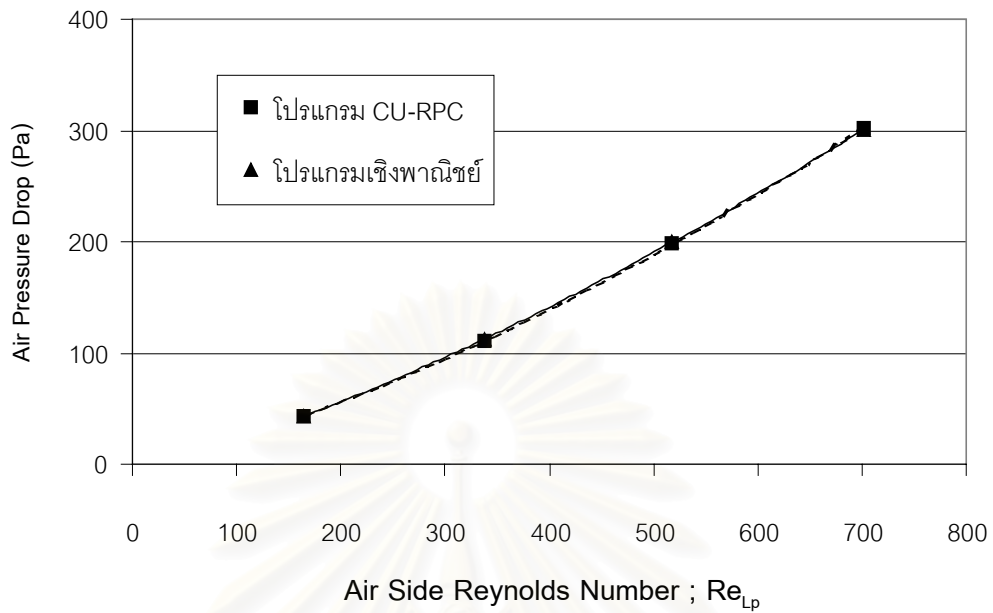
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย



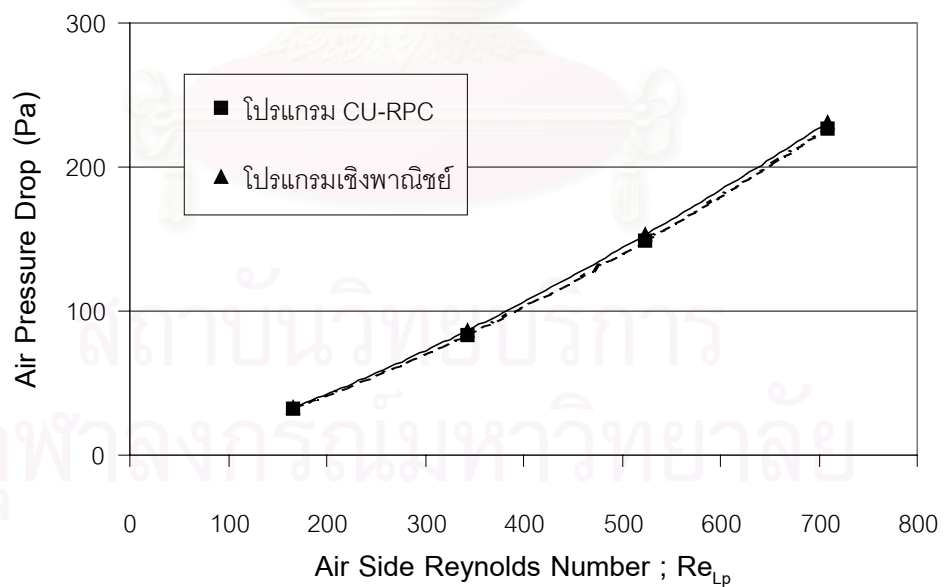
รูปที่ 5.25 กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์ รุ่น 1017V กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ



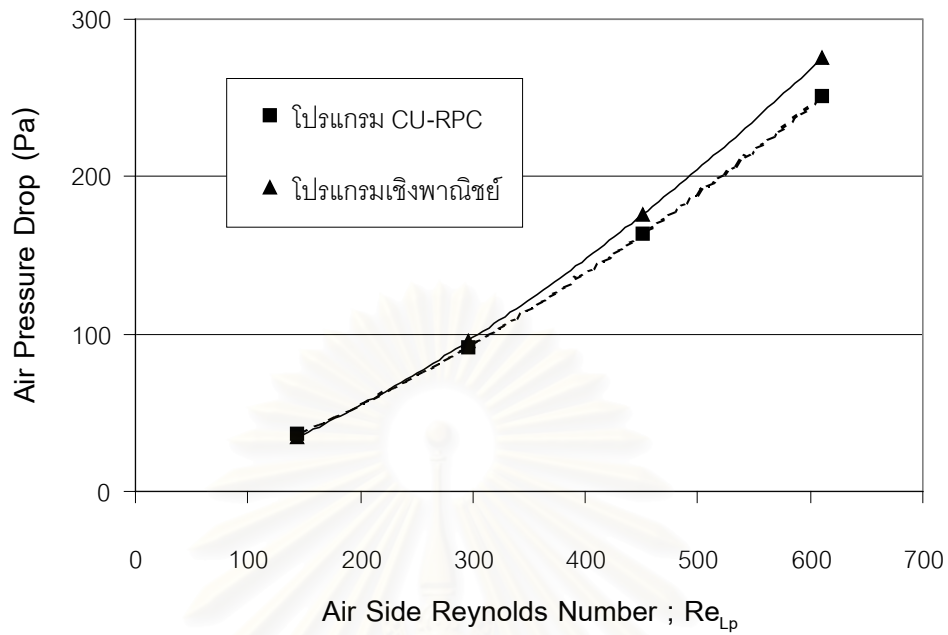
รูปที่ 5.26 กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์ รุ่น 1963T กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ



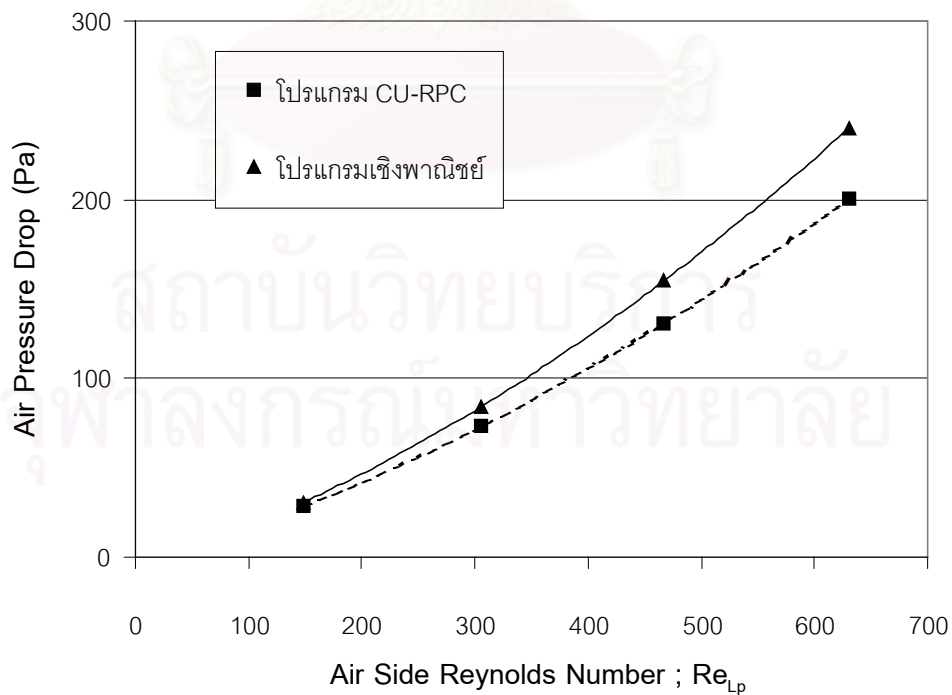
รูปที่ 5.27 กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 893 กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ



รูปที่ 5.28 กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 893 กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ



รูปที่ 5.29 กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2183A กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ

