

การศึกษากระบวนการในระบบปรับอากาศโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์
เพื่อหาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบ

วนิดา สารวรรณ
เสาวลักษณ์ ดวงรัตน์

เสนอต่อมหาวิทยาลัยมหาสารคาม เพื่อเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิตสาขาวิชาฟิสิกส์ประยุกต์

เมษายน 2557

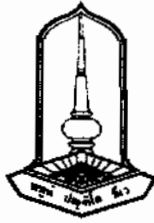
ลิขสิทธิ์เป็นของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

**STUDY OF PROCSESSES IN THE AIR-CONDITIONER BY USING A
MATHEMATICAL MODEL FOR GUIDING TO IMPROVE SYSTEM
EFFICIENCY**

**WANIDA SARAWAN
SAOWALAK DUANGRAT**

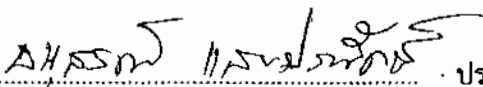
**PRESENTED IN PARTIAL FULFILLMENT OF REQUIREMENTS FOR
THE DEGREE OF BACHELOR OF SCIENCE IN APPLIED PHYSICS
April 2014**

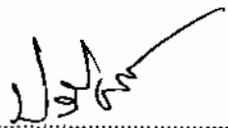
ALL RIGHTS RESERVED BY MAHASARAKHAM UNIVERSITY

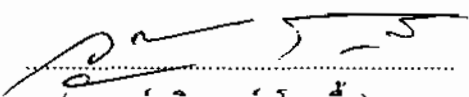


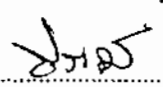
คณะกรรมการสอบปริญญานิพนธ์ได้พิจารณาปริญญานิพนธ์ของนางสาววนิดา สารวรรณ
นางสาวเสาวลักษณ์ ดวงรัตน์แล้วเห็นสมควรรับเป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตร
บัณฑิตสาขาวิชาฟิสิกส์ประยุกต์ของมหาวิทยาลัยมหาสารคาม

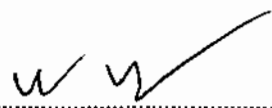
คณะกรรมการสอบปริญญานิพนธ์

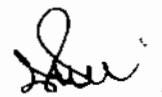

..... ประธานกรรมการ
(ผศ.ดร.อนุสรณ์ แสงประจักษ์)


..... กรรมการ
(อาจารย์ปรีชา ศรีประจักษ์)


..... กรรมการ
(อาจารย์วุฒิศาสตร์ โชคเกื้อ)


..... กรรมการและอาจารย์ที่ปรึกษา
(ผศ.วีระวุฒิ อรุณวรรณะ)


.....
(อ.ดร.ปรเมษฐ์ จันทรเพ็ง)
ประธานหลักสูตร สาขาฟิสิกส์ประยุกต์


.....
(อ.ดร.นิติศักดิ์ ปาสาจะ)
หัวหน้าภาควิชาฟิสิกส์
วันที่ 29 เดือนเมษายน พ.ศ. 2557

กิตติกรรมประกาศ

ผู้จัดทำปริญญานิพนธ์เรื่อง การศึกษากระบวนการในระบบปรับอากาศโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เพื่อหาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบ ขอขอบพระคุณท่านอาจารย์ ผศ.วีระวุฒิ อรุณวรรณะ เป็นอย่างสูงที่ได้ให้คำปรึกษา แนะนำ คอยตักเตือน และแก้ไข จนทำให้ปริญญานิพนธ์สำเร็จ ลุล่วงไปด้วยดี

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จสมบูรณ์ได้ด้วยความรู้และความช่วยเหลือจาก ท่านผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อนุสรณ์ แสงประจักษ์ ประธานกรรมการสอบปริญญานิพนธ์ อาจารย์ปรีชา ศรีประภาคาร และอาจารย์วุฒิสาสตร์ โชคเกื้อ กรรมการสอบปริญญานิพนธ์ และท่านผู้ช่วยศาสตราจารย์วีระวุฒิ อรุณวรรณะ กรรมการและที่ปรึกษาปริญญานิพนธ์ตลอดจนการสอนวิชาความรู้ต่าง ๆ แนะนำการแก้ไข ปัญหาต่าง ๆ คณะผู้จัดทำขอขอบคุณเป็นอย่างสูง ณ โอกาสนี้

ขอขอบคุณ ห้องปฏิบัติการฟิสิกส์ประยุกต์พลังงาน คณะวิทยาศาสตร์ ภาควิชาฟิสิกส์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ซึ่งเป็นสถานที่ในการทดลอง และจัดทำปริญญานิพนธ์จนสำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

ขอขอบพระคุณคณาจารย์ภาควิชาฟิสิกส์ คณะวิทยาศาสตร์ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ที่คอยช่วยเหลือและให้การสนับสนุน ในส่วนที่ขาดหายจนทำให้ปริญญานิพนธ์เล่มนี้สำเร็จด้วยดี

ขอขอบพระคุณ บิดา มารดาและครอบครัว ที่คอยให้การสนับสนุนเป็นกำลังใจที่สำคัญในการศึกษา มาโดยตลอด ตลอดจนผู้ที่ไม่ได้สามารถกล่าวนามได้ทั้งหมดที่ให้กำลังใจและให้ความช่วยเหลือด้วยความเต็มใจอย่างยิ่ง

วนิดา สารวรรณ
เสาวลักษณ์ ดวงรัตน์

ชื่อเรื่อง	การศึกษากระบวนการในระบบปรับอากาศโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ เพื่อหาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบ
ผู้วิจัย	วนิดา สารวรรณ เสาวลักษณ์ ดวงรัตน์
ปริญญา อาจารย์ที่ปรึกษา มหาวิทยาลัย	วท.บ. สาขาวิชา ฟิสิกส์ประยุกต์สายพลังงาน ผู้ช่วยศาสตราจารย์ วีระวุฒิ อรุณวรรณนะ มหาวิทยาลัยมหาสารคาม ปีที่พิมพ์ 2257

บทคัดย่อ

โครงการนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาทำความเข้าใจเกี่ยวกับกระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในระบบปรับอากาศ เพื่อหาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบ โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่เขียนขึ้น โดยผลการทำนายจะถูกแก้สมการออกมาโดยใช้ซอฟต์แวร์ Engineering Equation Solver (EES) แบบจำลองนี้ได้ทำการตรวจสอบกับผลจากการทดลองในช่วงอุณหภูมิอากาศก่อนไหลเข้าคอนเดนเซอร์ 21 – 33 องศาเซลเซียส พบว่า อัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ทำนายได้มีความแตกต่างจากการทดลองเฉลี่ย 12% ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกที่ได้จากการทำนายแตกต่างจากการทดลองเฉลี่ย 17% ค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ที่ได้จากการทำนายแตกต่างจากการทดลองเฉลี่ย 3% ค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ที่ได้จากการทำนายมีความแตกต่างจากผลการทดลองเฉลี่ย 5% ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ที่ได้จากการทำนายมีความแตกต่างจากการทดลองเฉลี่ย 2% และเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะระหว่างการทำนายกับการทดลองพบว่ามีความแตกต่างเฉลี่ย 6% นอกจากนี้ยังได้ใช้แบบจำลองทำการทำนายค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนโดยใช้ข้อมูลในปี พ.ศ.2550-2555 และทำนายค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายชั่วโมง พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะลดลงในช่วงเดือนเมษายนและพฤษภาคมเนื่องจากเป็นช่วงเดือนที่มีอุณหภูมิสูงส่งผลให้ประสิทธิภาพในการทำความเย็นต่ำลง ซึ่งในทางกลับกันช่วงเดือนมกราคมและธันวาคมจะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงเนื่องจากเป็นช่วงที่มีอุณหภูมิต่ำทำให้ประสิทธิภาพในการทำความเย็นสูงซึ่งสอดคล้องกับผลของค่าเฉลี่ยรายชั่วโมง จากผลการศึกษาครั้งนี้ พบว่าปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ คือความสามารถในการระบายความร้อนออกที่อุปกรณ์ควบแน่น ดังนั้น การลดอุณหภูมิอากาศก่อนไหลเข้าอุปกรณ์ควบแน่น จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มมากขึ้นได้ หรือออกแบบอุปกรณ์ควบแน่นให้มีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนเพิ่มขึ้นได้

คำสำคัญ : ระบบปรับอากาศ, คอนเดนเซอร์, คอมเพรสเซอร์, ประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ,
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

TITLE Study of processes in the air-conditioner by using a mathematical model for guiding to improve system efficiency

AUTHOR Wanida Sarawan
Saowalak Duangrat

DEGREE Bachelor of Science **MAJOR** Applied Physics

ADVISORS Asst. Prof. Weerawut Arunwattana

UNIVERSITY Mahasarakham University **DATE** 2014

ABSTRACT

The aims of this project is to study the processes occurred in an air-conditioner by using a mathematical model for guiding to improve system efficiency. The model was implemented by Engineering Equation Solver (EES). This model was also validated with experimental results when air temperature entering in the condenser is controlled in the range of 21-33 °C. It was found that the predicted results of refrigerant mass flow rate, isentropic efficiency, discharge temperature, work rate in compressor, heat rate in condenser, and COP are different from experimental results by 12%, 17%, 3%, 5%, 2% and 6% respectively in average. In addition, the model was used to predict the average coefficient of performance in each month of the year 2008 -2010 and in each hour of a day. It was found that the coefficient of performance is reduced during April and May due to higher air temperatures, resulting in lower cooling efficiency. In the other hand, between January and December, COP is high due to lower air temperatures resulting in higher cooling efficiency, which is consistent with the results of hourly weather data. According to the results, ability of the condenser to reject heat is the most influent to system efficiency. Thus, reducing air temperature before entering in the condenser is capable to increase system efficiency or design of condenser should be highly efficient enough.

Keywords : Air conditioning system, Condenser, Compressor, Efficiency of air conditioning systems, Coefficient of performance.

สารบัญ

	หน้า
กิตติกรรมประกาศ	ก
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
สารบัญ	ง
สารบัญตาราง	ฉ
สารบัญภาพประกอบ	ช
สารบัญคำย่อ	ฌ
บทที่ 1 ความสำคัญและที่มาของโครงการงานปัญหาที่เกิดขึ้น	1
1.1 บทนำ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	2
1.3 ขอบเขตของโครงการ	2
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
บทที่ 2 ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	3
2.1 กฎการอนุรักษ์มวลและกฎการอนุรักษ์พลังงาน	3
2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน	4
2.3 ครีบริบายความร้อนและสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ	6
2.4 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและสัมประสิทธิ์สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน	9
2.5 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น	21
บทที่ 3 แบบจำลองและวิธีการคำนวณ	22
3.1 สร้างแบบจำลอง	22

สารบัญ(ต่อ)

หน้า

3.2 วิธีการคำนวณ	35
บทที่ 4 การตรวจสอบแบบจำลอง	36
4.1 อุปกรณ์การทดลองเพื่อตรวจสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์	36
4.2 ตำแหน่งการวัดและเครื่องมือการวัด	37
4.3 ค่าที่ต้องการหาจากการทดลองเพื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย	38
4.4 ผลการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการทดลองและการทำนาย	40
บทที่ 5 การศึกษาผลจากแบบจำลอง	49
5.1 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ	49
5.2 วิเคราะห์ผลและข้อเสนอแนะ	52
บทที่ 6 สรุปผล	55
เอกสารอ้างอิง	57
ภาคผนวก	59
ภาคผนวก ก ตารางแสดงผลการวัดของอุปกรณ์การทดลอง	60
ภาคผนวก ข ข้อมูลทางเทคนิคเครื่อง ET600 Laboratory of Air-conditioning system	62
ภาคผนวก ค รหัสของการเขียนใน Engineering Equation Solver	66
ประวัติย่อผู้เขียน	75

สารบัญตาราง

หน้า

ตาราง 4.1 สรุปอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าต่างๆ

37

สารบัญภาพประกอบ

หน้า

ภาพประกอบ 2.1	การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลสวนทางกัน	4
ภาพประกอบ 2.2	สมดุลความร้อนของครีบบระบายความร้อน	6
ภาพประกอบ 2.3	การไหลผ่านผิวของวัตถุ	9
ภาพประกอบ 2.4	การเกิดขึ้นขอบเขตความร้อน	11
ภาพประกอบ 2.5	การไหลแบบลามินาร์และเทอร์บูเลนซ์	12
ภาพประกอบ 2.6	ชั้นขอบเขตของความเร็ว	13
ภาพประกอบ 2.7	ฟลักซ์มวลที่ไหลตลอดผิว	14
ภาพประกอบ 2.8	ชั้นขอบเขตความร้อน	16
ภาพประกอบ 2.9	การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	21
ภาพประกอบ 3.1	แสดงรายละเอียดตำแหน่งในอุปกรณ์ต่าง ๆ	22
ภาพประกอบ 3.2	กระบวนการอัดไอของคอมเพรสเซอร์	23
ภาพประกอบ 3.3	อุปกรณ์ระควบแน่น	24
ภาพประกอบ 3.4	บริเวณการถ่ายโอนความร้อน	26
ภาพประกอบ 3.5	ครีบบระบายความร้อนในอุปกรณ์ควบแน่น	29
ภาพประกอบ 3.6	ลักษณะการวางท่อและครีบ	29
ภาพประกอบ 3.7	อุปกรณ์ลดความดัน	33
ภาพประกอบ 3.8	อุปกรณ์ระเหย	33
ภาพประกอบ 3.9	วิธีการคำนวณแบบจำลอง	35
ภาพประกอบ 4.1	ส่วนประกอบของเครื่อง ET600 Laboratory of Air-conditioning system	36
ภาพประกอบ 4.2	แสดงลักษณะและส่วนประกอบต่าง ๆ ของระบบทำความเย็น	37
ภาพประกอบ 4.3	การเปรียบเทียบอัตราการไหลของสารทำความเย็น	40

สารบัญภาพประกอบ(ต่อ)

		หน้า
ภาพประกอบ 4.4	การเปรียบเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก	41
ภาพประกอบ 4.5	การเปรียบเทียบอุณหภูมิ T_2	42
ภาพประกอบ 4.6	การเปรียบเทียบงานที่คอมเพรสเซอร์	43
ภาพประกอบ 4.7	การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์	44
ภาพประกอบ 4.8	การเปรียบเทียบค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในบริเวณ การควบแน่น	45
ภาพประกอบ 4.9	สัดส่วนความยาวของท่อในอุปกรณ์ควบแน่น	46
ภาพประกอบ 4.10	คุณภาพไอ	47
ภาพประกอบ 4.11	ความดันอุปกรณ์ควบแน่น	47
ภาพประกอบ 4.12	การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ	48
ภาพประกอบ 5.1	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปี 2008	49
ภาพประกอบ 5.2	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปี 2009	49
ภาพประกอบ 5.3	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปี 2010	50
ภาพประกอบ 5.4	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปี 2011	50
ภาพประกอบ 5.5	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปี 2012	51
ภาพประกอบ 5.6	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะวันที่ 11/01/2557	51
ภาพประกอบ 5.7	คุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น	52
ภาพประกอบ 5.8	เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของความยาวท่อในอุปกรณ์ควบแน่น	53
ภาพประกอบ 5.9	เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของความเร็วอากาศก่อนเข้าอุปกรณ์ ควบแน่น	53
ภาพประกอบ 5.10	เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระยะห่างของครีบริบายความร้อน	54

สารบัญคำย่อ

A	= พื้นที่การถ่ายโอนความร้อน [m^2]
A_f	= พื้นที่ของครีบบระบายความร้อน [m^2]
a	= อากาศ
CV	= ปริมาตรควบคุมหรือระบบเปิด
C_f	= สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน
C_{min}	= ผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวลกับความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่มีค่าน้อย
C_{max}	= ผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวลกับความจุความร้อนจำเพาะของของไหลที่มีค่ามาก
$C_{p,air}$	= ค่าความความร้อนจำเพาะของอากาศ [$kJ/kg^{\circ}C$]
con	= บริเวณคอนเดนเซอร์
dm_{CV}	= การเปลี่ยนแปลงของมวลภายในปริมาตรควบคุม [kg]
dt	= ช่วงเวลาที่พิจารณา [s]
$\frac{dT}{dx}$	= เกรเดียนต์ของอุณหภูมิในทิศทางการเคลื่อนที่ของความร้อน [$^{\circ}C/m$]
D_c	= เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อวัดจากผิวฐานของครีบ [m]
e	= ทางออก
$\Delta \dot{E}$	= การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในปริมาตรควบคุม [kW]
E	= อีแวนโปเรเตอร์
F_p	= ระยะห่างของครีบบระบายความร้อนแบบ Plain [m]
g	= แรงโน้มถ่วงของโลก [m/s^2]
h	= สัมประสิทธิ์การพาความร้อน [$W/m^2^{\circ}C$]
h	= เอนทัลปี [kJ/kg]
h_a	= เอนทัลปีของอากาศ [kJ/kg]
h_1	= ค่าเอนทัลปี ณ จุดก่อนเข้าอุปกรณ์อัดไอ [kJ/kg]
h_2	= ค่าเอนทัลปี ณ จุดที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ [kJ/kg]