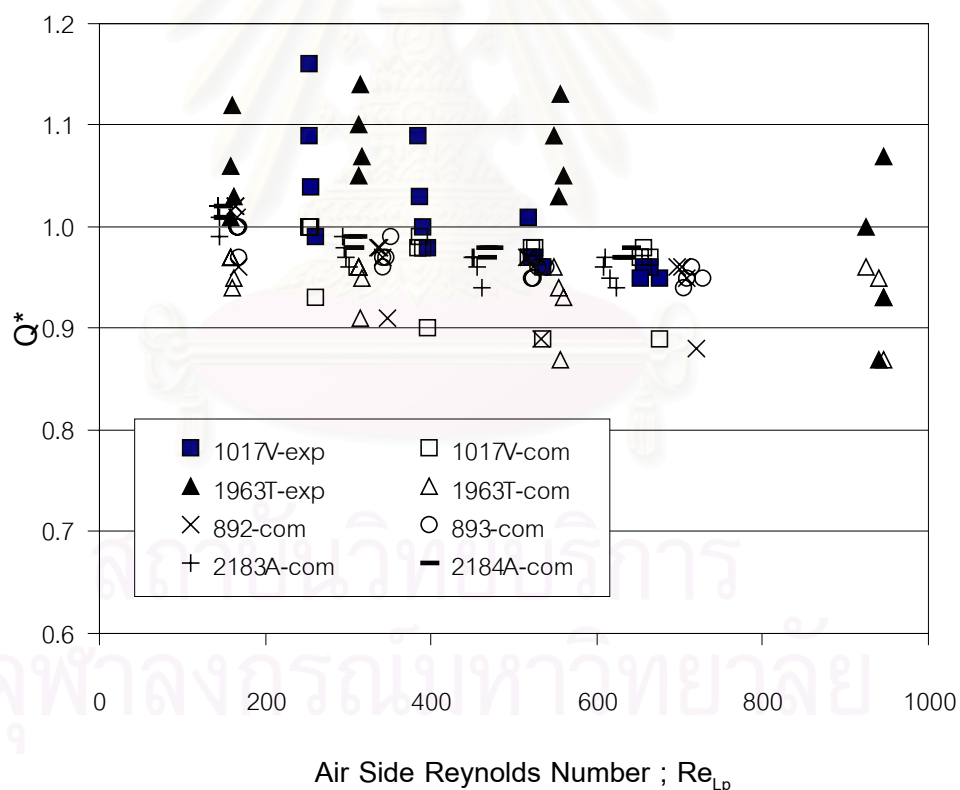


รูปที่ 5.30 กราฟเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2184A กับค่า Re_{Lp} ของอากาศ

5.3 การวิเคราะห์ความคลาดเคลื่อนของโปรแกรม

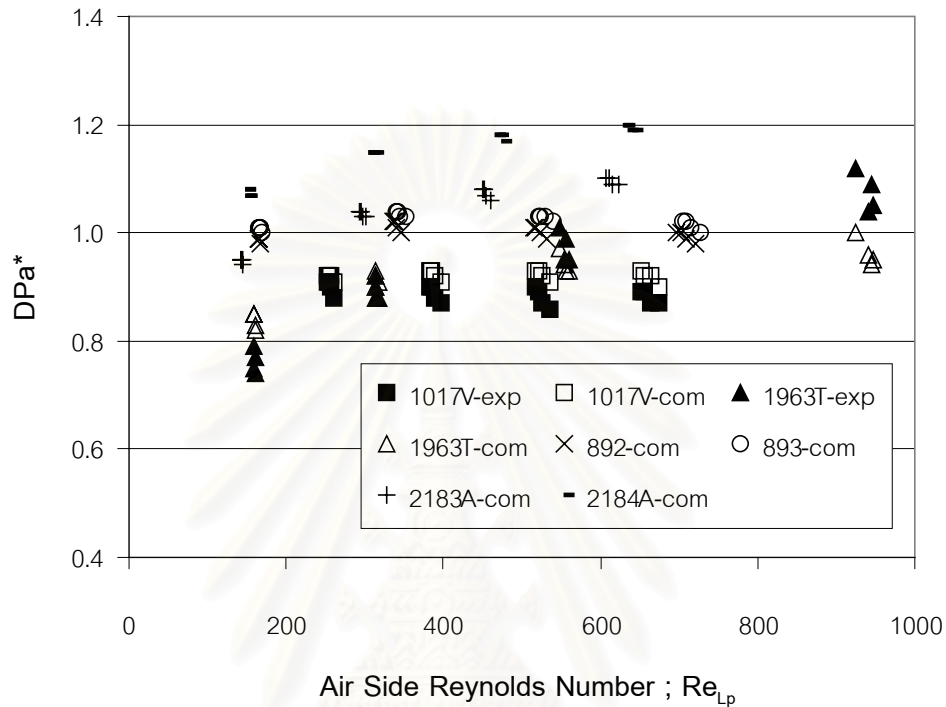
ในหัวข้อนี้จะทำการวิเคราะห์ความถูกต้องของโปรแกรม (ข้อมูลจากรายที่ ก.1 ถึง ก.6 ในภาคผนวก ก) โดยนำผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC มาเปรียบเทียบกับข้อมูลทั้งหมด 128 ค่า แบ่งเป็นข้อมูลที่ได้จากผลการทดลอง 32 ค่า และข้อมูลที่ได้จากผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ 96 ค่า

เนื่องจากผลที่นำมาเทียบเคียงมีมากกว่า 1 แหล่ง จึงใช้ตัวแปรไร้มิติในการเปรียบเทียบเพื่อความสะดวกในการพิจารณา โดยในการเปรียบเทียบด้านการถ่ายเทความร้อน จะใช้อัตราส่วนระหว่างปริมาณความร้อนที่ได้จากแหล่งข้อมูล (ผลการทดลองและผลการคำนวณจากโปรแกรมทางพาณิชย์) ต่อปริมาณความร้อนที่คำนวณจากโปรแกรม CU-RPC (Q^*) ดังแสดงในรูปที่ 5.31



รูปที่ 5.31 ความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนของหม้อน้ำรถยนต์ด้วยโปรแกรม CU-RPC

ส่วนความคลาดเคลื่อนความดันตกคร่อมด้านอากาศ จะใช้อัตราส่วนระหว่างค่าความดันตกคร่อมที่ได้จากแหล่งข้อมูล ต่อค่าความดันตกคร่อมที่คำนวณจากโปรแกรม CU-RPC (DPa^*) ดังแสดงในรูปที่ 5.32



รูปที่ 5.32 ความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์ด้วยโปรแกรม CU-RPC

จากรูปข้างต้นจะแสดงเปรียบเทียบค่าความคลาดเคลื่อน โดยใช้ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC เป็นเกณฑ์ เนื่องจากผลการทดลองมีจำนวนไม่มากพอ แต่ในการคำนวณค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยจะใช้ค่าที่ได้จากผลการทดลองเป็นเกณฑ์ ดังแสดงในตารางที่ 5.2 และตารางที่ 5.3 ส่วนในตารางที่ 5.4 จะแสดงค่าความคลาดเคลื่อนเฉลี่ยเมื่อใช้ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์เป็นเกณฑ์

ตารางที่ 5.2 การเปรียบเทียบความคลาดเคลื่อนจากการคำนวณอัตราการถ่ายเท ความร้อนในหม้อน้ำรถยนต์ กับผลที่ได้จากการทดลอง

ค่าเบี่ยงเบน	โปรแกรม CU-RPC	โปรแกรมเชิงพาณิชย์
Average Deviation	-4.47 %	-7.12 %
Mean Deviation	5.87 %	7.84 %

ตารางที่ 5.3 การเปรียบเทียบความคลาดเคลื่อนของการคำนวณ ความดันตกคร่อมด้าน อากาศในหม้อน้ำรถยนต์ กับผลที่ได้จากการทดลอง

ค่าเบี่ยงเบน	โปรแกรม CU-RPC	โปรแกรมเชิงพาณิชย์
Average Deviation	14.55 %	1.15 %
Mean Deviation	16.63 %	4.88 %

ตารางที่ 5.4 การเปรียบเทียบความคลาดเคลื่อนของการคำนวณ อัตราการถ่ายเท ความร้อนและความดันตกคร่อมด้านอากาศในหม้อน้ำรถยนต์ ด้วยโปรแกรม CU-RPC เทียบกับผลของโปรแกรมเชิงพาณิชย์

ค่าเบี่ยงเบน	ปริมาณความร้อน ที่ถ่ายเทได้	ความดันตกคร่อม ด้านอากาศ
Average Deviation	3.71 %	0.05 %
Mean Deviation	3.99 %	6.73 %

บทที่ 6

บทสรุป และข้อเสนอแนะ

จากการเปรียบเทียบผลการคำนวณจากโปรแกรมของงานวิจัยนี้ ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ และผลการทดลอง ที่นำเสนอในบทที่ 5 เราสามารถสรุปผลได้ดังต่อไปนี้

6.1 การเปรียบเทียบปริมาณการถ่ายเทความร้อน

- 6.1.1 ผลจากการคำนวณปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ด้วยโปรแกรม CU-RPC เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 5.87 %
- 6.1.2 ผลจากการคำนวณปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้จากโปรแกรมเชิงพาณิชย์ เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 7.84 %
- 6.1.3 ผลจากการคำนวณปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้จากโปรแกรม CU-RPC เมื่อเปรียบเทียบกับ ผลจากการคำนวณด้วยโปรแกรมเชิงพาณิชย์ พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 3.99 %
- 6.1.4 เมื่อเปรียบเทียบผลจากการคำนวณปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้จากโปรแกรม CU-RPC ส่วนใหญ่มีค่าใกล้เคียงกับ ผลที่ได้จากการทดลอง มากกว่าผลที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรมเชิงพาณิชย์ของบริษัทผลิตหม้อน้ำ โดยมีค่าที่ต่ำกว่าผลจากการทดลอง แต่สูงกว่าผลที่ได้จากโปรแกรมเชิงพาณิชย์
- 6.1.5 เมื่อการไหลของน้ำหล่อเย็นเป็นการไหลแบบราบเรียบ ค่าการถ่ายเทความร้อนจากโปรแกรม CU-RPC มีค่าที่สูงกว่าค่าที่ได้จากโปรแกรมเชิงพาณิชย์อย่างเห็นได้ชัด อย่างไรก็ตามผลจากโปรแกรม CU-RPC ยังมีค่าที่ต่ำกว่าผลจากการทดลอง
- 6.1.6 เมื่อการไหลของอากาศมีค่า Reynolds Number มากกว่าประมาณ 900 ค่าการถ่ายเทความร้อนจากโปรแกรม CU-RPC มีแนวโน้มสูงกว่าทั้งค่าที่ได้จากผลการทดลอง และผลจากการคำนวณของโปรแกรมเชิงพาณิชย์