สารบัญคำย่อ(ต่อ)

h_4	= ค่าเอนทัลปี ณ จุดก่อนเข้าอุปกรณ์ระเหย [kJ/kg]
$h_{2,loss}$	= เอนทัลปีที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ กรณีที่มีความร้อนสูญเสียที่คอมเพรสเซอร์ [kJ/kg]
i	= ทางเข้า
k	= ค่าสภาพการนำความร้อนของวัสดุ [kW/m°C]
L	= ความยาวของครีบบระบายความร้อน [m]
L_p	= ระยะห่างของครีบบระบายความร้อนแบบบานเกล็ด [m]
L_h	= ความสูงในมุมเอียงของครีบบระบายความร้อน [m]
m	= เส้นรอบวงของครีบบระบายความร้อน [m]
$\dot{m}$	= มวลของระบบ [kg/s]
$\dot{m}_a$	= อัตราการไหลของอากาศ [kg/s]
$\dot{m}_r$	= อัตราการไหลของสารทำความเย็น [kg/s]
$\sum \dot{m}_i$	= ผลรวมของอัตราการไหลเข้าสู่ปริมาตรควบคุม [kg/s]
$\sum \dot{m}_e$	= ผลรวมของอัตราการไหลออกจากปริมาตรควบคุม [kg/s]
max	= ค่าสูงสุด
NTU	= Number of transfer unit
N	= จำนวนแถว
P	= เส้นรอบรูปของครีบบ
$P_{1/4}$	= ความดันของอุปกรณ์ระเหยด้านต่ำ
$P_{2/3}$	= ความดันของอุปกรณ์ควบแน่นด้านสูง
P_t	= ระยะห่างระหว่างท่อวัดจากเส้นผ่านศูนย์กลางในแนวตั้ง [m]
P_l	= ระยะห่างระหว่างท่อวัดจากเส้นผ่านศูนย์กลางในแนวนอน [m]
$\dot{q}$	= อัตราพลังงานที่จ่ายต่อปริมาตรควบคุม
$\dot{Q}$	= อัตราการถ่ายโอนความร้อนผ่านขอบเขตของระบบ [kW]

สารบัญคำย่อ(ต่อ)

Q	= อัตราการถ่ายเทความร้อน [kW]
$\dot{Q}_C$	= ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่น [kW]
$Q_{convect}$	= ความร้อนที่สูญเสียโดยการพาความร้อนออกจากระบบ [kW]
$\dot{Q}_E$	= ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ระเหย [kW]
$\dot{Q}_{max}$	= อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุด [kW]
Q_{in}	= อัตราการระบายความร้อนออกของเครื่องระบายความร้อน [kW]
Q_{out}	= อัตราการระบายความร้อนเข้าของเครื่องระบายความร้อน [kW]
Q_x	= ความร้อนที่เข้าสู่ระบบ ณ ตำแหน่ง x [kW]
$Q_{x+\Delta x}$	= ความร้อนที่ออกจากระบบ ณ ตำแหน่ง $(x + \Delta x)$ [kW]
r	= สารทำความเย็น
T_{∞}	= อุณหภูมิของของไหลอิสระที่อยู่ห่างออกไปจากผิววัตถุมากๆ [°C]
T_0	= อุณหภูมิฐานครีปที่ต่อจากผนัง [°C]
T_1	= อุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าอุปกรณ์อัดไอ [°C]
T_2	= อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ [°C]
T_3	= อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น [°C]
T_4	= อุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าอุปกรณ์ระเหย [°C]
ΔT_{max}	= อุณหภูมิแตกต่างสูงสุด [°C]
$T_{a,in}$	= อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่น [°C]
$T_{a,out}$	= อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น [°C]
ΔT_{LMTD}	= ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [°C]
t_f	= ความหนาของเครื่องระบายความร้อน [m]
u	= ความเร็ว [m/s]
U	= สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม [kW/m ² °C]
u_{∞}	= ความเร็วของของไหลอิสระ [m/s]

สารบัญคำย่อ(ต่อ)

$\dot{V}_R$	= อัตราการไหลของสารทำความเย็น [m/s]
$\dot{v}_a$	= อัตราความเร็วของอากาศ [m/s]
$\dot{W}$	= ปริมาณงานต่อหนึ่งหน่วยเวลาที่ให้หรือออกจากระบบ [kW]
$\dot{w}_c$	= อัตรางานที่ป้อนให้กับอุปกรณ์อัดไอ [kW]
Z	= ระดับความสูงจากแนวอ้างอิง [m]
ε	= ประสิทธิภาพ
θ	= ความแตกต่างของอุณหภูมิ [°C]
τ_s	= แรงเฉือนที่ผิว
ρ	= ความหนาแน่น [kg/m ³]
μ	= ความหนืดพลวัตของของไหล [Ns/m ²]
μ_f	= ความหนืดพลวัตของสารทำความเย็นที่เป็นของเหลว [kg/m · s]
μ_g	= ความหนืดพลวัตของสารทำความเย็นที่เป็นไอ [kg/m · s]
ρ_3	= ค่าความหนาแน่น ณ จุดที่ 3 [kg/m ³]
η_v	= ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก

บทที่ 1

บทนำ

1.1 หลักการและเหตุผล

ประเทศไทยมีอุณหภูมิและความชื้นค่อนข้างสูงดังนั้นในที่อยู่อาศัยจึงจำเป็นต้องมีเครื่องปรับอากาศ เพื่อให้ผู้อยู่อาศัยมีประสิทธิภาพในการพักผ่อนและการทำงานให้อยู่ในสภาวะที่สบาย ระบบปรับอากาศแบบอัดไอเป็นระบบปรับอากาศที่มีการใช้อย่างแพร่หลายในประเทศไทย เนื่องจากมีประสิทธิภาพสูงและราคาไม่แพงมากนักเมื่อเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศชนิดอื่น อย่างไรก็ตามเนื่องจากระบบปรับอากาศที่ใช้สำหรับที่อยู่อาศัยเป็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ ทำให้ประสิทธิภาพของระบบมีค่าไม่สูงมากนักสืบเนื่องมาจากอากาศแวดล้อมที่มีอุณหภูมิค่อนข้างสูง การใช้พลังงานในส่วนหนึ่งของเครื่องปรับอากาศในอาคารพาณิชย์ เช่น โรงแรมต่าง ๆ จะมีสัดส่วนการใช้พลังงานสูงส่งผลให้การใช้พลังงานในระบบปรับอากาศมีนัยยะสำคัญต่อการใช้พลังงานในภาพรวมของประเทศ ด้วยเหตุนี้มาตรการประหยัดพลังงานในระบบปรับอากาศจึงมีความจำเป็นอย่างยิ่งที่จะสามารถช่วยลดอัตราการใช้พลังงานในภาพรวมของประเทศได้ มาตรการหนึ่งที่ใช้ก็คือปรับปรุงประสิทธิภาพการทำงานของระบบปรับอากาศ อย่างไรก็ตามในการที่จะปรับปรุงประสิทธิภาพการทำงานของระบบปรับอากาศจะต้องมีความเข้าใจอย่างถ่องแท้ต่อกระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในระบบจึงจะสามารถหาแนวทางในการปรับปรุงได้ การศึกษากระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นจากแบบจำลองนั้นมีความสำคัญอย่างยิ่ง เนื่องจากการศึกษาที่ลงทุนน้อยที่สุดแต่ได้ประสิทธิภาพสูงสุดถ้าแบบจำลองนั้นมีความแม่นยำสืบเนื่องจากผลกระทบทางด้านสิ่งแวดล้อมทำให้สารทำความเย็นที่เคยใช้เปลี่ยนแปลงไปจากเดิม ดังนั้นโครงการนี้จะทำการสร้างแบบจำลองขึ้นมาใหม่แล้วทำการตรวจสอบแบบจำลองโดยทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลองและใช้แบบจำลองนี้ศึกษาถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นในกระบวนการต่าง ๆ ของระบบ เพื่อหาแนวทางและข้อเสนอแนะในการเพิ่มประสิทธิภาพให้กับระบบ

1.2 วัตถุประสงค์

ศึกษาทำความเข้าใจเกี่ยวกับกระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในระบบปรับอากาศเพื่อหาแนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้น

1.3 ขอบเขต

1.3.1 ศึกษาและทำความเข้าใจเกี่ยวกับกระบวนการในระบบปรับอากาศแบบอัดไอที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ

1.3.2 สร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปรับอากาศโดยใช้สารทำความเย็นที่ไม่มีผลกระทบต่อการทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน

1.3.3 ทำการตรวจสอบแบบจำลองโดยทำการเปรียบเทียบกับผลการทดลอง

1.3.4 ใช้แบบจำลองศึกษาถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นในกระบวนการต่าง ๆ ของระบบ เพื่อหาแนวทางและข้อเสนอแนะในการเพิ่มประสิทธิภาพให้กับระบบ

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 เข้าใจกระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในระบบปรับอากาศ

1.4.2 พบแนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ

บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 กฎการอนุรักษ์มวลและกฎการอนุรักษ์พลังงาน

กฎการอนุรักษ์มวลและกฎการอนุรักษ์พลังงาน จะถูกนำมาใช้ในกระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้น ในการศึกษาครั้งนี้จะพิจารณาเป็นระบบเปิดที่มีการถ่ายโอนมวลและพลังงานผ่านขอบเขตของระบบ ในอุปกรณ์ต่าง ๆ ได้แก่ คอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ วาล์วลดความดัน และอีวาโปเรเตอร์ โดยการถ่ายเทมวลและผลที่เกิดจากการถ่ายโอนพลังงานจะเป็นไปตามกฎการอนุรักษ์มวลและกฎการอนุรักษ์พลังงาน ซึ่งกฎการอนุรักษ์มวลสามารถแสดงเป็นสมการได้ดังนี้

$$\sum \dot{m}_i - \sum \dot{m}_e = \frac{dm_{cv}}{dt} \quad (2.1)$$

- เมื่อ $\sum \dot{m}_i$ = ผลรวมของอัตราการไหลเข้าสู่ปริมาตรควบคุม [kg/s]
 $\sum \dot{m}_e$ = ผลรวมของอัตราการไหลออกจากปริมาตรควบคุม [kg/s]
 dm_{cv} = การเปลี่ยนแปลงของมวลภายในปริมาตรควบคุม [kg]
 dt = ช่วงเวลาที่พิจารณา [s]
 i = ทางเข้า
 e = ทางออก
 cv = ปริมาตรควบคุมหรือระบบเปิด

สำหรับกฎการอนุรักษ์พลังงานจะเป็นไปตามกฎข้อที่ 1 ทางเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับปริมาตรควบคุมหรือระบบเปิด ดังนี้

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum_e \dot{m} \left(h + \frac{u^2}{2} + gZ \right) - \sum_i \dot{m} \left(h + \frac{u^2}{2} + gZ \right) + \Delta \dot{E} \quad (2.2)$$

- เมื่อ $\dot{Q}$ = อัตราการถ่ายโอนความร้อนผ่านขอบเขตของระบบ [kW]
 $\dot{W}$ = ปริมาณงานต่อหนึ่งหน่วยเวลาที่ให้หรือออกจากระบบ [kW]
 $\Delta \dot{E}$ = การเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในปริมาตรควบคุม [kW]
 $\dot{m}$ = มวลของระบบ [kg/s]
 h = เอนทัลปี [kJ/kg]
 u = ความเร็ว [m/s]
 g = แรงโน้มถ่วงของโลก [m/s²]
 Z = ระดับความสูงจากแนวอ้างอิง [m]

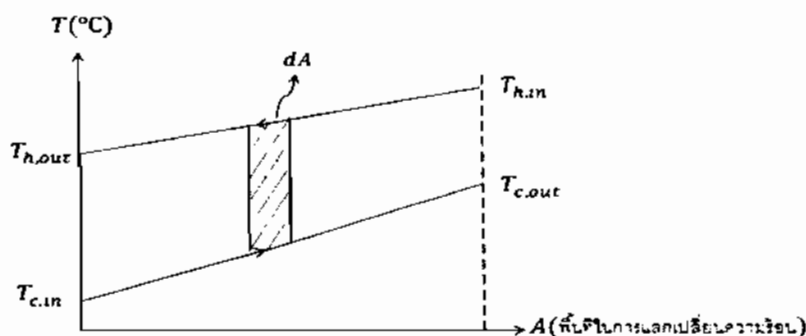
2.2 เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat exchangers)

เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ อุปกรณ์ที่ใช้สำหรับถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่งโดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน หน้าที่หลักของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือการถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลสองชนิด

ในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาได้ 2 วิธี คือ การหาความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (Log Mean Temperature Difference : LMTD) และวิธีประสิทธิภาพ NTU (Effectiveness-NTU)

2.2.1 วิธีการหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (Log Mean Temperature Difference : LMTD)

วิธีการหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (LMTD) เหมาะที่จะใช้เมื่อทราบค่าอุณหภูมิเข้าและออกของของไหลร้อนและเย็น อัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามเส้นการไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้เพราะอัตราการถ่ายเทความร้อนจะแปรค่าตามความแตกต่างของอุณหภูมิของไหลร้อนและของไหลเย็น และพื้นที่ผิวในการแลกเปลี่ยนความร้อน ดังภาพประกอบ 2.1



ภาพประกอบ 2.1 การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ของไหลไหลสวนทางกัน โดยมีสมการการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนดังนี้

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{LMTD} \quad (2.3)$$

$$\text{โดย } \Delta T_{LMTD} = \frac{(T_{h,in} - T_{c,out}) - (T_{c,in} - T_{h,out})}{\ln\left(\frac{T_{h,in} - T_{c,out}}{T_{c,in} - T_{h,out}}\right)} \quad (2.4)$$

เมื่อ $\dot{Q}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อน [kW]

U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม [kW/m²°C]

A = พื้นที่การถ่ายโอนความร้อน [m²]

ΔT_{LMTD} = ความแตกต่างของอุณหภูมิเฉลี่ยในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [°C]

2.2.2 วิธีหาประสิทธิภาพ NTU (Effectiveness-NTU)

ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแสดงถึงการวิเคราะห์การถ่ายเทความร้อนด้วยปริมาณความร้อน ในการเปรียบเทียบระหว่างเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ซึ่งส่วนใหญ่มักใช้เป็นเหตุผลในการเลือกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เหมาะสมที่สุดกับวัตถุประสงค์ของการถ่ายเทความร้อนนั้น จึงสามารถหาค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังนี้

$$\epsilon = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{\text{Actual heat transfer rate}}{\text{Maximum possible heat transfer rate}} \quad (2.5)$$

เมื่อ ϵ = ประสิทธิภาพ
 Q = อัตราการถ่ายเทความร้อน [kW]
 Q_{max} = อัตราการถ่ายเทความร้อนมากที่สุด [kW]

การถ่ายเทความร้อนที่ได้จริงอาจคำนวณได้จากของไหลร้อนหรือของไหลเย็นโดยใช้กฎการอนุรักษ์พลังงาน ประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนขึ้นอยู่กับรูปทรงเรขาคณิตและทิศทางการไหลของของไหล ค่าประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนส่วนใหญ่จะอยู่ในรูปของตัวแปรไร้มิติ UA_s/C_{min} เรียกตัวแปรไร้มิติว่า number of transfer units NTU สำหรับค่า UA_s/C_{min} จะบอกถึงจำนวนของหน่วยการถ่ายเท ซึ่งบ่งชี้ถึงขนาดของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนและวิธีหาประสิทธิภาพ NTU สามารถใช้ได้กับปัญหาที่ต้องการออกแบบในการประยุกต์ใช้งานได้

โดยปกติแล้วค่าประสิทธิภาพจะเป็นฟังก์ชันของจำนวนหน่วยถ่ายเท (number of transfer unit) และค่าอัตราส่วนระหว่างผลคูณของอัตราการไหลเชิงมวลกับความจุความร้อนจำเพาะของของไหลทั้งสองกระแส ดังนี้

$$Q = \epsilon C_{min} \Delta T_{max} \quad (2.6)$$

$$\epsilon = \frac{T_{c,out} - T_{c,in}}{T_{h,in} - T_{c,in}} \quad (2.7)$$

$$\epsilon = f\left(\frac{UA}{C_{min}}, \frac{C_{min}}{C_{max}}\right) = f(NTU, c) \quad (2.8)$$

โดย $\epsilon = 1 - \exp^{-NTU} \quad (2.9)$

$$NTU = \frac{UA_s}{C_{min}} = \frac{UA_s}{(\dot{m}c_p)_{min}} \quad (2.10)$$

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (2.11)$$

เมื่อ NTU = Number of transfer unit
 U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม [kW/m²°C]
 A = พื้นที่การถ่ายโอนความร้อน [m²]

ΔT_{max} = อุณหภูมิแตกต่างสูงสุด [$^{\circ}\text{C}$]

$T_{c,in}$ = อุณหภูมิของไหลเย็นก่อนไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [$^{\circ}\text{C}$]

$T_{c,out}$ = อุณหภูมิของไหลเย็นที่ไหลออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [$^{\circ}\text{C}$]

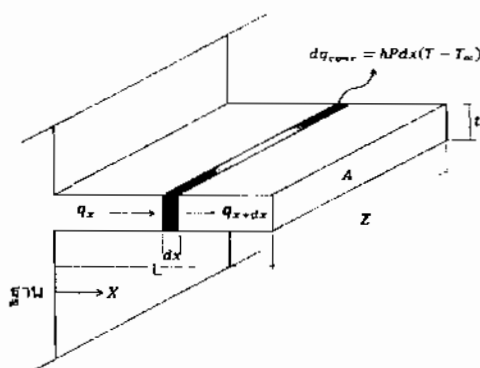
$T_{h,in}$ = อุณหภูมิของไหลร้อนก่อนไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน [$^{\circ}\text{C}$]

C_{min} = ผลคูณที่น้อยที่สุดของอัตราการไหลเชิงมวลกับความจุความร้อนจำเพาะของของไหล

C_{max} = ผลคูณที่มากที่สุดของอัตราการไหลเชิงมวลกับความจุความร้อนจำเพาะของของไหล

2.3 ครีบบรรบายความร้อนและสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบ

2.3.1 หลักการของครีบบรรบายความร้อน [วีระวุฒิ อรุณวรรณะ , 2547]



ภาพประกอบ 2.2 สมดุลความร้อนของครีบบรรบายความร้อน [วีระวุฒิ อรุณวรรณะ , 2547]

พิจารณาจากภาพประกอบ 2.2 เป็นครีบบรรบายความร้อนรูปสี่เหลี่ยมผืนผ้า ยื่นออกมาจากผนังถ้าพิจารณาการนำความร้อนที่สภาวะคงที่หนึ่งมิติ (ในแนวแกน x) ที่ความหนา dx (รูปที่แรงเงา) จะสามารถเขียนสมการสมดุลความร้อน ได้ดังนี้