6.2 การเปรียบเทียบความดันตกคร่อมด้านอากาศ

- 6.2.1 ผลจากการคำนวณความดันตกคร่อมด้านอากาศด้วยโปรแกรม CU-RPC เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 16.63 %
- 6.2.2 ผลจากการคำนวณความดันตกคร่อมด้านอากาศด้วยโปรแกรมเชิงพาณิชย์ เมื่อเปรียบเทียบกับผลการทดลอง พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 4.88 %
- 6.2.3 ผลจากการคำนวณค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศด้วยโปรแกรม CU-RPC เมื่อเปรียบเทียบกับผลจากการคำนวณด้วยโปรแกรมเชิงพาณิชย์ พบว่ามีความคลาดเคลื่อนเฉลี่ย 6.73 %
- 6.2.4 ค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศที่คำนวณจากโปรแกรม CU-RPC มีค่าใกล้เคียงกับค่าจากผลการทดลองพอสมควร และมีค่าใกล้เคียงกับค่าที่ได้จากการคำนวณของโปรแกรมทางพาณิชย์ของบริษัทค่อนข้างมาก
- 6.2.5 อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น และปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทได้ ไม่มีผลต่อค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศ

6.3 ขอบเขตการใช้งานของโปรแกรม

- 6.3.1 โปรแกรมที่พัฒนานี้สามารถคำนวณสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์ที่ให้ผลการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อน อุณหภูมิที่ทางออก และความดันตกคร่อมด้านอากาศ
- 6.3.2 หม้อน้ำรถยนต์เป็นหม้อน้ำชนิดหลอดมีครีปเป็นแผ่นลูกฟูก โดยเป็นได้ทั้งแบบหลอดตรง หรือแบบหลอดตั้ง และต้องเป็นหม้อน้ำใหม่
- 6.3.3 เมื่อกำหนดขอบเขตจากผลการทดลอง สามารถทำการคำนวณได้ในช่วงค่า Re_{Lp} ของอากาศระหว่าง 150 ถึง 9000 และในช่วงค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นระหว่าง 1500 ถึง 8000
- 6.3.4 เมื่อพิจารณาจากข้อกำหนดของความสัมพันธ์และสมการที่ใช้ สามารถทำการคำนวณได้ในช่วงค่า Re_{Lp} ของอากาศระหว่าง 100 ถึง 3000 และในช่วงค่า Re_{Dh} ของน้ำหล่อเย็นระหว่าง 500 ถึง 6000

6.4 ข้อเสนอแนะ

- 6.4.1 เนื่องจากในงานวิจัยนี้มีผลที่ได้จากการทดลองจำนวนที่น้อยเกินไป ได้แก่ ข้อมูลจากหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V และ 1963T ทั้งหมด 32 ข้อมูล ทำให้การสรุปผลความสัมพันธ์ระหว่างมิติและโครงสร้างของหม้อน้ำที่มีต่อสมรรถนะของหม้อน้ำรถยนต์ไม่ชัดเจนนัก โดยเฉพาะในเรื่องความดันตกคร่อมด้านอากาศ ดังนั้นในการศึกษาต่อไป จึงควรเพิ่มจำนวนข้อมูลการทดลองให้หลากหลาย เช่น ลักษณะของครีบน้ำ หลอดน้ำ วัสดุที่ใช้ และการจัดเรียงของโครงสร้าง ฯลฯ
- 6.4.2 ในการทดสอบหม้อน้ำรถยนต์ด้วยอุโมงค์ลม ได้ควบคุมปริมาณของอากาศให้คงที่ โดยวงจรของอากาศจะเป็นระบบปิด แต่สำหรับการใช้งานจริงแล้ว ปริมาณอากาศที่ไหลผ่านหม้อน้ำขึ้นอยู่กับความเร็วของรถยนต์ ซึ่งจะมีผลต่อความดันตกคร่อมด้านอากาศโดยตรง อันจะทำให้ปริมาณของอากาศไม่คงที่ เพื่อที่จะทำให้ผลการทดสอบของหม้อน้ำใกล้เคียงกับความเป็นจริง ควรจะให้วงจรด้านอากาศเป็นแบบระบบเปิด โดยควบคุมความเร็วของอากาศที่ด้านหน้าหม้อน้ำ
- 6.4.3 เนื่องจากสภาพอากาศในการทดสอบหม้อน้ำ มีอุณหภูมิ และความชื้นที่สูง ควรเพิ่มอุปกรณ์ที่ช่วยควบคุมอุณหภูมิและความชื้นของอากาศ ให้ได้ตามสภาวะที่ต้องการทดสอบจริง
- 6.4.4 ถึงแม้ว่าการถ่ายเทความร้อนด้านน้ำหล่อเย็นจะมีผลต่อการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดของหม้อน้ำไม่มากนัก แต่จะมีผลที่เห็นได้ชัดขึ้น เมื่อปริมาณอากาศที่ไหลผ่านหม้อน้ำลดลง และค่าความดันตกคร่อมด้านน้ำหล่อเย็นก็มีผลต่อสมรรถนะของหม้อน้ำ จึงควรทำศึกษาต่อให้มากยิ่งขึ้น

รายการอ้างอิง

ภาษาไทย

สุธี โปษะอนุกุล. การศึกษาความต้านทานเพลิงในหม้อน้ำรถยนต์.

วิทยานิพนธ์ปริญญาโทบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2545

ภาษาอังกฤษ

Bejan, A. Heat Transfer. New York : 1997.

Chang, Y. J., and Wang, C. C. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. Int. J. Heat Mass Transfer 40 (1997) : 533-544.

Chang, Y. J., Wang, C. C., and Chang, W. J. Heat transfer and flow characteristics of automotive brazed aluminum heat exchangers. ASHRAE Trans. 100 (1994) : 643-652.

Chang, Y. J., et al. A generalized friction correlation for louver fin geometry. Int. J. Heat Mass Transfer 43 (2000) : 2237-2243.

Davenport, C. J. Heat transfer and fluid flow in louvered triangular ducts. Doctoral dissertation, Coventry (Lancaster) Polytechnic, 1987.

Gnielinski, V. New equation for heat and mass transfer in turbulent pipe and channel flow. Int. Chem. Engng. 16 (1976) : 359-368.

Hagen, K. D. Heat Transfer with Applications. New Jersey : Prentice Hall, 1999.

Hodge, B. K., and Taylor, R. P. Analysis and Design of Energy Systems. 3 rd. New Jersey : Prentice Hall, 1999.

Kakac, S., and Liu, H. Heat Exchangers Selection, Rating, and Thermal Design. Washington : CRC Press, 1999.

Kays, W. M., and London, A. L. Compact Heat Exchangers. 3 rd. New York : McGraw-Hill, 1984.

Olsson, C. -O., and Sunden, B. Heat transfer and pressure drop characteristics of ten radiator tubes. Int. J. Heat Mass Transfer 39 (1996) : 3211-3220.

Wang, C. C., et al. An experimental study of heat transfer and friction characteristics of typical louver fin and tube heat exchangers. Int. J. Heat Mass Transfer 41 (1998) : 817-822.

Webb, R. L., and Jung, S. -H. Air-side performance of enhanced brazed aluminum heat exchangers. ASHRAE Trans. 98, Pt 2 (1992) : 391-401.