ความร้อนที่เข้าสู่ระบบ ณ ตำแหน่ง x = ความร้อนที่ออกจากระบบ ณ ตำแหน่ง $(x + \Delta x)$
+ ความร้อนที่สูญเสียโดยการพาความร้อนออกจากระบบ

หรือเขียนเป็นสมการอัตราการเคลื่อนที่ความร้อนได้ดังนี้

$$Q_x = Q_{x+\Delta x} + Q_{conv} \quad (2.12)$$

เนื่องจากว่าอัตราการเคลื่อนที่ความร้อนเข้าสู่ระบบ ณ ตำแหน่ง x เป็นการนำความร้อนดังนั้นสามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_x \quad (2.13)$$

และอัตราการเคลื่อนที่ความร้อนที่ออกจากระบบ ณ ตำแหน่ง $(x + \Delta x)$ เป็นการนำความร้อนเช่นเดียวกัน จะเขียนสมการอัตราการนำความร้อนได้ดังนี้

$$Q_{x+\Delta x} = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x+\Delta x} \quad (2.14)$$

$$= -kA \left(\frac{dT}{dx} + \frac{d^2T}{dx^2} dx \right) \quad (2.15)$$

ส่วนอัตราการสูญเสียความร้อนออกจากระบบโดยการพาความร้อนออก เขียนสมการได้ดังนี้

$$Q_{convec} = hPdx(T - T_{\infty}) \quad (2.16)$$

จากสมการที่ (2.12) (2.13) และสมการที่ (2.14) จะสามารถเขียนสมการที่ (2.17) ใหม่ได้ดังนี้

$$\frac{d^2T}{dx^2} - \frac{hP}{kA}(T - T_{\infty}) = 0 \quad (2.17)$$

กำหนดให้ $\theta = T - T_{\infty}$ จะได้

$$\frac{d^2\theta}{dx^2} - \frac{hP}{kA}\theta = 0 \quad (2.18)$$

จากสมการที่ (2.15) นี้ เราจะทราบเงื่อนไขขอบเขตหนึ่งค่า คือ

$$\theta = \theta_0 = (T_0 - T_{\infty}) \text{ ณ ตำแหน่ง } x = 0$$

- เมื่อ
- Q_x = ความร้อนที่เข้าสู่ระบบ ณ ตำแหน่ง x [kW]
 - $Q_{x+\Delta x}$ = ความร้อนที่ออกจากระบบ ณ ตำแหน่ง $(x + \Delta x)$ [kW]
 - Q_{convec} = ความร้อนที่สูญเสียโดยการพาความร้อนออกจากระบบ [kW]
 - $\frac{dT}{dx}$ = เกรเดียนต์ของอุณหภูมิในทิศทางการเคลื่อนที่ของความร้อน [$^{\circ}\text{C}/\text{m}$]
 - k = ค่าสภาพการนำความร้อนของวัตถุ [$\text{kW}/\text{m}^{\circ}\text{C}$]
 - A = พื้นที่ตั้งฉากกับทิศทางการเคลื่อนที่ของความร้อน [m^2]
 - h = สัมประสิทธิ์การพาความร้อน [$\text{kW}/\text{m}^2\text{C}$]
 - P = เส้นรอบรูปของครีป
 - T_{∞} = อุณหภูมิของของไหลอิสระที่อยู่ห่างออกไปจากผิววัตถุมาก ๆ [$^{\circ}\text{C}$]
 - T_0 = อุณหภูมิฐานครีปที่ต่อจากผนัง [$^{\circ}\text{C}$]
 - θ = ความแตกต่างของอุณหภูมิ [$^{\circ}\text{C}$]

ส่วนอีกเงื่อนไขขอบเขตอีกอันหนึ่งได้มาจากการพิจารณาลักษณะทางกายภาพของครีประบายความร้อน ดังนี้

กรณีที่ 1 ถ้าครีประบายความร้อนมีความยาวมาก ๆ ให้ถือว่าอุณหภูมิที่ปลายครีปมีอุณหภูมิเท่ากับอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม

กรณีที่ 2 ถ้าครีประบายความร้อนมีความยาวจำกัด ให้ถือว่าที่ปลายครีปมีการระบายความร้อนออก

กรณีที่ 3 ถ้าครีประบายความร้อนที่ปลายครีปมีการหุ้มฉนวน จะได้ $\frac{dT}{dx} \Big|_{x=L} = 0$

กำหนดให้ $m = \sqrt{\frac{hP}{kA}}$ จะได้สมการคำตอบทั่ว ๆ ไป ของสมการที่ (2.16) ดังนี้

$$\theta = C_1 e^{-mx} + C_2 e^{mx} \quad (2.19)$$

กรณีที่ 1 จะได้สมการขอบเขตดังนี้

$$\theta = \theta_0 \quad \text{ณ ตำแหน่ง } x = 0$$

$$\theta = 0 \quad \text{ณ ตำแหน่ง } x = L$$

แทนสมการขอบเขตลงในสมการที่ (2.17) จะได้สมการคำตอบของกรณีนี้ 1 ดังนี้

$$\frac{\theta}{\theta_0} = \frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = e^{-mx} \quad (2.20)$$

กรณีที่ 3 จะได้สมการขอบเขตดังนี้

$$\theta = \theta_0 \quad \text{ณ ตำแหน่ง } x = 0$$

$$\frac{d\theta}{dx} = 0 \quad \text{ณ ตำแหน่ง } x = L$$

แทนสมการขอบเขตลงในสมการที่ (2.16) จะได้

$$\theta_0 = C_1 + C_2$$

$$0 = m(C_1 e^{-mL} + C_2 e^{mL})$$

แก้สมการหาค่า C_1 และ C_2 ดังนั้นจะได้สมการคำตอบกรณีนี้ 3 ดังนี้

$$\begin{aligned} \frac{\theta}{\theta_0} &= \frac{e^{-mx}}{1 + e^{-2mL}} + \frac{e^{mx}}{1 + e^{2mL}} \\ &= \frac{\cosh[m(L-x)]}{\cosh mL} \end{aligned} \quad (2.21)$$

กรณีที่ 2 จะได้สมการขอบเขตดังนี้

$$\frac{T - T_\infty}{T_0 - T_\infty} = \frac{\cosh(L-x) + (h/mk)\sinh m(L-x)}{\cosh mL + (h/mk)\sinh mL} \quad (2.22)$$

ทั้งนี้อัตราการเคลื่อนที่ความร้อนทั้งหมดที่เข้าสู่ครีบริบายความร้อน จะเท่ากับอัตราการนำความร้อน ณ

ตำแหน่ง $x = 0$

$$Q_{in} = -kA \frac{dT}{dx} \Big|_{x=0} \quad (2.23)$$

ส่วนอัตราการระบายความร้อนออกของครีบริบายโดยการพาความร้อน เขียนสมการ ได้ดังนี้

$$Q_{out} = \int_0^L hP(T - T_\infty)dx = \int_0^L hP\theta dx \quad (2.24)$$

กรณีที่ 1 จะได้สมการหาอัตราการระบายความร้อนของครีบริบาย ดังนี้

$$Q_{out} = -kx(-m\theta_0 e^{-m(0)}) = \sqrt{hPkA} \theta_0 \quad (2.25)$$

กรณีที่ 3 จะได้สมการหาอัตราการระบายความร้อนของครีบริบาย ดังนี้

$$\begin{aligned} Q_{out} &= -kx\theta_0 m \left(\frac{1}{1 + e^{-2mL}} - \frac{1}{1 + e^{2mL}} \right) \\ &= \sqrt{hPkA} \theta_0 \tanh mL \end{aligned} \quad (2.26)$$

กรณีที่ 2 จะได้สมการหาอัตราการระบายความร้อนของครีบริบาย ดังนี้

$$Q_{out} = \sqrt{hPkA} \theta_0 (T_0 - T_\infty) \frac{\sinh mL + (h/mk) \cosh mL}{\cosh mL + (h/mk) \sinh mL} \quad (2.27)$$

เมื่อ Q_{in} = อัตราการระบายความร้อนออกของครีบริบายความร้อน [kW]
 Q_{out} = อัตราการระบายความร้อนเข้าของครีบริบายความร้อน [kW]
 m = เส้นรอบวงของครีบริบายความร้อน [m]
 L = ความยาวของครีบริบายความร้อน [m]

2.3.2 ประสิทธิภาพของครีบริบายความร้อน

ประสิทธิภาพของครีบริบายความร้อน (η_F) = (อัตราการระบายความร้อนของครีบริบายจริง) / (อัตราการระบายความร้อนจากครีบริบายที่มีอุณหภูมิผิวของครีบริบายทั้งหมดเท่ากับอุณหภูมิฐานของครีบริบาย)

หรือเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$\eta_F = \frac{Q_{out}}{hPL\theta_0} \quad (2.28)$$

ซึ่งจะหาประสิทธิภาพของครีบริบายได้ดังนี้

กรณีที่ 1 จะได้

$$\eta_F = \frac{\sqrt{hPkA} \theta_0}{hPL\theta_0} = \frac{1}{mL} \quad (2.29)$$

กรณีที่ 3 จะได้

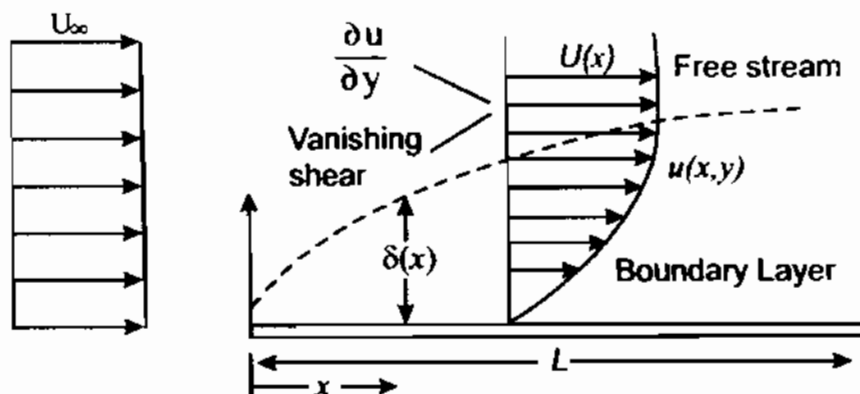
$$\eta_F = \frac{\sqrt{hPkA} \theta_0 \tanh mL}{hPL\theta_0} = \frac{\tanh mL}{mL} \quad (2.30)$$

2.4 สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน

โดยทั่วไปแล้วการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานและสัมประสิทธิ์การพาจะศึกษาจากชั้นขอบเขตของไหลที่เกิดขึ้นบนผิวดังต่อไปนี้ [Frank P. Incropera and David P. Dewitt, 1981] [แปลและเรียบเรียงโดย วีระวุฒิ อรุณวรรณะ]

2.4.1 ชั้นขอบเขตของความเร็ว

เพื่อให้มองภาพเกี่ยวกับแนวความคิดของชั้นขอบเขต เรามาพิจารณาการไหลผ่านผิววัตถุดังภาพประกอบ 2.3



ภาพประกอบ 2.3 การไหลผ่านผิวของวัตถุ [J.P.Holman, 1992]

เมื่อของไหลไหลสัมผัสกับพื้นผิว เราสมมุติว่า ณ พื้นผิวสัมผัส ความเร็วอนุภาคของไหลมีค่าเท่ากับ ศูนย์ ดังนั้นอนุภาคของไหลจะหน่วงเหนี่ยวการเคลื่อนที่ ณ ตำแหน่งชั้นของไหลที่ติดกับอนุภาค จนกระทั่งถึง ณ ตำแหน่ง $y = \delta$ จากผิววัตถุ เลยตำแหน่งนี้ไป ผลเนื่องจากการหน่วงเหนี่ยวจะไม่มีผลอีกต่อไป การหน่วงเหนี่ยวของการเคลื่อนที่อยู่ในช่วง δ มีสาเหตุมาจากแรงเฉือนที่กระทำในระนาบที่ขนานไปกับการไหลของของไหลความเร็วในแนวแกน x จะเพิ่มขึ้นตามระยะแกน y ที่เพิ่มขึ้น จนกระทั่งมีค่าเท่ากับความเร็วอิสระ (u_∞)

เมื่อกำหนด δ คือ ความหนาของชั้น ซึ่งโดยทั่วไปกำหนดให้เท่ากับระยะของแกน y ณ ตำแหน่งที่มีค่า $u = 0.99u_\infty$ ลักษณะของชั้นขอบเขตความเร็วนี้ จะมีลักษณะที่ค่า u มีการเปลี่ยนแปลงไปตามระยะในแกน y ตลอดชั้นขอบเขต ด้วยเหตุนี้การไหลของของไหลจะถูกจำแนกเป็นสองช่วงคือ ช่วงที่อยู่ภายในชั้นขอบเขตที่มีเกรเดียนต์ความเร็วเฉือน กับช่วงที่อยู่นอกชั้นขอบเขตที่ไม่มีค่าเกรเดียนต์ความเร็วและแรงเฉือนเหลืออยู่เลย การเพิ่มระยะทางจากขอบเขตของแผ่น x จะมีผลทำให้ชั้นขอบเขตเติบโตขึ้นเนื่องจากความหนืด ชั้นขอบเขตนี้เรียกว่า “ชั้นขอบเขตความเร็ว” ซึ่งจะเกิดขึ้นเมื่อของไหลไหลผ่านพื้นผิว และชั้นขอบเขตนี้เป็นพื้นฐานสำคัญสำหรับปัญหาการพา ซึ่งจะมีความสัมพันธ์กับค่าแรงเฉือนที่ผิว (τ_s) และผลของแรงเสียดทานผิว สำหรับการไหลภายนอกสมการสำหรับคำนวณหาสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ผิวเฉพาะที่ (C_f) หาได้ดังนี้

$$(C_f) = \frac{\tau_s}{\rho u_\infty^2 / 2} \quad (2.31)$$

ค่านี้เป็นตัวแปรที่ไร้หน่วยที่สำคัญ สมมุติให้ของไหลเป็น Newtonian fluid แรงเฉือนที่ผิวสามารถหาได้จากเกรเดียนต์ความเร็ว ณ ตำแหน่งผิววัตถุ

$$\tau_s = \mu \left. \frac{\partial u}{\partial y} \right|_{y=0} \quad (2.32)$$

เมื่อ	μ	= ค่า dynamic viscosity
	C_f	= สัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน
	τ_s	= แรงเฉือนที่ผิว
	ρ	= ความหนาแน่น [kg/m^3]
	u_∞	= ความเร็วของของไหลอิสระ [m/s]
	μ	= ความหนืดพลวัตของของไหล [Ns/m^2]

2.4.2 ชั้นขอบเขตความร้อน

ลักษณะการเกิดขึ้นคล้าย ๆ กับการเกิดของชั้นขอบเขตความเร็ว ซึ่งชั้นขอบเขตความร้อนเกิดขึ้นเมื่ออุณหภูมิของไหลอิสระมีค่าไม่เท่ากับอุณหภูมิของผิววัตถุ



ภาพประกอบ 2.4 การเกิดชั้นขอบเขตความร้อน [J.P.Holman, 1992]

ที่ตำแหน่งขอบของแผ่นโปรไฟล์ของอุณหภูมิมีลักษณะสม่ำเสมอ $T(y) = T_\infty$ เมื่ออนุภาคของไหลเข้ามาสัมผัสกับผิววัตถุทำให้เกิดสมดุลความร้อนขึ้นที่อุณหภูมิผิววัตถุ อนุภาคของไหลก็จะแลกเปลี่ยนพลังงานในชั้นของไหลที่ติดกัน (adjoining fluid layer) ทำให้เกิดเกรเดียนต์อุณหภูมิขึ้น เราเรียกบริเวณของไหลที่มีเกรเดียนต์อุณหภูมิเกิดขึ้นว่า “ชั้นขอบเขตความร้อน” และความหนาของชั้นขอบเขต δ_t ณ ตำแหน่ง y ที่มีค่า $[(T_s - T)/(T_s - T_\infty)] = 0.99$ ดังนั้นการเพิ่มระยะทางจากขอบเขตของแผ่นจะไปทำให้บริเวณของกระแสอิสระอยู่ตำแหน่ง y มากขึ้น ทำให้ชั้นขอบเขตความร้อนเติบโตขึ้น ความสัมพันธ์ระหว่างชั้นขอบเขตนี้และสัมประสิทธิ์การพาความร้อนสามารถอธิบายได้โดยการพิจารณาระยะ x ใด ๆ จากขอบของแผ่นความร้อน ค่าของฟลักซ์ความร้อนเฉพาะที่ สามารถใช้สมการตามกฎของฟูเรียร์ต่อของไหลได้ ณ ตำแหน่ง $y = 0$

$$q_s'' = -k_f \frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0} \quad (2.33)$$

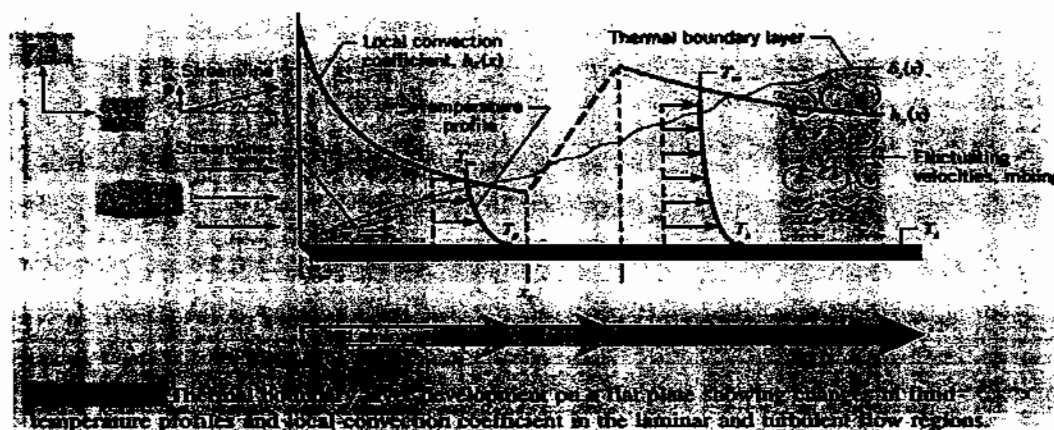
สมมุติฐานนี้สมเหตุสมผลเนื่องจากตำแหน่ง $y = 0$ ไม่มีของไหลเคลื่อนที่ และการถ่ายเทพลังงานเกิดขึ้นเนื่องจากการนำเท่านั้น ดังสมการที่ (2.36) จะเท่ากับสมการกฎการเย็นตัวของนิวตัน ทำให้สามารถหาค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อนเฉพาะที่ได้ดังนี้

$$h = \frac{-k_f \partial T / \partial y \Big|_{y=0}}{T_s - T_\infty} \quad (2.34)$$