ภาคผนวก

สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ก

ข้อมูลผลการคำนวณของหม้อน้ำรถยนต์

ตารางที่ ก.1 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อน และค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1017V

No.	Re _{Dh}	Re _{Lp}	Q/ A _{fr} ·ITD [W / m ² ·°C]			Air Pressure Loss [Pa]		
			EXP	RPC	COM	EXP	RPC	COM
1	1736.60	259.81	2561.76	2496.86	2291.73	78.81	96.84	80.73
2	1702.32	387.53	3104.05	3034.96	2697.06	135.09	164.27	141.47
3	1694.10	518.43	3455.63	3392.04	2963.45	201.75	244.88	212.39
4	1679.44	648.36	3672.14	3670.92	3167.05	283.69	335.47	292.47
5	3071.03	256.15	3177.94	2972.46	2818.00	81.07	97.70	82.07
6	3030.84	384.34	3895.62	3749.85	3510.90	137.31	167.60	144.16
7	2991.14	514.30	4396.32	4348.55	4016.96	205.83	250.00	216.68
8	2976.42	643.91	4793.71	4829.28	4405.19	282.77	342.85	298.42
9	4419.46	255.01	3631.35	3179.77	2993.98	82.34	98.25	82.53
10	4362.66	383.26	4420.75	4122.51	3819.52	140.75	169.33	145.17
11	4302.62	512.31	4989.42	4859.16	4453.10	210.54	252.52	218.43
12	4295.38	640.41	5551.65	5489.19	4959.57	292.19	346.23	301.05
13	5776.40	253.72	3940.63	3287.84	3086.47	82.14	98.19	82.75
14	5726.51	383.44	4879.76	4382.27	3988.09	141.39	171.04	145.72
15	5700.78	510.16	5525.22	5178.06	4698.51	214.60	253.76	219.42
16	5670.62	638.91	6083.71	5911.58	5279.13	293.81	348.74	302.57

Q/ A_{fr}·ITD = อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อ พื้นด้านหน้าของหม้อน้ำ กับอุณหภูมิเข้า
แตกต่างกัน

EXP = ผลจากการทดลอง

RPC = ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC

COM = ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์

ตารางที่ ก.2 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อน และค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 1963T

No.	Re _{Dh}	Re _{Lp}	Q/ A _{fr} ·ITD [W / m ² ·°C]			Air Pressure Loss [Pa]		
			EXP	RPC	COM	EXP	RPC	COM
1	2035.78	158.94	2074.63	1848.39	1738.46	35.00	43.97	37.52
2	1968.26	311.60	3119.56	2708.90	2482.24	97.60	103.96	97.44
3	1910.89	552.92	3916.44	3436.48	3178.89	232.30	226.85	218.33
4	1895.33	939.08	4347.66	4033.23	3533.54	545.10	483.18	472.94
5	3385.76	158.68	2146.76	2031.84	1965.32	35.10	44.64	38.15
6	3315.21	313.64	3556.80	3221.88	3087.44	98.70	107.69	99.69
7	3259.57	548.69	4747.59	4342.68	4403.39	232.90	231.46	223.78
8	3259.63	924.51	5404.36	5424.71	5195.92	545.70	487.31	485.62
9	5064.56	161.42	2182.76	2129.46	2027.07	34.20	45.94	38.30
10	4966.65	316.79	3701.28	3468.33	3281.76	97.40	110.58	100.38
11	4900.53	559.19	5107.86	4861.89	4870.68	230.50	241.84	225.73
12	4993.36	946.72	5909.17	6323.30	5904.95	539.40	514.58	490.77
13	8254.76	158.19	2153.27	2132.23	2070.40	33.60	44.97	38.40
14	8147.69	313.30	3754.79	3581.17	3426.58	96.70	109.82	100.89
15	8110.43	554.42	5305.78	5163.72	5244.51	229.30	241.73	227.31
16	8226.50	940.06	6002.28	6865.35	6499.41	535.80	515.99	495.08

Q/ A_{fr}·ITD = อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อ พื้นด้านหน้าของหม้อน้ำ กับอุณหภูมิเข้า
แตกต่างกัน

EXP = ผลจากการทดลอง

RPC = ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC

COM = ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์

ตารางที่ ก.3 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อน และค่าความดันตกคร่อมด้าน
อากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 892

No.	Re _{Dh}	Re _{LP}	Q/ A _{fr} ·ITD [W / m ² ·°C]		Air Pressure Loss [Pa]	
			RPC	COM	RPC	COM
1	1675.76	166.57	1793.83	1717.45	43.50	42.65
2	1602.71	345.33	2694.44	2439.91	110.31	110.57
3	1562.98	530.29	3182.89	2822.30	196.60	195.08
4	1536.78	717.86	3507.87	3088.54	299.87	293.69
5	2577.16	165.33	1920.67	1932.81	43.62	43.07
6	2487.21	341.07	3090.37	2994.89	110.74	112.19
7	2432.18	523.20	3810.60	3641.48	197.43	198.23
8	2395.74	708.83	4289.50	4076.59	301.14	298.33
9	3481.65	164.61	1973.07	2003.53	43.68	43.21
10	3379.86	338.25	3292.22	3229.20	110.95	112.86
11	3312.54	518.14	4169.33	4038.22	197.90	199.72
12	3265.33	701.76	4786.84	4616.95	301.93	300.84
13	4387.81	164.17	2004.77	2040.62	43.71	43.29
14	4277.85	336.38	3426.77	3362.00	111.10	113.25
15	4201.11	514.57	4423.75	4274.17	198.23	200.61
16	4145.00	696.55	5155.26	4950.13	302.51	302.37

Q/ A_{fr}·ITD = อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อ พื้นด้านหน้าของหม้อน้ำ กับอุณหภูมิเข้า
แตกต่างกัน

RPC = ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC

COM = ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์

ตารางที่ ก.4 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้าน
อากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 893

No.	Re _{Dh}	Re _{Lp}	Q/ A _{fr} ·ITD [W / m ² ·°C]		Air Pressure Loss [Pa]	
			RPC	COM	RPC	COM
1	2248.30	168.46	1694.33	1639.13	32.59	32.62
2	2184.31	351.92	2320.46	2298.90	82.58	84.74
3	2146.13	539.08	2696.05	2583.23	147.23	149.81
4	2120.25	728.04	2951.50	2817.85	224.58	225.69
5	3448.79	167.01	1798.48	1795.42	32.68	32.91
6	3345.16	345.03	2807.92	2719.65	83.09	85.89
7	3281.85	528.62	3427.84	3295.42	148.22	152.11
8	3239.29	715.17	3846.19	3695.43	226.10	229.41
9	4654.32	166.22	1855.59	1855.51	32.73	33.01
10	4536.78	342.37	2997.00	2894.08	83.29	86.32
11	4459.66	524.07	3749.22	3580.22	148.65	153.04
12	4404.97	708.90	4284.48	4079.04	226.83	230.96
13	5862.52	165.78	1887.64	1889.74	32.75	33.05
14	5736.20	340.77	3111.94	2998.72	83.41	86.59
15	5649.50	521.15	3955.40	3757.00	148.92	153.62
16	5585.79	704.74	4577.00	4323.27	227.32	231.95

Q/ A_{fr}·ITD = อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อ พื้นด้านหน้าของหม้อน้ำ กับอุณหภูมิเข้า

แตกต่างกัน

RPC = ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC

COM = ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์

ตารางที่ ก.5 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้าน
อากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2183A

No.	Re _{Dh}	Re _{Lp}	Q/ A _{fr} ·ITD [W / m ² ·°C]		Air Pressure Loss [Pa]	
			RPC	COM	RPC	COM
1	1562.49	145.33	1724.59	1712.55	36.02	33.97
2	1500.16	300.90	2602.51	2488.91	91.34	93.87
3	1464.44	461.08	3109.27	2931.33	163.08	173.43
4	1439.61	623.22	3463.30	3252.40	249.20	270.87
5	2398.16	144.12	1825.62	1842.02	36.11	34.19
6	2321.19	297.24	2903.34	2823.47	91.67	94.77
7	2272.27	455.15	3592.29	3437.72	163.75	175.27
8	2238.46	615.71	4070.49	3863.22	250.24	273.65
9	3237.84	143.56	1872.61	1905.78	36.15	34.30
10	3152.44	295.29	3064.52	3017.93	91.82	95.27
11	3094.73	451.71	3873.84	3762.67	164.10	176.43
12	3052.89	610.88	4462.58	4306.51	250.86	275.64
13	4078.82	143.21	1902.52	1939.86	36.18	34.35
14	3987.55	293.97	3173.64	3127.78	91.94	95.56
15	3923.25	449.28	4072.83	3953.05	164.37	177.10
16	3875.07	607.37	4748.76	4573.78	251.35	276.84

Q/ A_{fr}·ITD = อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อ พื้นด้านหน้าของหม้อน้ำ กับอุณหภูมิเข้า
แตกต่าง

RPC = ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC

COM = ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์

ตารางที่ ก.6 การเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้าน
อากาศของหม้อน้ำรถยนต์รุ่น 2184A

No.	Re _{Dh}	Re _{Lp}	Q/ A _{fr} ·ITD [W / m ² ·°C]		Air Pressure Loss [Pa]	
			RPC	COM	RPC	COM
1	3152.33	150.32	1533.02	1546.09	28.59	30.64
2	3050.48	310.78	2248.30	2221.69	72.79	83.51
3	2991.28	475.04	2666.44	2620.89	130.16	152.82
4	2948.88	640.83	2967.10	2919.02	199.05	236.93
5	4825.08	149.19	1625.08	1640.30	28.67	30.80
6	4700.03	307.65	2498.87	2459.99	73.06	84.11
7	4619.68	470.04	3062.92	2989.63	130.73	154.08
8	4562.71	634.53	3464.16	3370.58	199.96	238.87
9	6505.01	148.66	1668.61	1686.13	28.71	30.87
10	6367.18	306.03	2629.01	2583.28	73.20	84.42
11	6273.75	467.29	3282.50	3188.74	131.04	154.76
12	6204.61	630.71	3767.42	3639.48	200.50	240.01
13	8188.93	148.45	1685.16	1713.47	28.72	30.91
14	8045.25	305.35	2684.43	2659.36	73.26	84.61
15	7945.14	466.03	3382.88	3314.48	131.19	155.19
16	7869.28	628.87	3913.36	3812.44	200.77	240.75