จะเห็นได้ว่า ชั้นขอบเขตความร้อนมีอิทธิพลมาจากเกรเดียนต์อุณหภูมิ ณ ตำแหน่ง $y = 0$ เนื่องจากค่า $T_s - T_\infty$ มีค่าคงที่ไม่ขึ้นกับค่า x ขณะที่ค่า δ_t เพิ่มขึ้นเมื่อเพิ่มค่า x จึงทำให้ขนาดของ $\frac{\partial T}{\partial y} \Big|_{y=0}$ มีค่าลดลงเมื่อค่า x เพิ่มขึ้น ทำให้ค่า q_s'' และค่า h มีค่าลดลง

2.4.3 การไหลแบบลามินาร์และการไหลแบบเทอร์บูเลนซ์

ขั้นตอนแรกในการแก้ปัญหาเกี่ยวกับการพา คือการตรวจสอบว่าการไหลนั้นอยู่ในช่วงลามินาร์หรือเทอร์บูเลนซ์ ซึ่งค่าของแรงเสียดทานที่ผิวและอัตราการพาขึ้นอยู่กับเงื่อนไขที่เกิดขึ้นนี้



ภาพประกอบ 2.5 การไหลแบบลามินาร์และเทอร์บูเลนซ์ [J.P.Holman, 1992]

พิจารณาจากรูป ความแตกต่างระหว่างการไหลแบบลามินาร์และเทอร์บูเลนซ์เห็นได้ค่อนข้างชัดเจน ในช่วงขอบเขตการไหลแบบลามินาร์ ระดับการเคลื่อนที่ของไหลจะมีค่าสูง และสามารถแสดงเส้นการไหล (stream line) ไปตามอนุภาคการไหลได้ ในการเคลื่อนที่ไปในแต่ละเส้นการไหลจะถูกกำหนดด้วย ส่วนประกอบความเร็วทั้งในแนวแกน x และแกน y เนื่องจากส่วนประกอบของความเร็วแกน y อยู่ในทิศทางที่ตั้งฉากกับผิว (normal motion) ดังนั้นส่วนประกอบความเร็วนี้มีความสำคัญต่อการถ่ายเทโมเมนตัม พลังงาน หรือ species ตลอดชั้นขอบเขต ส่งผลให้เกิดการเติบโตในทิศทางแนวแกน x

ในทางตรงกันข้าม การเคลื่อนที่ของไหลในช่วงเทอร์บูเลนซ์จะมีลักษณะไม่สม่ำเสมอ เกิดความผันผวนของความเร็ว ซึ่งความผันผวนนี้จะเกิดการถ่ายเทโมเมนตัม พลังงาน หรือ species ดังนั้นแรงเสียดทานที่ผิวจะมีค่ามากขึ้น เช่นเดียวกับอัตราการพาจะมีค่าเพิ่มขึ้นตามไปด้วย การผสมกันของของไหลที่มีผลมาจากความผันผวนยังทำให้ชั้นขอบเขตมีความหนาแน่นกว่าลามินาร์ และโปรไฟล์ชั้นขอบเขตความเร็ว อุณหภูมิ และความเข้มข้นมีลักษณะเรียกว่าลามินาร์

พิจารณาจากรูป ชั้นขอบเขตเริ่มเป็นลามินาร์เมื่อชั้นขอบเขตความเร็วเริ่มเกิดขึ้น จนกระทั่งถึง ณ ตำแหน่งหนึ่งที่มีการรบกวนไม่มาก การเปลี่ยนผ่านจะเปลี่ยนไปเป็นช่วงการไหลเทอร์บูเลนซ์ โดยการรบกวนนี้เริ่มเกิดในช่วงการเปลี่ยนผ่าน และกลายเป็นช่วงเทอร์บูเลนซ์ในที่สุด การเปลี่ยนผ่านจากช่วงการเปลี่ยนผ่านไปยังช่วงเทอร์บูเลนซ์เป็นส่วนที่สำคัญในการเพิ่มความหนาของชั้นขอบเขต แรงเฉือนที่ผนัง และสัมประสิทธิ์การพา ดังแสดงในรูป สำหรับชั้นขอบเขตความเร็วที่มีความหนา δ และมีสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h ในชั้นขอบเขตเทอร์บูเลนซ์จะจำแนกออกเป็น 3 ส่วน คือ ชั้นขอบเขตย่อยลามินาร์ ซึ่งเกิดขึ้นเนื่องจากการแพร่ และโปรไฟล์ความเร็วมีลักษณะเป็นเส้นตรง ชั้น buffer ที่ทำให้เกิดโดยการแพร่และการผสมแบบผันผวน ขนาดเท่า ๆ กัน และบริเวณเทอร์บูเลนซ์ ที่มีผลจากการผสมแบบผันผวนอย่างเดียว

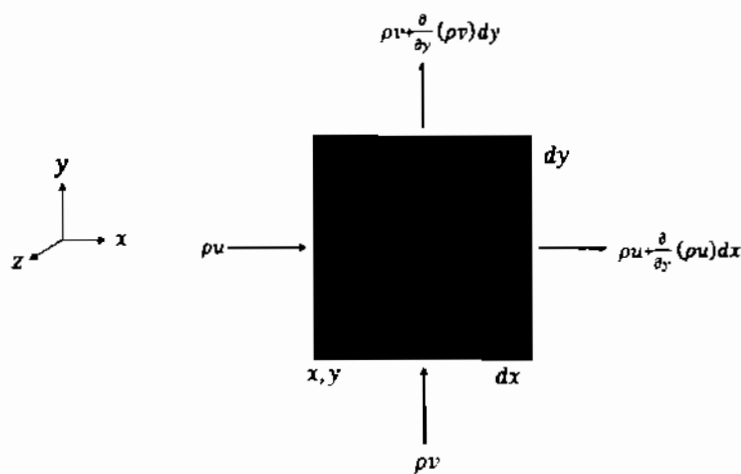
ในการคำนวณหาพฤติกรรมของชั้นขอบเขต จะต้องกำหนดตำแหน่งการเปลี่ยนผ่านจากลามินาร์ไปยังช่วงการเปลี่ยนผ่าน คือ x_c ณ ตำแหน่งใด ๆ ในแนวแกน x จะถูกกำหนดด้วยตัวแปรไร้มิติเรียกว่า “ตัวเลขเรย์โนล” เขียนสมการได้ดังนี้

$$Re_x = \frac{\rho u_\infty x}{\mu} \quad (2.35)$$

ถ้าค่า x เท่ากับค่า x_c ตัวเลขเรย์โนลจะเรียกว่า “ตัวเลขเรย์โนลวิกฤติ” โดยทั่วไปค่านี้จะมีค่าประมาณ 5×10^5

2.4.4 สมการสำหรับการพา

2.4.4.1 ในชั้นขอบเขตของความเร็ว



ภาพประกอบ 2.6 ชั้นขอบเขตของความเร็วจ (วีรุฒิ อรุณวรรณะ)

เราจะใช้กฎการอนุรักษ์พลังงานที่กล่าวว่า วัตถุใด ๆ ไม่สามารถสร้างขึ้นใหม่หรือทำลายได้ มาวิเคราะห์ในชั้นขอบเขตพิจารณาการไหลคงที่ในปริมาตรควบคุมแบบ *infinitesimal* จะได้

$$\text{มวลที่ไหลเข้า} - \text{มวลที่ไหลออก} = 0$$

เป็นการถ่ายเทเนื่องจากการเคลื่อนที่ของของไหลเรียกว่า “*advection*” กำหนดให้มุมหนึ่งของปริมาตรควบคุมอยู่ที่ตำแหน่ง (x, y) อัตราการไหลเข้าเข้าปริมาตรควบคุมในแกน x แสดงได้ดังนี้

$$(\rho u) dy \quad (2.36)$$

เมื่อ ρ คือ ความหนาแน่นรวม ($\rho_A + \rho_B$) และ u คือส่วนประกอบความเร็วในแนวแกน x ของความเร็วมวลเฉลี่ย

จากการอนุรักษ์มวลเราจะได้

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} = 0 \quad (2.37)$$

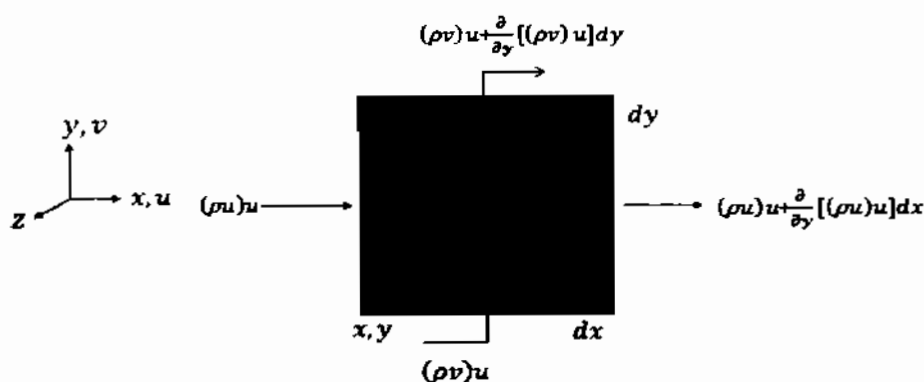
สมการที่ (2.37) คือสมการความต่อเนื่อง (Continuity equation) เป็นกฎการอนุรักษ์มวลของของไหล และสามารถนำมาใช้ได้สำหรับทุกจุดในชั้นขอบเขตความเร็ว นอกจากนี้เราสามารถใชกฎข้อที่สองของนิวตันมาวิเคราะห์สำหรับการอนุรักษ์โมเมนตัมในชั้นขอบเขตความเร็ว ซึ่งกล่าวไว้ว่า งานทั้งหมดที่กระทำต่อปริมาตรควบคุมจะเท่ากับโมเมนตัมสุทธิ (outflow - inflow) โดยจะมีแรงสองชนิดที่อาจกระทำต่อชั้นขอบเขต คือ *Body forces* ที่กระทำต่อปริมาตร และ *Surface forces* ที่กระทำต่อพื้นที่ *Body forces* อาจมาจากแรงโน้มถ่วงของโลก แรงเหวี่ยง แรงจากสนามแม่เหล็ก แรงจากสนามไฟฟ้า เป็นต้น เรากำหนดให้ผลรวมของ *Body forces* ต่อหนึ่งหน่วยปริมาตร ในส่วนประกอบแกน x คือ X ในส่วนประกอบแกน y คือ Y ส่วน *Surface forces* (F_s) เกิดมาจากความดันสถิต และ *Viscous stresses* ณ จุดใด ๆ ในชั้นขอบเขต *Viscous stresses* ประกอบด้วย *Normal stresses* (σ_{ii}) และ *Shear stresses* (τ_{ii}) ตัวห้อยแรกแสดงถึงการวางของผิวในตำแหน่งที่ตั้งฉากในแกนนั้น ๆ ตัวห้อยที่สองหมายถึงทิศทางของแรง เช่น (σ_{xx}) หมายถึง แรงที่กระทำในแนวแกน x ต่อพื้นที่ผิวที่ตั้งฉากกับแกน x ซึ่งก็คือ *Normal stress* ส่วน (τ_{xy}) หมายถึง แรงเฉือน (*Shear stress*) ที่กระทำในแนวแกน y ต่อพื้นที่ที่ตั้งฉากกับแกน x โดยทั่วไป *Normal Viscous stresses* เป็น *Tensile stress* ส่วนความดันสถิต (*Static pressure*) เกิดจากแรงภายนอกที่มากระทำที่ผิวของไหล ดังนั้นความดันสถิตเป็น *Compressive stress* เราสามารถหาแรงสุทธิกระทำต่อผิวได้ดังนี้

แรงสุทธิที่กระทำต่อผิวในทิศทางแกน x

$$F_{s,x} = \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \right) dx dy \quad (2.38)$$

แรงสุทธิที่กระทำต่อผิวในทิศทางแกน y

$$F_{s,y} = \left(\frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} \right) dx dy \quad (2.39)$$



ภาพประกอบ 2.7 ฟลักซ์มวลที่ไหลตลอดผิว (วิรุฒ อรุณวรรณะ)

พิจารณาภาพประกอบ 2.7 ฟลักซ์มวลที่ไหลตลอดผิว x (y - z plan) คือ ρu ส่วนฟลักซ์มวลที่ไหลตลอดผิว y (x - z plan) คือ ρv ดังนั้นเราสามารถหาโมเมนตัมในแต่ละแกนได้ดังนี้

โมเมนต์สุทธิในทางแกน x เท่ากับ

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy + \left[\frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] dx \quad (2.40)$$

โมเมนต์สุทธิในทางแกน y เท่ากับ

$$\left[\frac{\partial(\rho v)}{\partial y} dy \right] dx + \left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} dx \right] dy \quad (2.41)$$

จากอัตราการเปลี่ยนแปลงโมเมนต์จะเท่ากับผลรวมของแรงที่เกิดขึ้น

$$\left[\frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \right] + \left[\frac{\partial(\rho v)}{\partial y} \right] = \left(\frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} - \frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} \right) + X \quad (2.42)$$

แทนสมการต่อเนื่องลงในสมการที่ (2.42) จะได้

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x} (\sigma_{xx} - P) + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + X \quad (2.43)$$

เช่นเดียวกันเมื่อพิจารณาในแนวแกน y จะได้

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y} (\sigma_{yy} - P) + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + Y \quad (2.44)$$

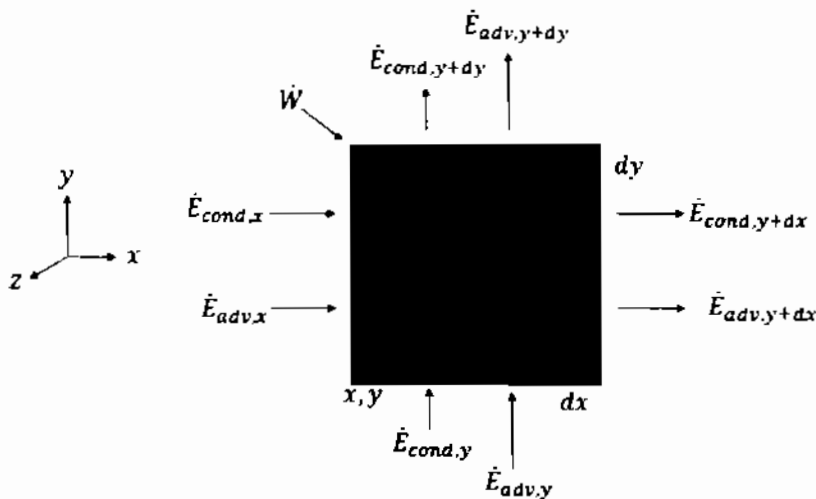
จาก *Normal stress* และ *Shear stress* จะส่งผลต่อการเปลี่ยนรูปของของไหล และเป็นฟังก์ชันของความหนืดของของไหลและเกรเดียนต์ความเร็ว โดย *Normal stress* จะทำให้ของไหลมีการเปลี่ยนรูปแบบเชิงเส้น (*Linear deformation*) ในขณะที่ *Shear stress* จะทำให้ของไหลมีการเปลี่ยนรูปเชิงมุม (*Angular deformation*) สำหรับ *Newtonian fluids* ค่า *Stresses* นี้เป็นสัดส่วนต่อเกรเดียนต์ความเร็วที่สัมพันธ์กับความหนืดคงที่ เขียนสมการได้ดังนี้

$$\sigma_{xx} = 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} - \frac{2}{3}\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (2.45)$$

$$\sigma_{yy} = 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} - \frac{2}{3}\mu \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \quad (2.46)$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) \quad (2.47)$$

2.4.4.2 ในชั้นขอบเขตของความร้อน



ภาพประกอบ 2.8 ชั้นขอบเขตความร้อน [วิรุฒ อรุณวรรณะ]

พิจารณาปริมาตรควบคุมเล็ก ๆ ในชั้นขอบเขตความร้อน เราสามารถใช้กฎการอนุรักษ์พลังงานมาวิเคราะห์ได้ ซึ่งพลังงานที่เกิดขึ้นในปริมาตรควบคุมประกอบด้วย

1. พลังงานที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของ *Bulk fluid (Advection)* ซึ่งประกอบด้วยพลังงานภายใน (e) และพลังงานจลน์ ($V^2/2$) ดังนั้นเราสามารถหาอัตราพลังงานสุทธิที่เกิดจากการเคลื่อนที่ของ *Bulk fluid* ในทิศทางแกน x ได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{E}_{adv,x} - \dot{E}_{adv,x+dx} &= \rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) dy - \left\{ \rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) dx \right] \right\} dy \\ &= - \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho u \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] dx dy\end{aligned}\quad (2.48)$$

2. พลังงานถ่ายเทข้ามขอบเขตปริมาตรควบคุมโดยใช้กระบวนการของโมเลกุลเนื่องจากการนำและการแพร่ของ *species* อย่างไรก็ตามในกระบวนการทางปฏิกิริยาเคมีเท่านั้นที่กระบวนการแพร่ถึงมีผลต่อสภาวะความร้อนในชั้นขอบเขต ดังนั้นในกรณีที่ไม่มีปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้น เราจะคิดเฉพาะพลังงานที่เกิดจากการนำเท่านั้น โดยสามารถหาพลังงานสุทธิเนื่องจากการนำในทิศทางแกน x ได้ดังนี้

$$\begin{aligned}\dot{E}_{adv,x} - \dot{E}_{adv,x+dx} &= - \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dy - k \frac{\partial T}{\partial x} - \frac{\partial T}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dy dy \\ &= \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) dx dy\end{aligned}\quad (2.49)$$

3. พลังงานที่ถ่ายเทเข้าออกจากของไหลในปริมาตรควบคุมโดยงานที่เกิดจากการกระทำของ *Body forces* และ *Surface force* ดังนั้นอัตราของงานสุทธิที่กระทำบนของไหลทิศทางแกน x

แสดงได้ดังนี้
$$\dot{W}_{net,x} = (Xu)dxdy + \frac{\partial}{\partial x}[(\sigma_{xx} - P)u]dxdy + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yx}u)dxdy \quad (2.50)$$

เทอมแรกด้านขวามือของสมการแสดงถึงงานที่เกิดจาก *Body forces* และเทอมถัดไปแสดงถึงงานสุทธิที่เกิดจากความดันและ *Viscous forces*

เช่นเดียวกันสำหรับในแนวแกน y พลังงานสุทธิก็มีวิธีหาแบบเดียวกันในแนวแกน x เมื่อพิจารณาทั้งสองแกน (สองมิติ) เราจะให้พลังงานสุทธิดังนี้

$$\begin{aligned} & -\frac{\partial}{\partial x}\left[\rho u\left(e + \frac{V^2}{2}\right)\right] - \frac{\partial}{\partial y}\left[\rho v\left(e + \frac{V^2}{2}\right)\right] + \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right) + (Xu + Yv) - \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} \\ & - \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x}(\sigma_{xx}u + \tau_{yx}v) + \frac{\partial}{\partial y}(\sigma_{yy}v + \tau_{xy}u) + \dot{q} = 0 \end{aligned} \quad (2.51)$$

เมื่อ $\dot{q}$ คือ อัตราพลังงานที่จ่ายต่อปริมาตรควบคุม

เนื่องจากว่าสมการที่ (2.45) เป็นสมการถึงการอนุรักษ์พลังงานจลน์และพลังงานความร้อนภายใน ซึ่งเป็นการยากที่จะแก้ปัญหาการถ่ายเทความร้อน ดังนั้นสมการจะถูกเปลี่ยนให้เป็นสมการพลังงานความร้อนโดยการคูณ u ในสมการที่ (2.43) และคูณ v ในสมการที่ (2.44) จะได้

$$\rho u \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = u \frac{\partial}{\partial x}(\sigma_{xx} - P) + u \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + Xu \quad (2.52)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial y}(\sigma_{xx} - P) + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + Y \quad (2.53)$$

แล้วแทนค่า ในสมการที่ (2.52) และ (2.53) ลงในสมการที่ (2.51) และไม่คิดผลเนื่องจาก *Body forces* ดังนั้นเราจะได้

$$\rho u \frac{\partial e}{\partial x} + \rho v \frac{\partial e}{\partial y} = \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right) - P\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right) + \mu\Phi + \dot{q} \quad (2.54)$$

เมื่อเทอม $P\left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y}\right)$ แสดงถึงการเปลี่ยนแปลงรูปที่ผันกลับได้ระหว่างพลังงานจลน์และพลังงานความร้อน และ $\mu\Phi$ คือ viscous dissipation

เนื่องจาก $de = c_v dT = c_p dT$ ทำให้สมการกลายมาเป็น

$$\rho c_p \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = \frac{\partial}{\partial x}\left(k\frac{\partial T}{\partial x}\right) + \frac{\partial}{\partial y}\left(k\frac{\partial T}{\partial y}\right) + \mu\Phi + \dot{q} \quad (2.55)$$

2.4.5 เงื่อนไขเฉพาะและการประมาณ

สมการที่ได้กล่าวมาข้างต้น เป็นสมการที่ค่อนข้างสมบูรณ์ที่อธิบายกระบวนการทางกายภาพที่เกิดขึ้นในสภาวะการไหลคงที่ในสองมิติในชั้นขอบเขตความเร็ว และชั้นขอบเขตความร้อน อย่างไรก็ตามเราสามารถพิจารณาทุกเทอมในสมการได้เนื่องจากมีความยุ่งยากซับซ้อนในการหาคำตอบ เพื่อให้ง่ายต่อการหาคำตอบ

เรากำหนดให้ในชั้นขอบเขตเป็นของไหลแบบอัดตัวไม่ได้ (ความหนาแน่นคงที่) ทำให้สมบัติอื่น ๆ คงที่ เช่น ค่าการนำความร้อน *dynamic viscosity* เป็นต้น ในชั้นขอบเขตไม่มี *Body forces* มากกระทำ ($X=Y=0$) ไม่มีปฏิกิริยาเคมีเกิดขึ้น ($\dot{m}_A = 0$) และปราศจากการถ่ายพลังงานให้กับชั้นขอบเขต ($\dot{q} = 0$)

นอกจากนี้เราพิจารณาว่าชั้นขอบเขตบางมาก ๆ ดังนั้นเราสามารถประมาณได้ว่า

$$u \gg v$$

$$\frac{\partial u}{\partial y} \gg \frac{\partial u}{\partial x}, \frac{\partial v}{\partial y}, \frac{\partial u}{\partial x} \quad : \text{ชั้นขอบเขตความเร็ว}$$

$$\frac{\partial \tau}{\partial y} \gg \frac{\partial \tau}{\partial x} \quad : \text{ชั้นขอบเขตความร้อน}$$

องค์ประกอบความเร็วในทิศตามผิวจะมีค่ามากกว่าองค์ประกอบความเร็วในทิศทางตั้งฉากกับผิว เกรเดียนต์ตามทิศทางตั้งฉากกับผิวจะมีค่ามากกว่าเกรเดียนต์ตามทิศตามผิว ดังนั้น *Normal stresses* จะไม่นำมาพิจารณา ดังนั้นสมการของ *Shear stresses* จะกลายมาเป็น

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \quad (2.56)$$

นอกจากนี้การนำและการแพร่ของ *Species* ในแนวแกน y มีค่ามากกว่าในแนวแกน x มาก ดังนั้นจะได้สมการความต่อเนื่อง คือ

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \quad (2.57)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมในแนวแกน x คือ

$$u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} + \nu \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} \quad (2.58)$$

สมการอนุรักษ์โมเมนตัมในแนวแกน y คือ

$$\frac{\partial P}{\partial y} = 0 \quad (2.59)$$

จากสมการที่ (2.59) จะพบว่า ความดันไม่ได้เปลี่ยนแปลงในทิศที่ตั้งฉากกับพื้นผิว ดังนั้นความดันในชั้นขอบเขตขึ้นอยู่กับแกน x เท่านั้น รูปของ $P(x)$ จะขึ้นอยู่กับรูปร่างผิว ดังนั้นจะพิจารณาแยกจากสภาวะการไหลในกระแสลอิสระ

$$\frac{\partial P}{\partial x} = \frac{\partial P}{\partial x} = \text{เกรเดียนต์ความดัน} \quad (2.60)$$

เช่นเดียวกันกับสมการอนุรักษ์โมเมนตัม จากสมมุติฐานที่ได้กล่าวมาข้างต้นสมการอนุรักษ์พลังงานในสมการที่ (2.54) จะกลายมาเป็น

$$u \frac{\partial \tau}{\partial x} + v \frac{\partial \tau}{\partial y} = \alpha \frac{\partial^2 \tau}{\partial y^2} + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \quad (2.61)$$

2.4.6 ความคล้ายกันของชั้นขอบเขต (Boundary layer similarity)

2.4.6.1 ตัวแปรความคล้ายของชั้นขอบเขต (Boundary layer similarity parameters)

สมการของชั้นขอบเขตสามารถทำให้เป็น *Nomolized* ได้โดยระบุตัวแปรอิสระไร้หน่วย ดังนี้

$$x^* \equiv \frac{x}{L} \text{ และ } y^* \equiv \frac{y}{L} \quad (2.62)$$

เมื่อ L คือ ความยาวของผิวที่พิจารณา

นอกจากนี้ เรายังสามารถระบุตัวแปรไร้หน่วยได้ดังนี้

$$u^* \equiv \frac{u}{V} \text{ และ } v^* \equiv \frac{v}{V} \quad (2.63)$$

$$\text{สมการความเร็ว : } u^* \frac{\partial u^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial u^*}{\partial y^*} = -\frac{\partial p^*}{\partial x^*} + \frac{\partial}{\partial y^{*2}} \quad (2.64)$$

$$\text{สมการความร้อน : } u^* \frac{\partial T^*}{\partial x^*} + v^* \frac{\partial T^*}{\partial y^*} = \frac{\alpha}{VL} \frac{\partial^2 T^*}{\partial y^{*2}} \quad (2.65)$$

สมการความเร็วและสมการความร้อน สามารถหากลุ่มตัวแปรไร้หน่วยได้โดยนิยามดังนี้

$$\text{ตัวเลขเรย์โนล : } Re_L = \frac{VL}{\nu} \quad (2.66)$$

จากสมการที่ (2.47) เราสังเกตได้ว่า $\frac{\alpha}{VL}$ เป็นกลุ่มตัวแปรที่ไร้หน่วยอาจเขียนให้อยู่ในรูป

$$\left(\frac{\theta}{VL}\right) \left(\frac{\alpha}{\theta}\right) = (Re_L)^{-1} \left(\frac{\alpha}{\theta}\right) \quad (2.67)$$

2.4.6.2 รูปแบบคำตอบของสมการ

จากสมการที่ (2.46) รูปแบบคำตอบของสมการสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของฟังก์ชันได้ดังนี้

$$u^* = f_1(x^*, y^*, Re_L, \frac{\partial p}{\partial x}) \quad (2.68)$$

พิจารณาจากสมการของแรงเฉือน ณ ตำแหน่งผิว ($y^* = 0$) จัดรูปแบบเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$\tau_s = \mu \frac{\partial u}{\partial y} \Big|_{y=0} = \left(\frac{\mu V}{L}\right) \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0} \quad (2.69)$$

ดังนั้นสมการของสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานที่ผิว ($y^* = 0$) สามารถเขียนใหม่ได้ดังนี้

$$C_f = \frac{\tau_s}{\rho V^2/2} = \frac{2}{Re_L} \frac{\partial u^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0} \quad (2.70)$$

ซึ่งเราพบว่า

$$\frac{\partial u^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0} = f_2(x^*, Re_L, \frac{\partial p^*}{\partial x^*}) \quad (2.71)$$

สัมประสิทธิ์แรงเสียดทานสามารถแสดงให้อยู่ในรูปฟังก์ชันได้ดังนี้

$$C_f = \frac{2}{Re_L} f_2(x^*, Re_L) \quad (2.72)$$

จากสมการนี้แสดงให้เห็นถึงค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทานซึ่งเป็นตัวแปรไร้มิติที่มีความสำคัญในทางวิศวกรรมศาสตร์ โดยอาจแสดงให้อยู่ในรูปตัวแปรไร้มิติของ *Space coordinate* และ *Re* ดังนั้นเราคาดหวังว่าค่าของ C_f ขึ้นอยู่กับค่า x^* และ Re_L

เช่นเดียวกับผลลัพธ์ของค่าสัมประสิทธิ์การพาเนื่องจากความร้อนและมวล มีวิธีการหาค่า ๆ กันกับการหาค่าสัมประสิทธิ์แรงเสียดทาน พิจารณาจากสมการที่ (2.35) สมการความร้อนอาจเขียนอยู่ในรูป

$$T^* = f_3(x^*, y^*, Re_L, Pr, \frac{\partial p^*}{\partial x^*}) \quad (2.73)$$

เมื่อ $\frac{\partial p^*}{\partial x^*}$ มาจากผลของการเคลื่อนที่ของของไหล (u^* และ v^*) ในชั้นขอบเขตความร้อน หรือผลมาจากรูปร่างของผิวปริมาตรควบคุม

จากสมการสัมประสิทธิ์การพาความร้อน เขียนให้อยู่ในรูปตัวแปรไร้มิติได้ดังนี้

$$h = \frac{k_f(T_\infty - T_s) \frac{\partial T^*}{\partial y^*}}{L(T_s - T_\infty)} \Big|_{y^*=0} \quad (2.74)$$

จากนิยามของตัวเลข Nusselt

$$Nu = \frac{hL}{k_f} \quad (2.75)$$

ดังนั้นเราจะได้

$$Nu = \frac{hL}{k_f} = + \frac{\partial T^*}{\partial y^*} \Big|_{y^*=0} \quad (2.76)$$

จะเห็นว่าตัวเลข Nusselt จะเท่ากับเกรเดียนต์อุณหภูมิไร้มิติ ณ ตำแหน่งที่ผิว ($y^*=0$) ซึ่งจะบ่งบอกถึงค่าการวัดของการพาความร้อนที่เกิดขึ้น ณ ตำแหน่งผิว ดังนั้นสามารถเขียนให้อยู่ในรูป

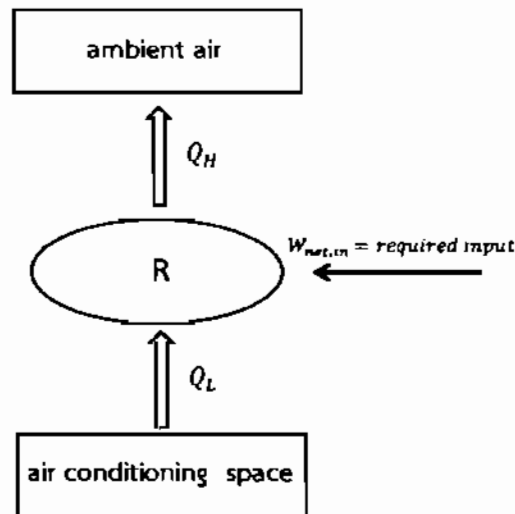
$$Nu = f_4(x^*, Re_L, Pr) \quad (2.77)$$

ค่าตัวเลข Nusselt เป็นค่าที่บ่งบอกถึงชั้นขอบเขตความร้อนขณะที่ค่า C_f บ่งบอกถึงชั้นขอบเขตความเร็ว

2.5 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (Coefficient of Performance : COP)

ประสิทธิภาพการทำงานของเครื่องปรับอากาศแสดงอยู่ในรูปของสัมประสิทธิ์สมรรถนะซึ่งคำนวณได้ตามสมการดังนี้

$$\text{COP}_R = \frac{\text{ผลของการทำความเย็น}}{\text{งานที่ต้องป้อนแก่อุปกรณ์}} = \frac{Q_L}{W_{\text{net},\text{in}}} \quad (2.78)$$



ภาพประกอบ 2.9 การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

กล่าวคือเครื่องปรับอากาศเป็นอุปกรณ์ที่ทำงานเพื่อรักษาอุณหภูมิของบริเวณทำความเย็นให้มีอุณหภูมิต่ำโดยการกำจัดความร้อนออกจากบริเวณดังกล่าวแล้วนำไปทิ้งยังแหล่งรับความร้อนที่มีอุณหภูมิสูงกว่าโดยการใส่งานให้ดังภาพประกอบ 2.9

บทที่ 3

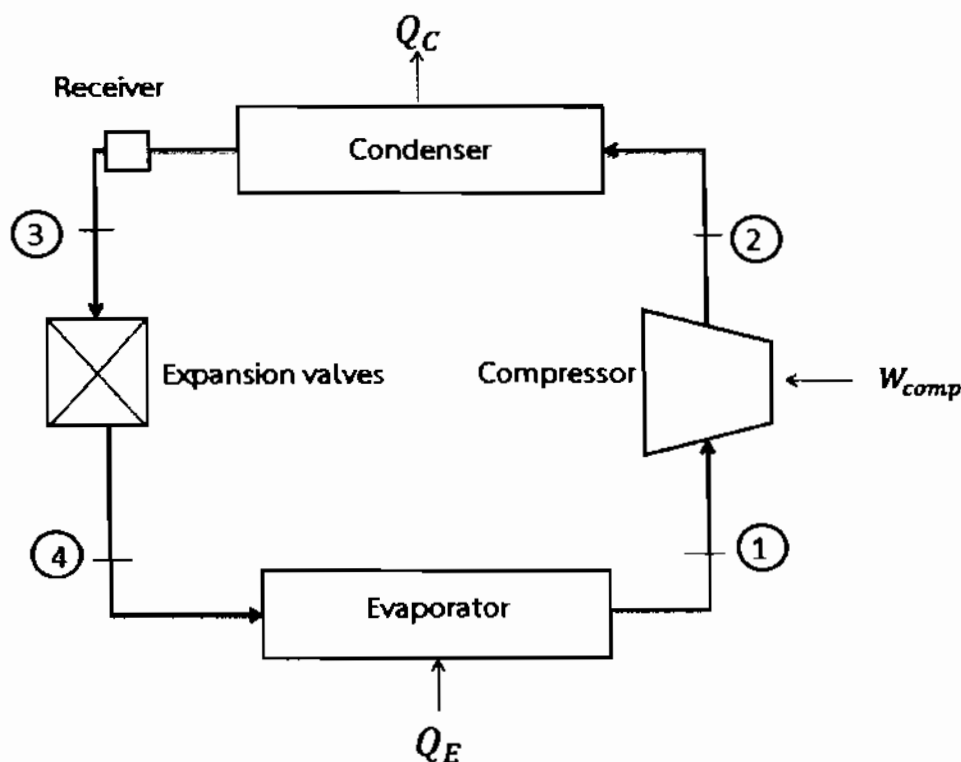
แบบจำลองและวิธีการคำนวณ

เนื่องจากโครงงานนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาทำความเข้าใจเกี่ยวกับกระบวนการต่าง ๆ ที่เกิดขึ้นในระบบปรับอากาศเพื่อหาแนวทางในการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบเราจึงจำเป็นต้องสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของระบบปรับอากาศ เพื่อศึกษาพฤติกรรมที่เกิดขึ้นในระบบปรับอากาศและทำการเปรียบเทียบการทำงานจริงของอุปกรณ์ในการทดลองเครื่อง ET600 Laboratory Air-Conditioning System