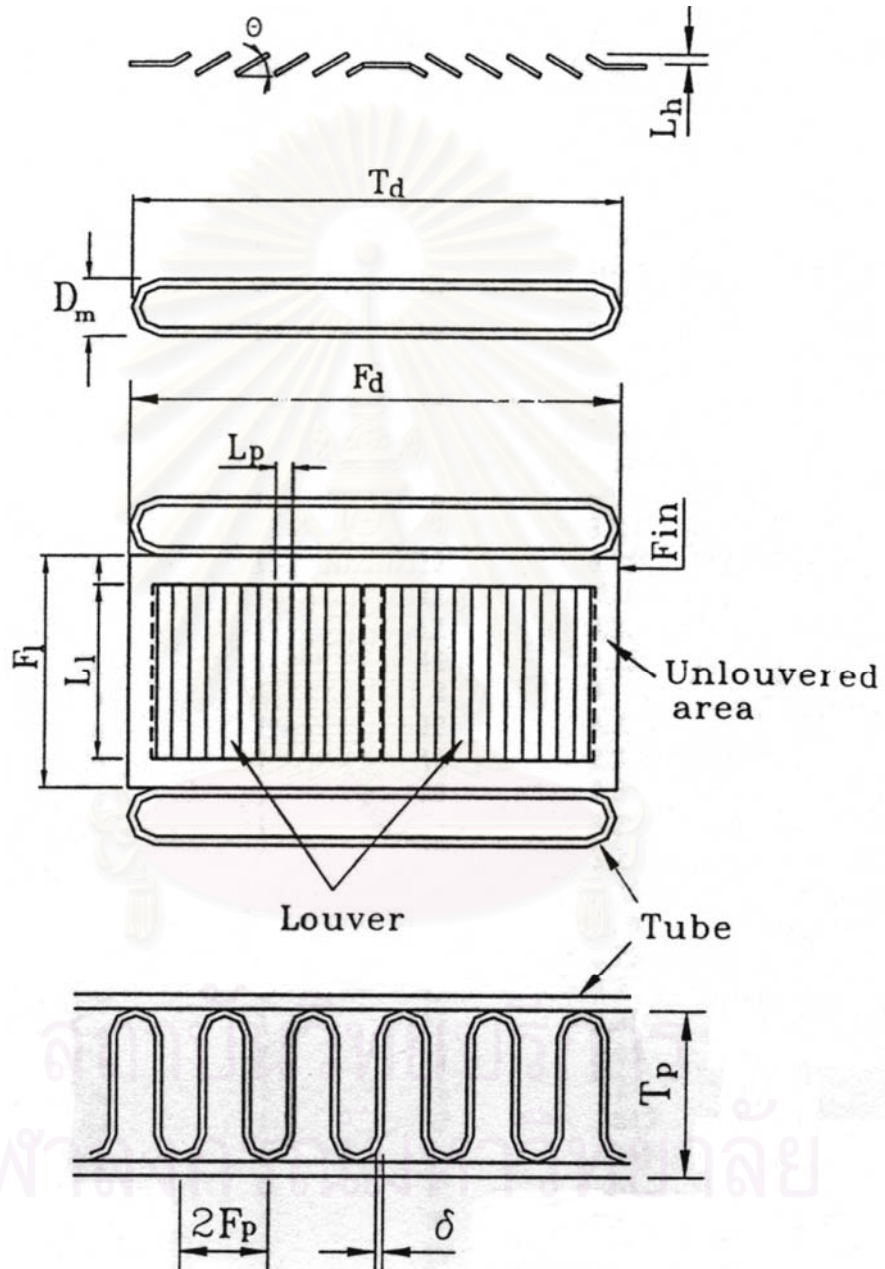
Q/ A_{fr}·ITD = อัตราการถ่ายเทความร้อนต่อ พื้นด้านหน้าของหม้อน้ำ กับอุณหภูมิเข้า
แตกต่างกัน