3.1 สร้างแบบจำลอง

3.1.1 แสดงรายละเอียดตำแหน่งในอุปกรณ์ต่างๆ

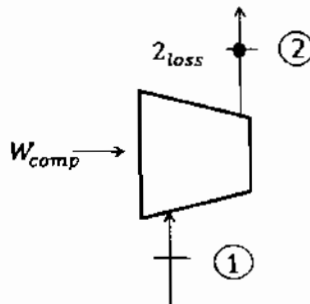
ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักคือ เครื่องอัดไอ (Compressor) เครื่องควบแน่น (Condenser) เครื่องระเหย (Evaporator) เครื่องควบคุมการไหลของสารทำความเย็น (Expansion Value) และนอกจากนี้ยังมีอุปกรณ์กับดักไอ (receiver) ดังแสดงภาพประกอบ 3.1



ภาพประกอบ 3.1 แสดงรายละเอียดตำแหน่งในอุปกรณ์ต่าง ๆ

3.1.2 แบบจำลองของอุปกรณ์อัดไอ

อุปกรณ์อัดไอทำหน้าที่ดูดสารทำความเย็นในสภาพที่เป็นไอเข้ามา และอัดให้เกิดความดันสูงซึ่งทำให้ไอมีความร้อนเพิ่มขึ้นโดยอาศัยงานจากภายนอกที่กระทำผ่านเพลลา



ภาพประกอบ 3.2 กระบวนการอัดไอของคอมเพรสเซอร์

อัตรางานที่ป้อนให้กับอุปกรณ์อัดไอจะพิจารณาจากสมการ (2.2) เป็นกฎการอนุรักษ์พลังงานที่เป็นไปตามกฎข้อที่ 1 ทางเทอร์โมไดนามิกส์เมื่อนำมาประยุกต์ใช้กับกระบวนการที่มีการถ่ายเทมวลเข้าออกจากระบบโดยสมมติว่า เป็นการไหลที่สภาวะคงที่ ผลต่างพลังงานจลน์และพลังงานศักย์เป็นศูนย์และไม่มีความร้อนสูญเสียเกิดขึ้น เขียนแสดงสมการได้ดังนี้

$$\dot{W}_c = \dot{m}_r(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

โดย h_2 หาได้จากสมการดังนี้

$$h_2 = \frac{h_2' - h_1}{\eta_{isent}} + h_1 \quad (3.2)$$

$$\eta_{isent} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} \quad (3.3)$$

กรณีที่มีความร้อนสูญเสียที่คอมเพรสเซอร์ เอนทัลปีที่ออกจากคอมเพรสเซอร์หาได้ดังนี้

$$h_{2,loss} = h_2 - \frac{\dot{Q}_{loss}}{\dot{m}_r} \quad (3.4)$$

ซึ่งค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของอุปกรณ์อัดไอหาได้จากอุปกรณ์การทดลองประสิทธิภาพเชิงปริมาตรที่คอมเพรสเซอร์ทำได้จริง จากบริษัทผู้ผลิตเพื่อหาสมการประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก (Arunwattana, 2010) ได้ดังนี้

$$\eta_{isent} = 0.0069Pr^3 - 0.0987Pr^2 + 0.4274Pr + 0.072 \quad (3.5)$$

โดย $Pr = \frac{P_C}{P_E}$

โดยอัตราการไหลของสารทำความเย็นสามารถหาได้ดังนี้

$$\dot{m}_r = \rho_1 \eta_v \dot{V}_c \quad (3.6)$$

ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของคอมเพรสเซอร์หาได้จากอุปกรณ์การทดลองประสิทธิภาพเชิงปริมาตรที่คอมเพรสเซอร์ทำได้ จากบริษัทผู้ผลิตเพื่อหาสมการประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของคอมเพรสเซอร์ (Arunwattana, 2010) ได้ดังนี้

$$\eta_v = 0.003Pr^3 - 0.0441Pr^2 + 0.1796Pr + 0.6803 \quad (3.7)$$

เมื่อ $h_{2,loss}$ = เอนทัลปีที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ กรณีที่มีความร้อนสูญเสียที่คอมเพรสเซอร์ [kJ/kg]

$\dot{V}_c$ = อัตราการไหลเชิงปริมาตรของคอมเพรสเซอร์ทำได้ [m³/s]

$\dot{Q}_{loss}$ = อัตราการสูญเสียความร้อนบริเวณคอมเพรสเซอร์ [kW]

ρ_1 = ความหนาแน่นของสารทำความเย็น [kg/m³]

$\dot{m}_r$ = อัตราการไหลของสารทำความเย็น [kg/m³]

W_c = อัตรางานที่ป้อนให้กับอุปกรณ์อัดไอ [kW]

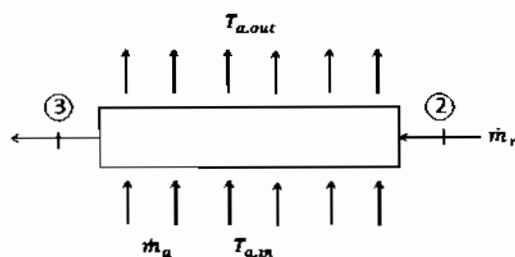
Pr = สัดส่วนความดันคอนเดนเซอร์ต่ออีวาปอเรเตอร์

η_v = ประสิทธิภาพเชิงปริมาตร

3.1.3 แบบจำลองอุปกรณ์ควบแน่น (Condenser)

เครื่องควบแน่นเป็นเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ทำหน้าที่ระบายความร้อนจากสารทำความเย็นที่ถูกอัดจากอุปกรณ์อัดไอให้ควบแน่นเปลี่ยนสถานะจากสารทำความเย็นที่เป็นไอให้เป็นของเหลว ดังภาพประกอบ

3.3



ภาพประกอบ 3.3 อุปกรณ์ระควบแน่น

โดยมีสมการแสดงอัตราการถ่ายเทความร้อน ดังแสดงในสมการที่ (3.8-3.11) ซึ่งมีสมมติฐานดังนี้ เป็นการไหลที่สภาวะคงที่ ผลต่างพลังงานจลน์และพลังงานศักย์เป็นศูนย์และไม่มีการป้อนงานให้กับคอนเดนเซอร์ เขียนแสดงสมการได้ดังนี้

$$\text{ด้านสารทำงาน} \quad \dot{Q}_{con} = \dot{m}_r(h_2 - h_3) \quad (3.8)$$

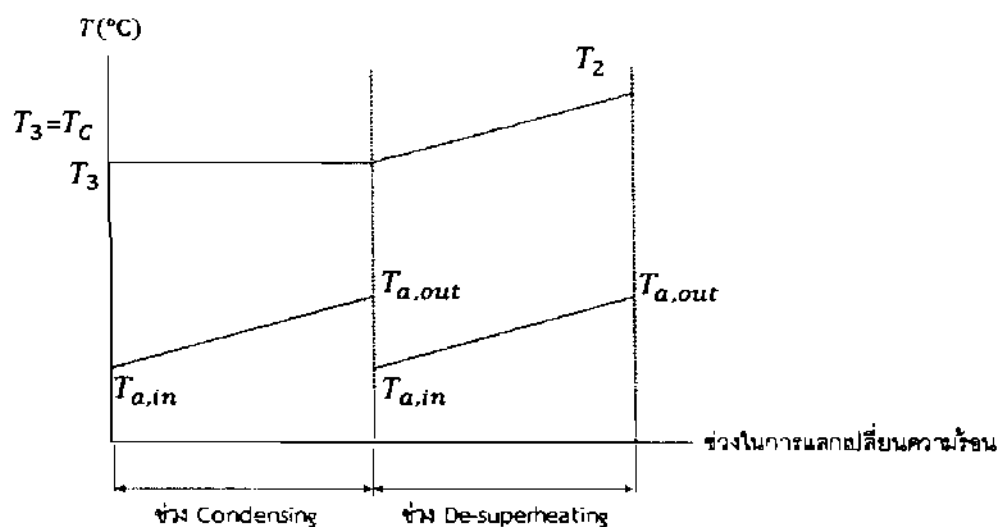
$$\text{ด้านอากาศ} \quad \dot{Q}_{con} = \dot{m}_a(h_{a,out} - h_{a,in}) \quad (3.9)$$

$$\text{เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน} \quad \dot{Q}_{con} = \dot{Q}_{con,De} + \dot{Q}_{con,con} \quad (3.10)$$

$$\dot{Q}_{con} = (UA\Delta T_{LMTD})_{con,De} + \varepsilon \dot{Q}_{max} \quad (3.11)$$

เมื่อ	ΔT_{LMTD} = ความแตกต่างของอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์บริเวณลดความเป็นไอวยวดยิ่ง [°C]
	$\dot{Q}_{con}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณคอนเดนเซอร์ [kW]
	$\dot{Q}_{max}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดบริเวณคอนเดนเซอร์ [kW]
	U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม [kW/m ² °C]
	A = พื้นที่การถ่ายโอนความร้อน [m ²]
	$\dot{m}_r$ = อัตราการไหลของสารทำความเย็น [kg/s]
	$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลของอากาศ [kg/s]
	h_a = เอนทัลปีของอากาศ [kJ/kg]
	con = บริเวณคอนเดนเซอร์
	max = ค่าสูงสุด
	ε = ประสิทธิภาพ
	r = สารทำความเย็น
	a = อากาศ

เนื่องจากอากาศก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่นเท่ากันทั้งหมด ดังนั้นจึงสมมติฐานว่าอุณหภูมิอากาศเข้าบริเวณ De super heating และ Condensing เท่ากัน และสามารถแสดงเส้นอุณหภูมิระหว่างอากาศกับสารทำความเย็นในอุปกรณ์ควบแน่นดังภาพประกอบ 3.4



ภาพประกอบ 3.4 บริเวณการถ่ายโอนความร้อน

ในการพิจารณาการแลกเปลี่ยนความร้อนในอุปกรณ์ควบแน่นแต่ละช่วงจะไม่คิดความดันสูญเสีย เนื่องจากความดันสูญเสียมีค่าน้อย ดังนี้

3.1.3.1 บริเวณลดความเป็นไอวยวดยิ่ง (De-super heating)

การหาค่าการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์บริเวณลดความเป็นไอวยวดยิ่ง ได้ดังนี้

$$\dot{Q}_{con,De} = (UA)_{con,De} (\Delta T_{LMTD})_{con,De} \quad (3.12)$$

$$(\Delta T_{LMTD})_{con,De} = \left[\frac{(T_2 - T_{Air,out,De}) - (T_C - T_{Air,in})}{\ln \left(\frac{(T_2 - T_{Air,out,De})}{(T_C - T_{Air,in})} \right)} \right] \quad (3.13)$$

เมื่อ $\dot{Q}_{con,De}$ = อัตราการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์บริเวณลดความเป็นไอวยวดยิ่ง [kW]

$(\Delta T_{LMTD})_{con,De}$ = ความแตกต่างของอุณหภูมิของคอนเดนเซอร์บริเวณลดความเป็นไอวยวดยิ่ง [°C]

$T_{Air,in}$ = อุณหภูมิของอากาศเข้าคอนเดนเซอร์ [°C]

$T_{Air,out,De}$ = อุณหภูมิอากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์บริเวณลดความเป็นไอวยวดยิ่ง [°C]

ผลผลิตของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมกับพื้นที่ผิวของการแลกเปลี่ยนความร้อนบริเวณในคอนเดนเซอร์สามารถพิจารณาได้จากสมการดังนี้

$$UA_{con,De} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,con,De} A_i} + \frac{\ln(\frac{r_o}{r_i})}{2\pi k L_{con,De}} + \frac{1}{\eta_{fin} h_a A_o}} \quad (3.14)$$

เมื่อ $L_{con,De}$ = ความยาวของท่อบริเวณลดความเป็นไอลยวดยิ่ง [m]

k = ค่าสภาพการนำความร้อนของท่อ [kW/m°C]

η_{fin} = ประสิทธิภาพของครีบบายความร้อน

A_i = พื้นที่ผิวด้านใน [m²]

A_o = พื้นที่ผิวด้านนอก [m²]

r_i = รัศมีศรีภายใน [m]

r_o = รัศมีศรีภายนอก [m]

โดยสมการหาสัมประสิทธิ์พาความร้อนของสารทำความเย็นสามารถหาจากสมการดังนี้

$$h_{r,con,De} = \frac{Nu_{r,De} k_r}{D_{h,r,De}} \quad (3.15)$$

เมื่อ k_r = การนำความร้อนของสารทำความเย็น [kW/m°C]

$D_{h,r,De}$ = Hydraulic diameter [m]

$Nu_{r,De}$ = คำนัสเซลนัมเบอร์

$h_{r,con,De}$ = สัมประสิทธิ์พาความร้อนของสารทำความเย็นของคอนเดนเซอร์บริเวณลดความเป็นไอลยวดยิ่ง [kW/m²]

ความสัมพันธ์ของการถ่ายโอนความร้อนของการไหลสถานะเดียวในท่อที่วางในแนวนอน หาได้จากสมการของ Petukhov (1970) ดังนี้

$$Nu_{r,De} = \frac{\frac{f_r}{8} \times Re_{r,De} \times Pr_{r,De}}{b_r + 12.7 \times (\frac{f_r}{8})^{0.5} \times (Pr_{r,De}^{2/3} - 1)} \quad (3.16)$$

$$b_r = 1.07 + \frac{900}{Re_r} - \frac{0.63}{1 + 10Pr_r} \quad (3.17)$$

โดยค่าความเสียดทานที่ใช้ในส่วนของ $Nu_{r,De}$ เพื่อนำไปใช้หาค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน
พิจารณาจากสมการของ Filonenko (1960) ดังนี้

$$f_r = \frac{1}{(0.79 \ln Re_{r,De} - 1.64)^2} \quad (3.18)$$

ซึ่งค่า $Pr_{r,De}$ และค่า $Re_{r,De}$ สามารถพิจารณาได้ดังนี้

$$Pr_{r,De} = \frac{u_r c_{pr}}{k_r} \quad (3.19)$$

$$Re_{r,De} = \frac{\rho_r u_r D_{h,r}}{\mu_r} \quad (3.20)$$

โดยที่ความเร็วของสารทำความเย็นสามารถหาได้จากสมการ

$$u_r = \frac{\dot{m}_r}{\rho_r A_r} \quad (3.21)$$

เมื่อ μ_r = ความหนืดพลวัตของสารทำความเย็น [kg/m · s]
 c_{pr} = ความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็น [kJ/kg°C]
 ρ_r = ความหนาแน่นของสารทำความเย็น [kg/m³]
 u_r = ความเร็วของสารทำความเย็น [m/s]

สำหรับสมการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศสามารถเขียนสมการได้ดังนี้

$$h_{a,De} = j(Gc_{p,a})Pr_{a,De}^{3/2} \quad (3.22)$$

$$j = 0.14 Re_{a,De}^{-0.328} \left(\frac{Pr_t}{Pr_i}\right)^{-0.502} \left(\frac{F_p}{D_c}\right)^{0.0312} \quad (3.23)$$

โดย $Re_{a,De} = \frac{\rho_a u_{a,De} D_{h,a,De}}{\mu_a} \quad (3.24)$

$$Pr_{a,De} = \frac{\mu_a c_{pa}}{k_a} \quad (3.25)$$

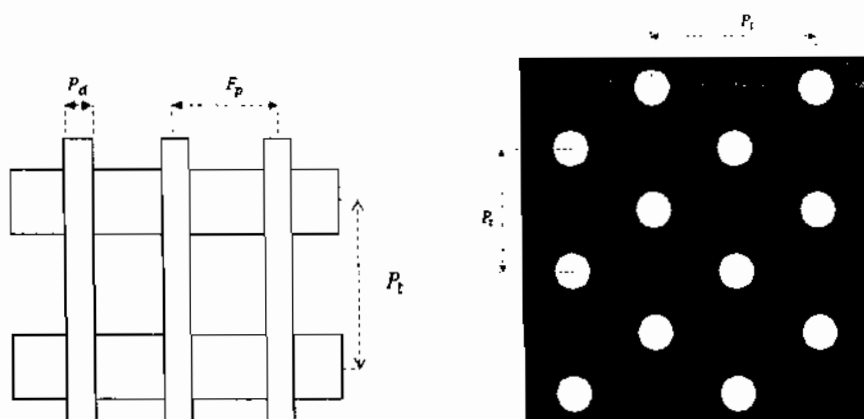
$$D_{h,a,De} = \frac{4A_a}{P_a} \quad (3.26)$$

- เมื่อ $Re_{a,De}$ = เรย์โนลด์สเบอร์ของอากาศในช่วงตีซูปเปอร์ฮีท
- $D_{h,a,De}$ = ไฮโดรลิกไดมิเตอร์ [m]
- $u_{a,De}$ = ความเร็วของอากาศในช่วงตีซูปเปอร์ฮีท [m/s]
- $h_{a,De}$ = สัมประสิทธิ์การพาความร้อนทางด้านของไหลที่เป็นอากาศของคอนเดนเซอร์บริเวณลด
ความเป็นไอวยอดยิ่ง [kW/m²]
- μ_a = ความหนืดพลวัตของอากาศ [kg/m · s]
- A_a = พื้นที่หน้าตัดการไหลของอากาศ [m²]
- P_a = เส้นรอบวงของท่อ [m]
- D_c = เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อวัดจากผิวฐานของครีป [m]
- P_t = ระยะห่างระหว่างท่อวัดจากเส้นผ่านศูนย์กลางในแนวตั้ง [m]
- P_l = ระยะห่างระหว่างท่อวัดจากเส้นผ่านศูนย์กลางในแนวนอน [m]
- F_p = ระยะห่างของครีประบายความร้อนแบบ Plain [m]
- $c_{p,a}$ = ค่าความจุความร้อนของอากาศ [kJ/kg°C]
- $u_{a,De}$ = ความเร็วของอากาศในช่วงตีซูปเปอร์ฮีท [m/s]

การหาประสิทธิภาพครีประบายความร้อน



ภาพประกอบ 3.5 ครีประบายความร้อนในอุปกรณ์ควบแน่น



ภาพประกอบ 3.6 ลักษณะการวางท่อและครีป

การหาประสิทธิภาพครีบริบายความร้อนสามารถหาได้จาก

$$\eta_{fin,DH} = \frac{(\tanh(mL_c))}{mL_c} \quad (3.27)$$

โดย

$$m = \frac{h_{a,DH} P_f}{k_a A_f} \quad (3.28)$$

$$P_f = 2 \frac{P_t}{2} + t_f \quad (3.29)$$

- เมื่อ
- P_t = ระยะห่างระหว่างท่อวัดจากเส้นผ่านศูนย์กลางในแนวตั้ง [m]
 - P_l = ระยะห่างระหว่างท่อวัดจากเส้นผ่านศูนย์กลางในแนวนอน [m]
 - F_p = ระยะห่างระหว่างครีบริบายความร้อนแบบ Plain [m]
 - L_p = ระยะห่างระหว่างครีบริบายความร้อนแบบบานเกล็ด [m]
 - L_h = ความสูงในมุมเอียงของครีบริบายความร้อน [m]
 - A_f = พื้นที่ของครีบริบายความร้อน [m²]
 - t_f = ความหนาของครีบริบายความร้อน [m]
 - N = จำนวนแถว

3.1.3.2 บริเวณการควบแน่น (Condensing)

ในการหาค่าการถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์บริเวณการควบแน่นหาจากวิธีประสิทธิภาพ NTU

หาได้ดังสมการ

$$\dot{Q}_{con,cond} = \varepsilon Q_{max} \quad (3.30)$$

- เมื่อ
- $\dot{Q}_{con,cond}$ = การถ่ายเทความร้อนของคอนเดนเซอร์บริเวณการควบแน่น [kW]
 - Q_{max} = อัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณการควบแน่นระหว่างอากาศกับสารทำความเย็นที่ทำได้นมากที่สุด [kW]
 - ε = ประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในบริเวณการควบแน่น

โดย $\varepsilon = 1 - \text{Exp}(-NTU)$ (3.31)

$$NTU = \frac{UA_{con,cond}}{C_{min}} \quad (3.32)$$

$$UA_{con,cond} = \frac{1}{\frac{1}{h_{r,con,cond} A_i} + \frac{\ln(r_o/r_i)}{2\pi k L_{con,cond}} + \frac{1}{\eta_{fin} h_a A_o}} \quad (3.33)$$

และ $Q_{max} = C_{min}(T_c - T_{a,in})$ (3.34)

$$C_{min} = C_{Air} \quad (3.35)$$

โดยการทดลองนี้ให้ค่าผลคูณระหว่างอัตราการใช้พลังงานและค่าความจุความร้อนจำเพาะที่น้อยที่สุดคือด้านของอากาศ

เมื่อ η_{fin} = ประสิทธิภาพของครีบริบายความร้อน
 A_i = พื้นที่ผิวด้านใน [m^2]
 A_o = พื้นที่ผิวด้านนอก [m^2]
 r_i = รัศมีภายใน [m]
 r_o = รัศมีภายนอก [m]
 $L_{con,cond}$ = ความยาวของท่อบริเวณการควบแน่น [m]
 k = ค่าสภาพการนำความร้อนของผนังท่อ [$kW/m^{\circ}C$]

พิจารณาการถ่ายโอนความร้อนของสารทำความเย็น

สมการหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นสามารถหาจากสมการดังนี้

$$h_{r,con,cond} = \frac{Nu_{r,cond}k_r}{D_{h,r,cond}} \quad (3.36)$$

สมการหาค่า *Hydraulic diameter* ของสารทำความเย็นหาได้จาก

$$D_{h,r,cond} = \frac{4A_r}{P_r} \quad (3.37)$$

เมื่อ k_r = ค่าการนำความร้อนของสารทำความเย็นที่เป็นของเหลว [$kW/m^{\circ}C$]
 A_r = พื้นที่หน้าตัดของสารทำความเย็น [m^2]
 P_r = เส้นรอบวงของท่อของสารทำความเย็น [m]

ค่า $Nu_{r,cond}$ สามารถคำนวณได้จากสมการของ Dobson และ Chato (1936) ดังนี้

$$Nu_{r,cond} = 0.23Re_{r,cond}^{0.8}Pr_{r,cond}^{0.4}\left(\frac{2.22}{X_{tt}^{0.89}}\right) \quad (3.38)$$

จะใช้สมการ (3.38) คำนวณก็ต่อเมื่อเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนสองสถานะ

ซึ่งค่า $Pr_{r,cond}$ และค่า $Re_{r,cond}$ สามารถพิจารณาได้ดังนี้

$$Pr_{r,cond} = \frac{u_r c_{pr}}{k_r} \quad (3.39)$$

$$Re_{r,cond} = \frac{\rho_r u_r D_{h,r}}{\mu_r} \quad (3.40)$$

- เมื่อ μ_r = ความหนืดของสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวอิ่มตัว $[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$
 c_{pr} = ความร้อนจำเพาะของสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวอิ่มตัว $[\text{kJ}/\text{kg}^\circ\text{C}]$
 u_r = ความเร็วของสารทำความเย็นที่เป็นไออิ่มตัว $[\text{m}/\text{s}]$

The Lockhart Martinelli parameter

ล็อกฮาร์ตมาร์ตินเน-พารามิเตอร์ ใช้ในการคำนวณเมื่อความดันการไหลสองสถานะในท่อของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดลง ซึ่งจะง่ายกว่าวิธีการอื่น ๆ เหมาะที่จะใช้ในท่อขนาดเล็กเพื่อคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อน

$$X^{tt} = \left[\frac{1-X}{X} \right]^{0.9} \left[\frac{\rho_g}{\rho_f} \right]^{-0.5} \left[\frac{\mu_f}{\mu_g} \right]^{-0.1} \quad (3.41)$$

- เมื่อ ρ_f = ความหนาแน่นของสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวอิ่มตัว $[\text{kg}/\text{m}^3]$
 ρ_g = ความหนาแน่นของสารทำความเย็นที่เป็นไออิ่มตัว $[\text{kg}/\text{m}^3]$
 X = คุณภาพของไอ
 μ_f = ความหนืดพลวัตของสารทำความเย็นที่เป็นของเหลว $[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$
 μ_g = ความหนืดพลวัตของสารทำความเย็นที่เป็นไอ $[\text{kg}/\text{m} \cdot \text{s}]$

การถ่ายโอนความร้อนของอากาศบริเวณควบแน่นจะเหมือนกับบริเวณการถ่ายโอนความร้อนบริเวณไอยิ่งยวด เนื่องจากการถ่ายโอนความร้อนแบบข้ามท่อและมีอุณหภูมิก่อนเข้าอุปกรณ์ก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่นเท่ากันจึงใช้รูปแบบสมการพิจารณาการถ่ายโอนความร้อนที่เหมือนกัน

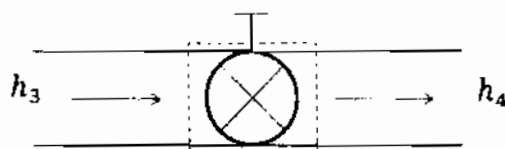
3.1.4 อุปกรณ์กับดักไอ (Liquid Receiver)

กับดักไเป็นอุปกรณ์ชนิดหนึ่งที่ติดตั้งในอุปกรณ์ควบแน่นจะติดตั้งไว้บริเวณก่อนเข้าอุปกรณ์ลดความดัน ทำหน้าที่ดักไจากการควบแน่นของอุปกรณ์ไม่หมดจึงทำให้แบบจำลองนี้คิดค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่นเป็น 2 โซน คือโซนลดความเป็นไอยิ่งยวดและโซนการควบแน่น สมมติว่าสารทำความเย็นที่ออกจากกับดักไหรือก่อนไหลผ่านวาล์วลดความดันอยู่ในสถานะของเหลวอิ่มตัว จากการทดลองไม่สามารถวัดค่าอุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์กับดักไได้จึงใช้ข้อมูลในการทดลอง โดยนำ $T_{a,in}$ และ T_3 มาพล็อตกราฟจะได้สมการ $T_3 = 0.5714 T_{a,in} + 27.462$ เพื่อนำไปหา h_3

3.1.5 แบบจำลองอุปกรณ์ลดความดัน

อุปกรณ์ลดความดัน คืออุปกรณ์ที่ควบคุมปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลเข้าไปในคอยล์เย็น และช่วยลดความดันของสารทำความเย็นลง เมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดันจะไม่มีการที่ป้อนให้อุปกรณ์ และการถ่ายเทความร้อนเพราะการเคลื่อนที่ของสารทำความเย็นเร็วมากจึงทำให้ไม่มีการถ่ายเทความร้อนสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของสมการดังนี้

$$h_3 = h_4 \quad (3.42)$$



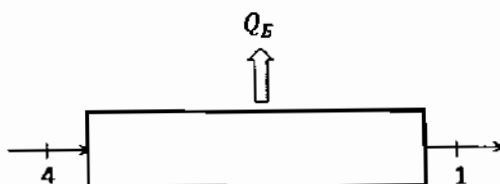
ภาพประกอบ 3.7 อุปกรณ์ลดความดัน

3.1.6 แบบจำลองอุปกรณ์ระเหย

ความร้อนที่อยู่รอบคอยล์เย็นทำให้สารทำความเย็นเกิดการเดือดซึ่งเป็นของเหลวระเหยกลายเป็นไอ จึงทำให้เกิดความเย็นขึ้นบริเวณรอบ ๆ คอยล์เย็น โดยสมมติว่า เป็นการไหลที่สภาวะคงที่ ผลต่างพลังงานจลน์และพลังงานศักย์เป็นศูนย์และไม่มีการป้อนงานให้กับระบบความร้อนที่สารทำความเย็นดูดเอาไว้ในขณะที่ไหลผ่านเครื่องระเหยหาได้จาก

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_r(h_1 - h_4) \quad (3.43)$$

- เมื่อ $\dot{Q}_E$ = ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ระเหย [kW]
 h_1 = ค่าเอนทัลปี ณ จุดก่อนเข้าอุปกรณ์อัดไอ [kJ/kg]
 h_4 = ค่าเอนทัลปี ณ จุดก่อนเข้าอุปกรณ์ระเหย [kJ/kg]



ภาพประกอบ 3.8 อุปกรณ์ระเหย

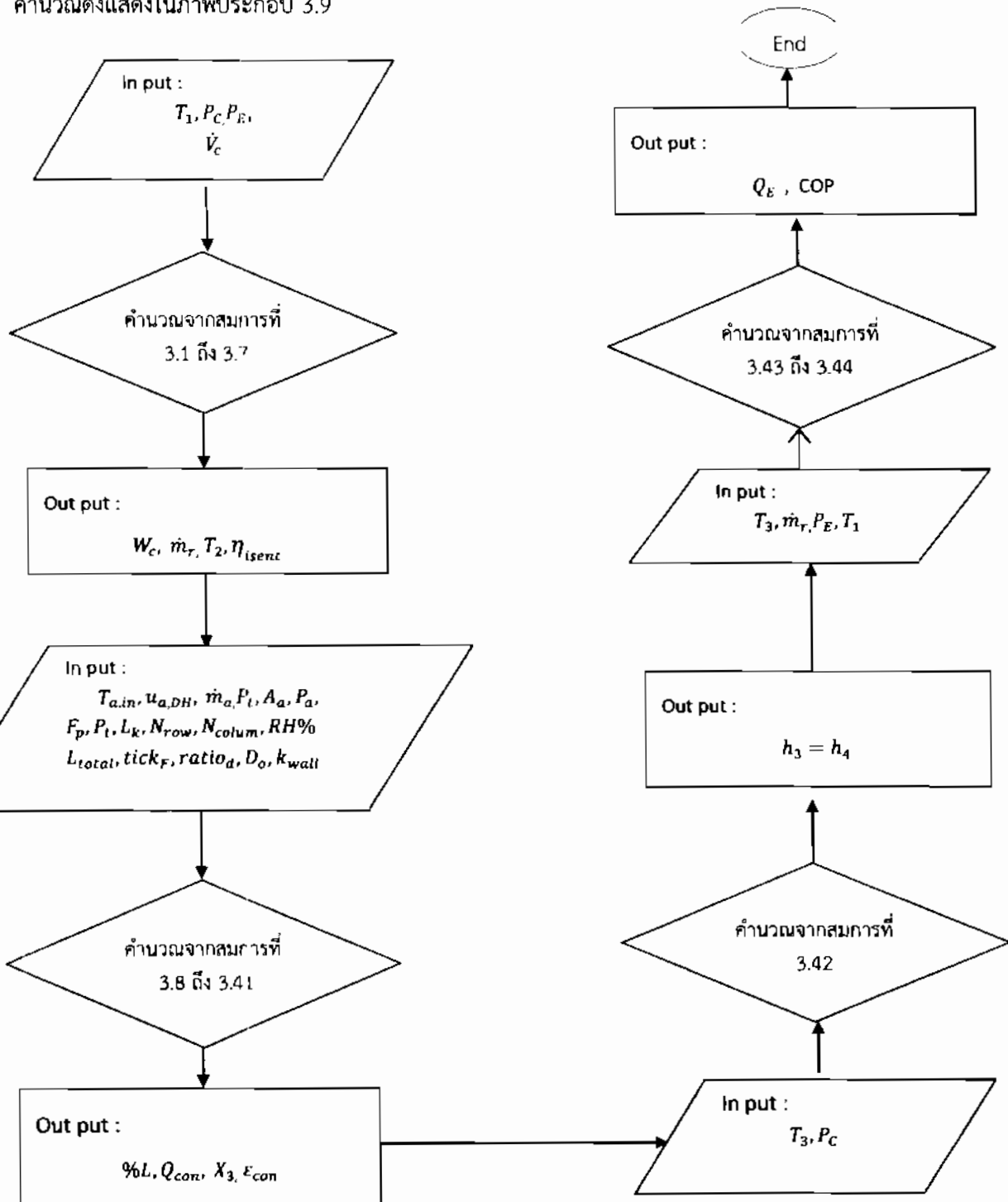
3.1.7 สัมประสิทธิ์สมรรถนะของสารทำความเย็น

การสร้างแบบจำลองค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของสารทำความเย็น จะสามารถหาค่าจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ระเหยส่วนด้วยงานที่ป้อนให้อุปกรณ์อัดไอ ดังนั้นจะสามารถหาค่าประสิทธิภาพสมรรถนะของสารทำความเย็นได้ดังนี้

$$COP = \dot{Q}_E / \dot{W}_C \quad (3.44)$$

2. วิธีการคำนวณ

เมื่อสร้างแบบจำลองสมบูรณจากนั้นจะทำการหาคำตอบกับแบบจำลองโดยใช้ซอฟต์แวร์ Engineering Equation Solver (EES) โดยมีตัวแปรที่ทราบค่าและตัวแปรไม่ทราบค่าในสมการที่ต้องการหาโดยมีวิธีการคำนวณดังแสดงในภาพประกอบ 3.9



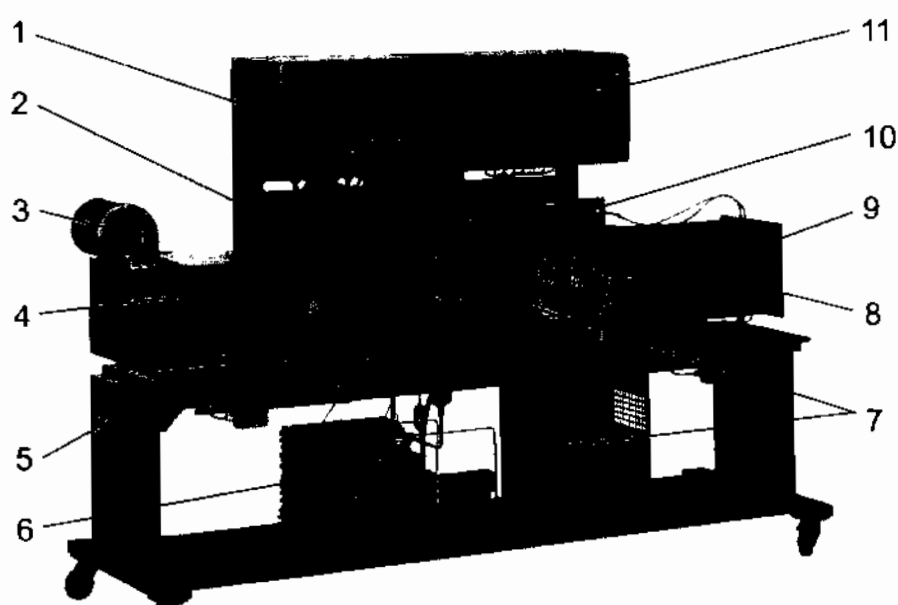
ภาพประกอบ 3.9 วิธีการคำนวณแบบจำลอง

บทที่ 4

การตรวจสอบแบบจำลอง

4.1 อุปกรณ์การทดลองเพื่อตรวจสอบแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

ET 600 Laboratory Air-Conditioning System เป็นชุดการทดลองที่ศึกษาถึงพฤติกรรมที่เกิดขึ้นในกระบวนการต่าง ๆ ของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักคือ เครื่องอัด (Compressor) เครื่องควบแน่น (Condenser) เครื่องระเหย (Evaporator) และเครื่องควบคุมการไหลของสารทำความเย็น (Expansion Value) ซึ่งสารตัวกลางที่ใช้คืออากาศ และสารทำความเย็น R 134a และส่วนแลกเปลี่ยนความร้อนจะเป็นแบบ Fin-tube heat exchanger และมีส่วนประกอบอื่นๆ ดังภาพประกอบ 4.1