RPC = ผลการคำนวณจากโปรแกรม CU-RPC

COM = ผลการคำนวณจากโปรแกรมเชิงพาณิชย์

ภาคผนวก ข

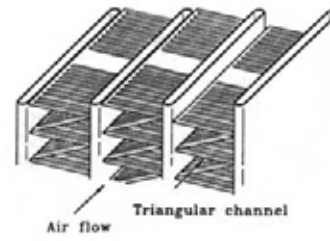
ลักษณะทางกายภาพของครีบบแบบลูกฟูก



รูปที่ ข.1 รายละเอียดของครีบบ

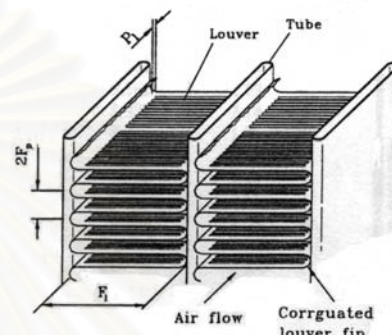
Type A

Corrugated louver with
triangular channel



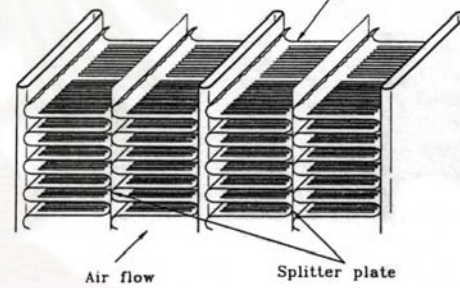
Type B

Corrugated louver with
rectangular channel



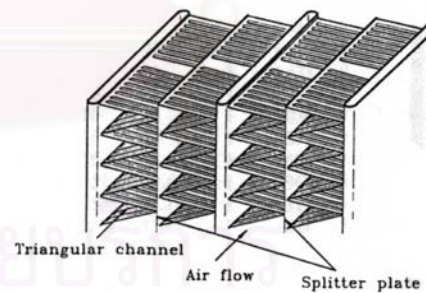
Type C

Corrugated louver with splitter
plate and rectangular channel

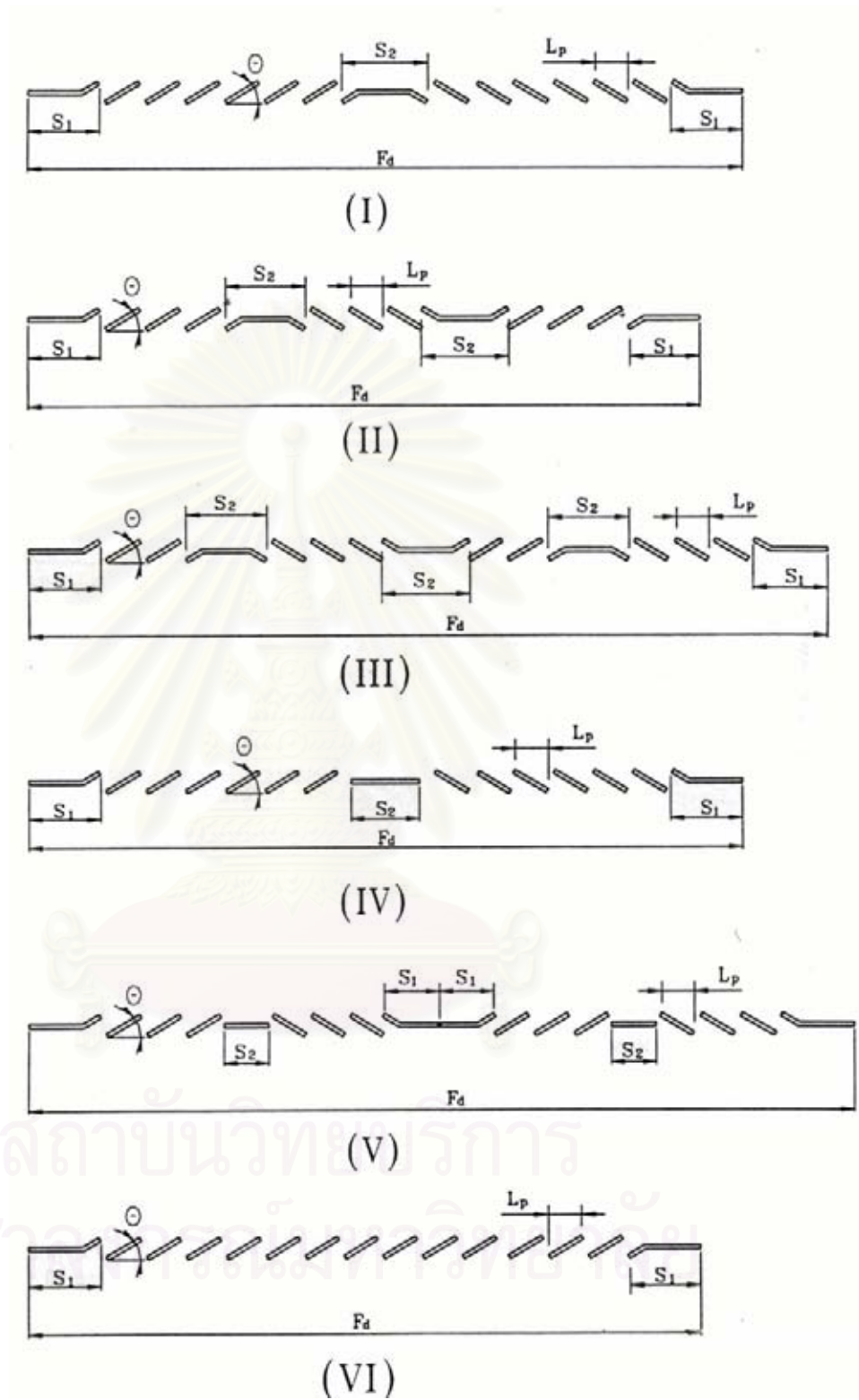


Type D

Corrugated louver with splitter
plate and triangular channel



รูปที่ ข.2 ประเภทของครีบบีบแบบลูกฟูก



รูปที่ ข.3 การจัดเรียงของเกล็ดบนครีบบนคานแบบลูกฟูก

ภาคผนวก ค

ตัวอย่างการคำนวณ

ตัวอย่างที่ 1 กำหนดให้หม้อน้ำรถยนต์มีรายละเอียดดังตารางข้างล่าง โดยกำหนดอัตราการไหลของน้ำเท่ากับ 1.0 kg/s และของอากาศเท่ากับ 1.0 kg/s อุณหภูมิที่ทางเข้าของน้ำเท่ากับ 80 °C และของอากาศเท่ากับ 20 °C จงหาอัตราการถ่ายเทความร้อนและค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศของหม้อน้ำรถยนต์

Core Dimension

Flow Type	Vertical
Core Width (W)	400.0 mm
Core Height (H)	500.0 mm
Tube Pitch (T _p)	10.0 mm
Fin Pitch (F _p)	2.0 mm
Bypass Length (b)	5 mm
No. of Core Rows (N _r)	3
No. of Fin Rows (N _f)	40
No. of Tubes/Row (N _t)	39

Tube Dimension

Tube Material	Cu
Major Diameter (D _m)	2.0 mm
Tube Depth (T _d)	10.0 mm
Tube Length (T _l)	400.0 mm
Tube Thickness (T _t)	0.1 mm

Fin Dimension

Fin Material	Cu
Fin Length (F _l)	8.0 mm
Fin Depth (F _d)	40.0 mm

Fin Thickness (F_t)	0.05	mm
Louver Length (L_l)	7.0	mm
Louver Pitch (L_p)	1.0	mm
Louver Angle (L_a)	25.0	degree

1) การคำนวณทางเรขาคณิตของหม้อน้ำ

พื้นที่ด้านหน้าของหม้อน้ำ (Frontal Area)

$$\begin{aligned} A_{fr} &= H \times W \\ &= (500.0)(400.0) = 200000.0 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

จำนวนแผ่นครีบบทังหมด

$$\begin{aligned} Nof &= N_l(T_l - b) / F_p \\ &= (40)(500.0 - 5.0) / (2.0) = 9800 \end{aligned}$$

พื้นที่ที่น้อยที่สุดที่อากาศไหลผ่านได้อย่างอิสระ (Minimum Free-flow Area)

$$\begin{aligned} A_{min} &= Afr - (D_m \times H \times N_l) + (F_l \times F_l \times Nof) \\ &= 200000.0 - (2.0 \times 500.0 \times 39) + (0.05 \times 8.0 \times 9800) \\ &= 157080.0 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

อัตราส่วนการหดตัวของอากาศ (Contraction Ratio)

$$\begin{aligned} \sigma &= A_{min} / A_{fr} \\ &= (157080.0) / (200000.0) = 0.7854 \end{aligned}$$

พื้นที่ถ่ายเทความร้อนของครีบบทังหมด (Fin Area)

$$\begin{aligned} A_f &= (2 \times F_l \times F_d \times Nof) \\ &= (2)(8.0)(40.0)(9800) = 6272000.0 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

พื้นที่ผิวภายในทั้งหมดของหลอดน้ำ (Inner Tube Surface)

$$\begin{aligned} A_{ti} &= (2(T_d - D_m) + \pi(D_m - 2T_l))(T_l \times N_l \times N_l) \\ &= (2 \times (10.0 - 2.0) + 3.14159 \times (2.0 - 2 \times 0.1)) (500.0 \times 39 \times 3) \end{aligned}$$

$$= 1266809.7 \text{ mm}^2$$

พื้นที่ผิวภายนอกทั้งหมดของหลอดน้ำ (Outer Tube Surface)

$$\begin{aligned} A_{t_o} &= (2(T_m - D_m) + \pi D_m)(T_f \times N_f \times N_r) \\ &= (2(10.0-2.0) + (3.14159)(2.0)) (500.0) (39) (3) = 1303566.3 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

พื้นที่ผิวเฉลี่ยทั้งหมดของหลอดน้ำ (Mean Tube Surface)

$$\begin{aligned} A_{t_m} &= (A_f + A_{t_o}) / 2 \\ &= (1266809.7 + 1303566.3) / 2 = 1285188.0 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

พื้นที่หน้าตัดภายในทั้งหมดของหลอดน้ำ (Tube Cross-sectional Area)

$$\begin{aligned} A_{t_c} &= ((T_d - D_m)(D_m - 2T_f) + (\pi/4)(D_m - 2T_f)^2)(N_f \times N_r) \\ &= ((10.0-2.0)(2.0-2 \times 0.1) + (3.14159/4)(2.0-2 \times 0.1)^2)(39)(3) \\ &= 1850.2 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

พื้นที่ถ่ายเทความร้อนทั้งหมดของอากาศ (Overall Thermal Surface)

$$\begin{aligned} A_o &= A_f + A_{t_o} \\ &= 6272000.0 + 1303566.3 \\ &= 7575566.3 \text{ mm}^2 \end{aligned}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางเสมือนของหลอดน้ำ (Hydraulic Diameter of Tube)

$$\begin{aligned} D_{h,t} &= (4A_{t_c} \times T_f) / A_{t_i} \\ &= (4)(1850.2)(500.0) / (1266809.7) = 2.9210 \text{ mm} \end{aligned}$$

เส้นผ่านศูนย์กลางเสมือนของแผ่นครีป (Hydraulic Diameter of Fin Array)

$$\begin{aligned} D_{h,f} &= (4A_{\min} \times F_d) / A_o \\ &= (4)(157080.0)(40.0) / (7575566.3) = 3.3176 \text{ mm} \end{aligned}$$

2) ตรวจสอบความเป็นไปได้ทางเทอร์โมไดนามิก

คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิทางเข้า 80 °C

$$\begin{aligned}\rho_{w,i} &= 972.528 \text{ kg/m}^3 \\ cp_{w,i} &= 4221.802 \text{ J/(kg}\cdot\text{°C)}\end{aligned}$$

อัตราความจุความร้อนของน้ำมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned}C_{w,i} &= m_w \times cp_{w,i} \\ &= (1.0)(4221.802) = 4221.8 \text{ W/°C}\end{aligned}$$

คุณสมบัติของอากาศที่อุณหภูมิทางเข้า 20 °C

$$\begin{aligned}\rho_{a,i} &= 1.1928 \text{ kg/m}^3 \\ cp_{a,i} &= 1004.1023 \text{ kJ/(kg}\cdot\text{°C)}\end{aligned}$$

อัตราความจุความร้อนของอากาศมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned}C_{a,i} &= m_a \times cp_{a,i} \\ &= (1.0)(1004.1023) = 1004.1 \text{ W/°C}\end{aligned}$$

จะได้ว่า

$$\begin{aligned}C_{\max} &= C_{w,i} = 4221.8 \text{ W/°C} \\ C_{\min} &= C_{a,i} = 1004.1 \text{ W/°C}\end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้

$$\begin{aligned}q_{\max} &= C_{\min}(T_{w,i} - T_{a,i}) \\ &= (1004.1)(80.0 - 20.0) = 60246.0 \text{ W}\end{aligned}$$

อุณหภูมิของน้ำที่ทางออกต่ำสุดที่เป็นไปได้

$$\begin{aligned}T_{w,o} &= T_{w,i} - (Q_{\max}/C_{w,i}) \\ &= 80.0 - (60246.0)/(4221.8) = 65.7 \text{ °C}\end{aligned}$$

อุณหภูมิของอากาศที่ทางออกสูงสุดที่เป็นไปได้

$$\begin{aligned}T_{a,o} &= T_{a,i} + (Q_{\max}/C_{a,i}) \\ &= 20.0 + (60246.0)/(1004.1) = 60.0 \text{ °C}\end{aligned}$$