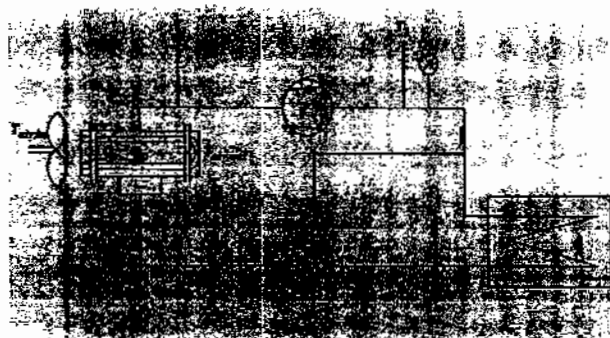
ภาพประกอบ 4.1 ส่วนประกอบของเครื่อง ET600 Laboratory of Air-conditioning system

จากภาพแสดงส่วนประกอบของเครื่อง ET600 Laboratory Air-conditioning ได้ดังนี้

1 controls	2 air cooler (direct evaporator)	3 fan
4 air preheater	5 temperature sensor	6 condensing unit
7 air humidifier	8 air reheater	9 air duct
10 inclined tube manometer	11 displays	

4.2 ตำแหน่งการวัดและเครื่องมือการวัด

จากการทดลองนี้ต้องการหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของสารทำความเย็น (COP) อุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ (T_2) อัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_r$) ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของอุปกรณ์อัดไอ (η_{isent}) งานที่ป้อนให้กับอุปกรณ์อัดไอ ($\dot{w}_c$) และค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่น (Q_c) โดยตำแหน่งการวัดดังภาพประกอบ 4.2 และมีรายละเอียดของอุปกรณ์การวัดดังตาราง 4.2



ภาพประกอบ 4.2 แสดงลักษณะและส่วนประกอบ
ต่าง ๆ ของระบบทำความเย็น

- T_1 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าอุปกรณ์อัดไอ
- T_2 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ
- T_3 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น
- T_4 = อุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าอุปกรณ์ระเหย
- $P_{1/4}$ = ความดันของอุปกรณ์ระเหยด้านต่ำ
- $P_{2/3}$ = ความดันของอุปกรณ์ควบแน่นด้านสูง
- $\dot{V}_R$ = อัตราการไหลของสารทำความเย็น
- $\dot{v}_a$ = อัตราความเร็วของอากาศ
- $T_{air,in}$ = อุณหภูมิอากาศก่อนไหลผ่านอุปกรณ์ควบแน่น
- $T_{air,out}$ = อุณหภูมิอากาศที่ไหลออกจากอุปกรณ์ควบแน่น

ตาราง 4.1 สรุปอุปกรณ์ที่ใช้ในการวัดค่าต่างๆ

ค่าที่วัด	อุปกรณ์ที่ใช้วัด	ยี่ห้อ/รุ่น ของเครื่องมือวัด	ช่วงการวัด	ความคลาด เคลื่อน
ความดันด้านสูงและ ความดันด้านต่ำ	Pressure Transmitter	ยี่ห้อ : Huba รุ่น : Pressure transmitter 691	0 – 32 [bar]	±15%
ความชื้นสัมพัทธ์	Humidity sensor	Endress+Hauser รุ่น : TST414	10 ถึง 90%RH	0.15%RH
T_1, T_2 และ T_3	เทอร์โมคัปเปิล	Endress+Hauser รุ่น : Type J	0 ถึง 200°C	0.05°C
$T_{air,in}$ และ $T_{air,out}$	เทอร์โมคัปเปิล	ยี่ห้อ : OEM รุ่น : Type K	-25 ถึง 150°C	0.05°C
อัตราการไหลของสาร ทำความเย็น	Rotameter	ยี่ห้อ : ABB D10A11- FLOWMETE	8-102 [l/h]	±15%
ความเร็วลมออก อุปกรณ์ควบแน่น	anemometer	ยี่ห้อ : Lutron รุ่น : AM-4200	0.8-30 [m/s]	±3%

4.3 ค่าที่ต้องการหาจากการทดลองเพื่อเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย

สำหรับการหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่น เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย อัตราการถ่ายเทความร้อนจะวัดจากกระแสของอากาศ โดยสมมติว่าอัตราแลกเปลี่ยนความร้อนในอุปกรณ์ควบแน่นไม่มีการสูญเสีย คืออัตราความร้อนที่สารทำความเย็นให้ออกมาจะเท่ากับอัตราความร้อนที่อากาศได้รับ ดังนั้นจะสามารถหาค่าอัตราการแลกเปลี่ยนความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่นได้ดังนี้

$$\dot{Q}_C = \dot{m}_a C_{p,air} (T_{a,out} - T_{a,in}) \quad (4.1)$$

เมื่อ $\dot{Q}_C$ = ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่น [kW]

$\dot{m}_a$ = อัตราการไหลของอากาศ [kg/s]

$C_{p,air}$ = ค่าความความร้อนจำเพาะของอากาศ [kJ/kg°C]

$T_{a,in}$ = อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่น [°C]

$T_{a,out}$ = อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น [°C]

โดย $\dot{m}_a$ จะหาจาก $\rho_a A v_a$ โดยจะทำการวัดค่าอัตราความเร็วลมของอากาศ (v_a) โดยใช้ Anemometer และวัดค่าอุณหภูมิ $T_{a,in}$ และ $T_{a,out}$

การหาค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็นของอุปกรณ์การทดลอง เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย อัตราการไหลของสารทำความเย็นจะวัดจากการไหลของสารทำความเย็น ณ จุดที่ 3 ดังภาพประกอบ 4.2 โดยมีหน่วย [L/hr] จึงทำการเปลี่ยนหน่วยให้เป็น [kg/s] จากการทดลอง ก่อนที่นำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย ดังนั้นจะสามารถหาค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็นได้ดังนี้

$$\dot{m}_{r,exp} = \dot{V}_R \rho_3 (0.001/3600) \quad (4.2)$$

เมื่อ $\dot{V}_R$ = อัตราการไหลของสารทำความเย็น [L/hr]

ρ_3 = ค่าความหนาแน่น ณ จุดที่ 3 [kg/m³]

การหาค่าอัตรางานที่ป้อนให้กับอุปกรณ์อัดไอ เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย งานที่ป้อนให้กับอุปกรณ์อัดไอ จะสามารถหาค่าจากอัตราการไหลของสารทำความเย็นคูณกับผลต่างของเอนทัลปีของอุปกรณ์อัดไอ ดังนั้นจะสามารถหาค่าอัตรางานที่ป้อนให้อุปกรณ์อัดไอได้ดังนี้

$$\dot{w}_c = \dot{m}_{r,exp} (h_2 - h_1) \quad (4.3)$$

$\dot{w}_c$ = ค่าอัตรางานที่ป้อนให้กับอุปกรณ์อัดไอ [kW]

h_1 = ค่าเอนทัลปี ณ จุดก่อนเข้าอุปกรณ์อัดไอ [kJ/kg]

h_2 = ค่าเอนทัลปี ณ จุดที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ [kJ/kg]

การหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของสารทำความเย็นของอุปกรณ์การทดลอง เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของสารทำความเย็นจะสามารถหาค่าจากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ระเหยส่วนด้วยงานที่ป้อนให้อุปกรณ์อัดไอ ดังนั้นจะสามารถหาค่าประสิทธิภาพสมรรถนะของสารทำความเย็นของอุปกรณ์การทดลองได้ดังนี้

$$COP = \dot{Q}_E / \dot{W}_C \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_E = \dot{m}_{r,erp}(h_1 - h_4) \quad (4.5)$$

เมื่อ $\dot{Q}_E$ = ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ระเหย [kW]

h_4 = ค่าเอนทัลปี ณ จุดก่อนเข้าอุปกรณ์ระเหย [kJ/kg]

โดยจะทำการวัดค่าอุณหภูมิ T_1 และ T_3 และวัดค่าความดัน P_C และ P_E เพื่อจะนำไปหาค่าเอนทัลปี $h_3 = h_4$ และ h_1

การหาค่าอุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ T_2 เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนาย โดยค่าอุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ T_2 จะหาค่าได้จากการใช้เครื่องมือวัดที่กล่าวในหัวข้อ 4.2

การหาค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของอุปกรณ์อัดไอ เพื่อนำไปเปรียบเทียบกับค่าที่ได้จากการทำนายประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของอุปกรณ์อัดไอ จะสามารถหาได้จากงานที่ป้อนให้อุปกรณ์อัดจริงกับงานที่ป้อนให้อุปกรณ์อัดแบบอุดมคติ ดังนั้นจะสามารถหาค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของอุปกรณ์อัดไอจากการทดลองได้ดังนี้

$$\eta_{isent} = \frac{W'_C}{W_C} \quad (4.6)$$

$$\text{หรือ } \eta_{isent} = \frac{h'_2 - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4.7)$$

h'_2 = ค่าเอนทัลปีในกระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิก ณ จุดที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ [kJ/kg]

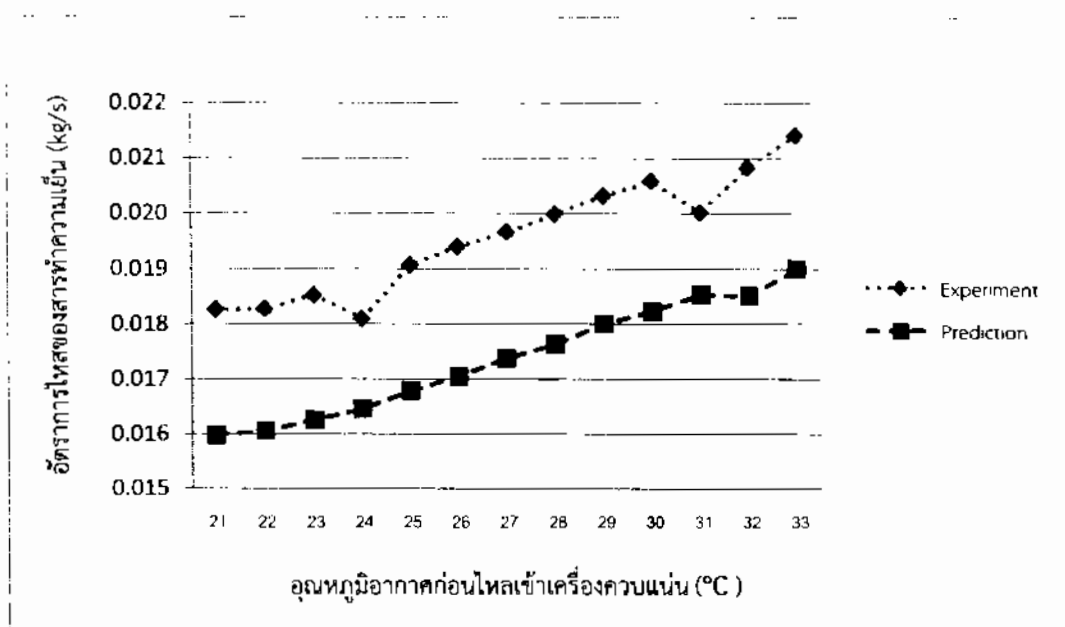
โดยงานที่ป้อนให้อุปกรณ์อัดแบบอุดมคติ

$$W'_C = \dot{m}_{r,erp}(h'_2 - h_1) \quad (4.8)$$

4.4 ผลการเปรียบเทียบค่าที่ได้จากการทดลองและการทำนาย

4.4.1 อัตราการไหลของสารทำความเย็น

ภาพประกอบด้านล่างแสดงถึงอัตราการไหลของสารทำความเย็นโดยแกน x คืออุณหภูมิอากาศก่อนไหลผ่านอุปกรณ์เครื่องควบแน่น และแกน y คืออัตราการไหลของสารทำความเย็นซึ่งเป็นผลที่ได้จากการทดลองและผลจากการทำนายจากแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

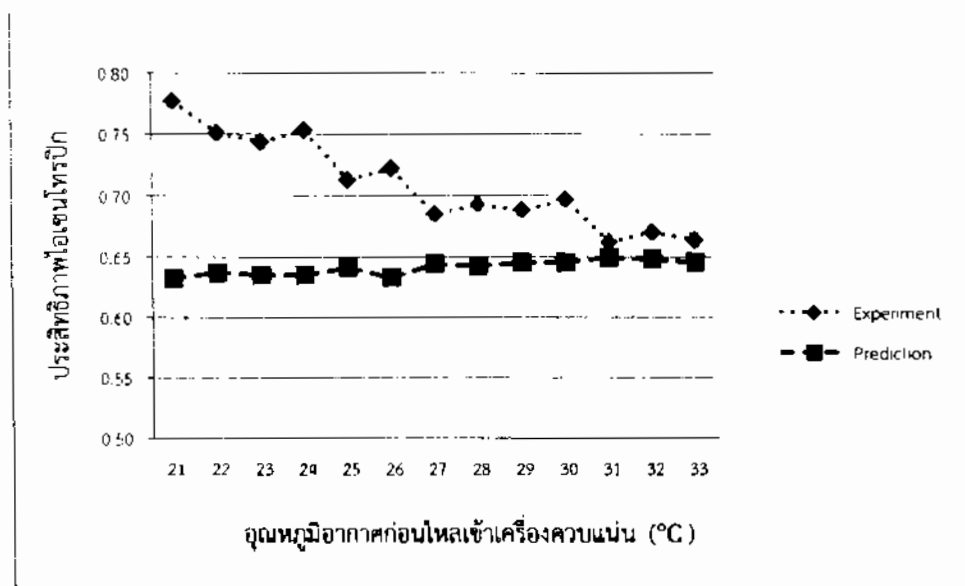


ภาพประกอบ 4.3 การเปรียบเทียบอัตราการไหลของสารทำความเย็น

จากการเปรียบเทียบอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ได้จากการวัดและจากการทำนายโดยใช้แบบจำลองในช่วงอุณหภูมิอากาศไหลผ่านอุปกรณ์ควบแน่น 21 องศาเซลเซียส ถึง 33 องศาเซลเซียส พบว่าค่าเฉลี่ยสัดส่วนความแตกต่างของอัตราการไหลของสารทำความเย็นจะอยู่ที่ 11.77% โดยมีค่าความแตกต่างน้อยที่ 10.99% ที่อุณหภูมิ 31 องศาเซลเซียส และมีค่าความแตกต่างมากที่สุด 12.75% ที่อุณหภูมิ 21 องศาเซลเซียส จากผลการทดลองและการทำนายมีความแตกต่างเนื่องจากการเก็บข้อมูลของผู้ทดลองและอุปกรณ์การวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็นมีการเคลื่อนที่ตลอดเวลาจึงเก็บค่าที่แน่นอนได้ยากและเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นสัดส่วนความแตกต่างจะมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน

4.4.2 ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก

รูปภาพด้านล่างแสดงถึงประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกโดยแกน X คืออุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์เครื่องควบแน่นและแกน Y คือประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของการทดลองและการทำนายจากโปรแกรมทางคณิตศาสตร์

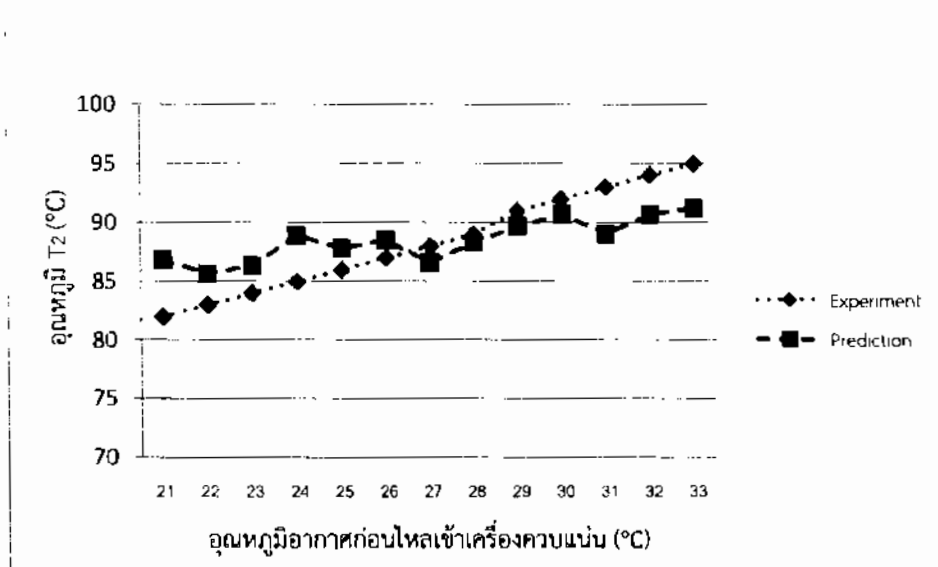


ภาพประกอบ 4.4 การเปรียบเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก

จากการเปรียบเทียบประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกที่ได้จากการวัดและจากการทำนายโดยใช้แบบจำลอง ในช่วงอุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์ควบแน่น 21 องศาเซลเซียส ถึง 33 องศาเซลเซียส พบว่าค่าเฉลี่ยสัดส่วนความแตกต่างของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกจะอยู่ที่ 16.50% โดยมีค่าความแตกต่างน้อยที่ 2.01% ที่อุณหภูมิ 31 องศาเซลเซียส และมีความแตกต่างมากที่สุด 18.65 ที่อุณหภูมิ 21 องศาเซลเซียส จากการทดลองพบว่า ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของการทดลองและการทำนายมีค่าความแตกต่างของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกมากในช่วงที่มีอุณหภูมิต่ำและมีความแตกต่างของประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกน้อยในช่วงที่มีอุณหภูมิสูง เนื่องจากสมการประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกที่ใช้ในแบบจำลองมีความเหมาะสมในช่วงที่มีอุณหภูมิสูง

4.4.3 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ (Discharge-temperature)

รูปภาพด้านล่างแสดงถึงอุณหภูมิ T_2 เป็นอุณหภูมิที่ออกจากคอมเพรสเซอร์จะแสดงในแกน Y และ อุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์เครื่องควบแน่นจะแสดงในแกน X