จากกฎทางเทอร์โมไดนามิก

$$T_{w,o(\text{poss})} \geq T_{a,i} \quad \text{และ} \quad T_{a,o(\text{poss})} \leq T_{w,i}$$

พบว่า $65.7 \geq 20.0$ และ $60.0 \leq 60.0$ เป็นจริง

ดังนั้น จะสามารถหาค่าสมรรถนะทางความร้อนได้ตามสภาวะที่กำหนดได้

3) สมมติค่าเริ่มต้น

สมมติให้ปริมาณความร้อนเริ่มต้นเท่ากับปริมาณความร้อนสูงสุดที่เป็นไปได้

$$\begin{aligned} Q_{\text{pred}} &= Q_{\text{max}} \\ &= 60246.0 \text{ W} \end{aligned}$$

และอุณหภูมิที่ทางออกของน้ำหล่อเย็นและอากาศเท่ากับอุณหภูมิที่ทางเข้า ดังนั้นอุณหภูมิเฉลี่ยของน้ำหล่อเย็นและอากาศหล่อเย็นเริ่มต้นจะเท่ากับ

$$T_{w,m} = 80 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{a,m} = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

4) การคำนวณสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำ

คุณสมบัติของน้ำที่อุณหภูมิเฉลี่ย $80.0 \text{ }^{\circ}\text{C}$ จากภาคผนวก จ.

$$\rho_{w,m} = 972.593 \text{ kg/m}^3$$

$$c_{p,w,m} = 4221.803 \text{ kJ/(kg}\cdot^{\circ}\text{C)}$$

$$\mu_{w,m} = 3.5024 \times 10^{-4} \text{ kg/(m}\cdot\text{s)}$$

$$k_{w,m} = 0.6690 \text{ W/(m}\cdot^{\circ}\text{C)}$$

$$Pr_{w,m} = 2.2103$$

อัตราความจุความร้อนมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned} C_w &= m_w \times c_{p,w,m} \\ &= (1.0)(4221.803) = 4221.803 \text{ W/}^{\circ}\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_w &= m_w / A_{t,c} \\ &= (1.0)(1850.2 \times 10^{-6}) = 540.482 \text{ kg/(m}^2\cdot\text{s)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_{\text{Dh,t}} &= (G_w)(D_{\text{h,t}}) / (\mu_{\text{w,m}}) \\ &= (540.482)(2.9210 \times 10^{-3}) / (3.5024 \times 10^{-4}) = 4507.610 \end{aligned}$$

หาค่า Nu_{Dh} จากสมการ (4.1) ของ Olsson

$$\begin{aligned} \text{Nu}_{\text{Dh}} &= 6.0647 - (4.3356 \times 10^{-4})(4507.610) + (1.0359 \times 10^{-6})(4507.610)^2 - \\ &\quad (8.75 \times 10^{-11})(4507.610)^3 \\ &= 17.1444 \end{aligned}$$

ดังนั้นสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของน้ำมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned} h_w &= (\text{Nu}_{\text{Dh,t}})(k_{\text{w,m}}) / (D_{\text{h,t}}) \\ &= (17.1444)(0.6690) / (2.921 \times 10^{-3}) = 3995.2194 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}) \end{aligned}$$

5) การคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ

คุณสมบัติของอากาศที่อุณหภูมิเฉลี่ย 35 °C จากภาคผนวก จ.

$$\begin{aligned} \rho_{\text{a,m}} &= 1.1928 \text{ kg}/\text{m}^3 \\ c_{\text{p,a,m}} &= 1004.1024 \text{ kJ}/(\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}) \\ \mu_{\text{a,m}} &= 1.8099 \times 10^{-5} \text{ kg}/(\text{m} \cdot \text{s}) \\ k_{\text{a,m}} &= 0.0258 \text{ W}/(\text{m} \cdot ^\circ\text{C}) \\ \text{Pr}_{\text{a,m}} &= 0.7033 \end{aligned}$$

อัตราการพาความร้อนของอากาศ

$$\begin{aligned} C_a &= m_a \times c_{\text{p,a,m}} \\ &= (1.0)(1004.1024) = 1004.1024 \text{ W}/^\circ\text{C} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_a &= m_a / A_{\text{min}} \\ &= (1.0)(157080.0 \times 10^{-6}) = 6.3662 \text{ kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s}) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_{\text{Dh,f}} &= (G_a)(D_{\text{h,f}}) / (\mu_{\text{a,m}}) \\ &= (6.3662)(2.921 \times 10^{-3}) / (1.8099 \times 10^{-5}) = 1027.442 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Re}_{Lp} &= (G_a)(L_p)/(\mu_{a,m}) \\ &= (6.3662)(1.0 \times 10^{-3})/(1.8835 \times 10^{-5}) = 351.743 \end{aligned}$$

หาค่า Colburn j-factor จากสมการ (3.35) ของ Chang และ Wang

$$\begin{aligned} j &= (351.743)^{-0.49} (25/90)^{0.27} (2.0/1.0)^{-0.14} (8.0/1.0)^{-0.29} \cdot \\ &\quad (10.0/1.0)^{-0.23} (7.0/1.0)^{0.68} (10.0/1.0)^{-0.28} (0.05/1.0)^{-0.05} \\ &= 0.02678 \end{aligned}$$

ดังนั้น สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศจะมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned} h_a &= (j)(G_a)(c_{p_{a,m}})/(\text{Pr}_{a,m}^{2/3}) \\ &= (0.02678)(6.3662)(1004.1024)/(0.7038^{2/3}) = 216.3562 \text{ W/(m}^2 \cdot \text{°C)} \end{aligned}$$

6) การคำนวณหาค่าประสิทธิผลทางความร้อนของพื้นผิว

จากสมการ (4.3) และ (4.4)

$$\begin{aligned} l_c &= F_1 / 2 \\ &= 8.0 / 2 = 4.0 \text{ mm} \\ m &= ((2 \times h_a) / (k_f \times F_1))^{1/2} \\ &= ((2 \times 216.3562) / (380 \times 0.05 \times 10^{-3}))^{1/2} = 150.912 \text{ m}^{-1} \end{aligned}$$

ประสิทธิภาพของแผ่นครีบจะมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned} \eta_f &= \tanh(m \times l_c) / (m \times l_c) \\ &= \tanh((150.912)(4.0 \times 10^{-3})) / (150.912)(4.0 \times 10^{-3}) = 0.8940 \end{aligned}$$

ดังนั้น ประสิทธิภาพทางความร้อนของพื้นผิวจะมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned} \eta_o &= 1 - A_f / A_o(1 - \eta_f) \\ &= 1 - (6272000.0) / (7575566.3) (1 - 0.8940) = 0.9122 \end{aligned}$$

7) การคำนวณหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อน

ค่าความต้านทานรวมของหม้อน้ำมีค่าดังนี้

$$\begin{aligned}
 R_o &= 1 / (h_w \times A_{hi}) + T_t / (k_t \times A_{tm}) + 1 / (h_o \eta_o A_o) \\
 &= 1 / (3995.2194 \times 1266809.7 \times 10^{-6}) + (0.1 \times 10^{-3}) / (380 \times 1285188.0 \\
 &\quad \times 10^{-6}) + 1 / (216.3562 \times 0.9122 \times 7575566.3 \times 10^{-6}) \\
 &= 8.6663 \times 10^{-4} \text{ } ^\circ\text{C/W}
 \end{aligned}$$

ค่าการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned}
 UA &= 1 / R_o \\
 &= 1 / (8.6663 \times 10^{-4}) = 1153.8950 \text{ W/}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

และ

$$\begin{aligned}
 C_{\min} &= C_a = 1004.1 \text{ W/}^\circ\text{C} \\
 C_{\max} &= C_w = 4221.8 \text{ W/}^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

ค่า Number of Heat Transfer Unit

$$\begin{aligned}
 NTU &= (UA) / C_{\min} \\
 &= (1153.8950) / (1004.1) = 1.1492
 \end{aligned}$$

หาค่าประสิทธิภาพของหม้อน้ำจากสมการของ Kays และ London

$$\begin{aligned}
 \varepsilon &\approx 1 - \exp \left\{ \frac{C_{\max}}{C_{\min}} NTU^{0.22} \left[\exp \left(-\frac{C_{\min}}{C_{\max}} NTU^{0.78} \right) - 1 \right] \right\} \\
 &= 1 - \exp \left\{ \frac{4221.8}{1004.1} (1.1492)^{0.22} \left[\exp \left(-\frac{1004.1}{4221.8} 1.1492^{0.78} \right) - 1 \right] \right\} \\
 &= 0.6356
 \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned}
 Q &= \varepsilon Q_{\max} \\
 &= (0.6356)(60246.0) = 38292.358 \text{ W}
 \end{aligned}$$

หาค่าอุณหภูมิที่ทางออกของน้ำและอากาศ

$$\begin{aligned}
 T_{w,o} &= T_{w,i} - (Q / C_w) \\
 &= 80.0 - (38292.358) / (4221.8) = 70.93 \text{ } ^\circ\text{C}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} T_{a,o} &= T_{a,l} + (Q/C_a) \\ &= 20.0 + (38292.358) / (1004.1) = 58.14 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned}$$

8) ตรวจสอบค่าความคลาดเคลื่อน

กำหนดค่าความคลาดเคลื่อนที่ยอมรับได้น้อยกว่า 0.001 W จะได้ว่า

$$\begin{aligned} E &= |Q_{\text{new}} - Q_{\text{old}}| \\ &= |38292.358 - 60246.0| = 21953.642 \text{ W} \end{aligned}$$

กำหนดให้ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนมีความคลาดเคลื่อนน้อยกว่า 0.001 W พบว่า 21953.6 W มีค่ามากกว่า 0.001 W เมื่อย้อนกลับไปทำการคำนวณซ้ำใหม่ โดยกำหนดให้ปริมาณความร้อนเริ่มต้นมีค่าเท่ากับ 38292.358 W สุดท้ายจะได้ว่า

$$\begin{aligned} \text{อัตราการถ่ายเทความร้อน} &= 37994.2 \text{ W} \\ \text{อุณหภูมิของอากาศที่ทางออก} &= 57.81 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{อุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นที่ทางออก} &= 70.99 \text{ } ^\circ\text{C} \\ \text{Re}_{Lp} \text{ ของอากาศ} &= 334.64 \end{aligned}$$

9) หาค่าตัวประกอบแรงเสียดทาน

จากสมการที่ (4.17) ถึง (4.19) เมื่อค่า $\text{Re}_{Lp} > 150$

$$\begin{aligned} f_1 &= 4.97(334.64)^{0.6049 - \left(\frac{1.064}{25^{0.2}}\right)} \left[\ln \left(0.9 + \left(\frac{0.05}{2.0} \right)^{0.5} \right) \right]^{-0.527} \\ &= 29.5218 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_2 &= \left[\left(\frac{3.3176}{1.0} \right) \cdot \ln(0.3 \times 334.64) \right]^{-2.966} \cdot \left(\frac{2.0}{7.0} \right)^{-0.7931 \left(\frac{10.0}{10.0 - 2.0} \right)} \\ &= 1.0625 \cdot 10^{-3} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} f_3 &= \left(\frac{10.0}{2.0} \right)^{-0.0446} \cdot \left[\ln \left(1.2 + \left(\frac{1.0}{2.0} \right)^{1.4} \right) \right]^{-3.553} \cdot 25^{-0.477} \\ &= 3.2448 \end{aligned}$$

จะได้ค่าตัวประกอบแรงเสียดทานเท่ากับ

$$f_a = (29.5218)(1.0625 \cdot 10^{-3})(3.2448) \\ = 0.1018$$

10) ค่าความดันตกคร่อมด้านอากาศ

อุณหภูมิของอากาศเฉลี่ย

$$T_{a,m} = (T_{a,i} + T_{a,o})/2 \\ = (20.0 + 57.8)/2 = 38.9 \text{ } ^\circ\text{C}$$

ความหนาแน่นของอากาศที่อุณหภูมิทางออก และอุณหภูมิเฉลี่ย

$$\rho_{a,o} = 1.0561 \text{ kg/m}^3 \\ \rho_{a,m} = 1.1203 \text{ kg/m}^3$$

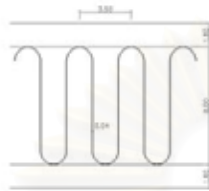
จากสมการที่ (4.20)

$$\Delta P_a = \frac{(6.3662)^2}{2(1.1928)} \left[\begin{aligned} &(1 - 0.7854^2) + 2 \left(\frac{1.1928}{1.0561} - 1 \right) + \left((0.1018) \frac{(7575566.3)}{(157080.0)} \cdot \frac{(1.1928)}{(1.1203)} \right) \\ &- (1 - 0.7854^2) \frac{(1.1928)}{(1.0561)} \end{aligned} \right] \\ = 92.36 \text{ Pa}$$

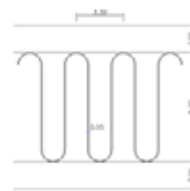
สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ภาคผนวก ง

ลักษณะของครีปและหลอดน้ำของหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในงานวิจัย



1017V



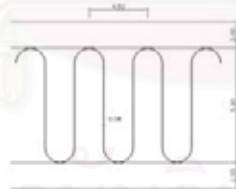
1963T



892



893



2183A



2184A

รูปที่ ง.1 ลักษณะของครีปและหลอดน้ำของหม้อน้ำรถยนต์ที่ใช้ในการวิจัย

ภาคผนวก จ

คุณสมบัติของของไหล

ของไหลที่ใช้ในงานวิจัยนี้ ได้แก่ น้ำ และอากาศ ซึ่งคุณสมบัติที่ใช้ได้แก่ ค่าความจุความร้อน ค่าการนำความร้อน ค่าความหนืด ฯลฯ คุณสมบัติเหล่านี้มีค่าที่แปรผันตามอุณหภูมิ สามารถแสดงความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิของของไหล (K) กับคุณสมบัติของของไหลนั้น โดยมีความคลาดเคลื่อนไม่เกิน 2 % ดังนี้ (Hagen, 1999)

H₂O

$$\rho = 2446 - 20.6741T + 0.11576T^2 - (3.12895 \times 10^{-4})T^3 \\ + (4.05050 \times 10^{-7})T^4 - (2.05460 \times 10^{-10})T^5$$

$$c_p = \exp\left(\frac{8.29041 - 0.012557T}{1 - (1.52373 \times 10^{-3})T}\right)$$

$$\mu \times 10^{-7} = \left(\frac{1.12646 - 0.039638T}{1 - (7.29769 \times 10^{-3})T}\right)$$

$$k \times 10^3 = 62.282 - 1.76841T + 0.03499T^2 - (1.15706 \times 10^{-4})T^3 \\ + (1.53599 \times 10^{-7})T^4 - (7.74770 \times 10^{-11})T^5$$

Air

$$\log(\rho) = 2.55182 - 1.00331 \cdot \log(T)$$

$$c_p = 1083.21 - 0.71465T + (2.08832 \times 10^{-3})T^2 - (2.31029 \times 10^{-6})T^3 \\ + (1.35272 \times 10^{-9})T^4 - (4.12726 \times 10^{-13})T^5 + (5.27547 \times 10^{-17})T^7$$

$$\begin{aligned} \mu \times 10^7 &= 4.12235 + 0.72111T - (4.28173 \times 10^{-4})T^2 + (5.86408 \times 10^{-8})T^3 \\ &+ (1.25726 \times 10^{-10})T^4 - (6.68760 \times 10^{-14})T^5 + (1.05134 \times 10^{-17})T^6 \end{aligned}$$

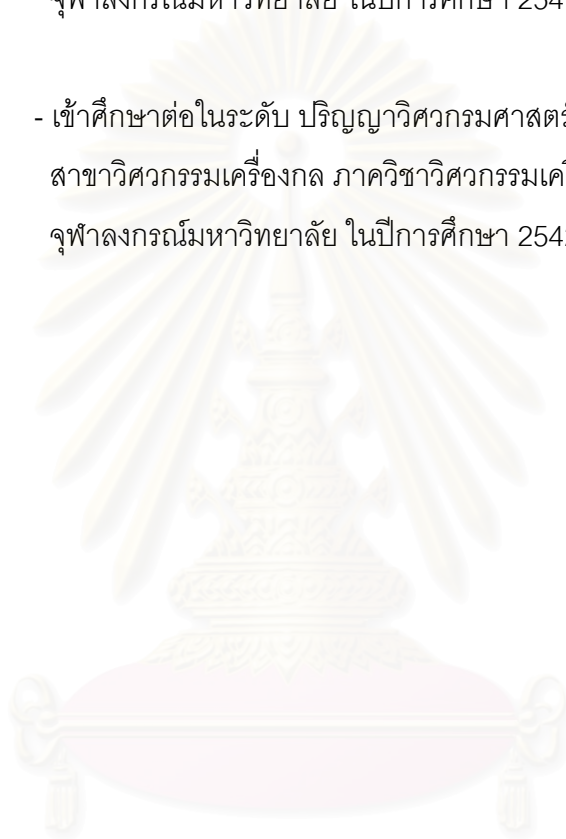
$$\begin{aligned} k \times 10^3 &= 0.81363 + 0.08083T - (6.13727 \times 10^{-5})T^2 + (2.10686 \times 10^{-7})T^3 \\ &+ (2.06091 \times 10^{-10})T^4 - (8.42775 \times 10^{-14})T^5 + (1.27292 \times 10^{-17})T^6 \end{aligned}$$



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ประวัติผู้เขียนวิทยานิพนธ์

- ชื่อ** นายจักรพันธ์ จีรวีฑูร
- เกิดวันที่** 26 กรกฎาคม พ.ศ. 2520
- ประวัติการศึกษา**
- สำเร็จการศึกษาในระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2541
 - เข้าศึกษาต่อในระดับปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย ในปีการศึกษา 2542



สถาบันวิทยบริการ
จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย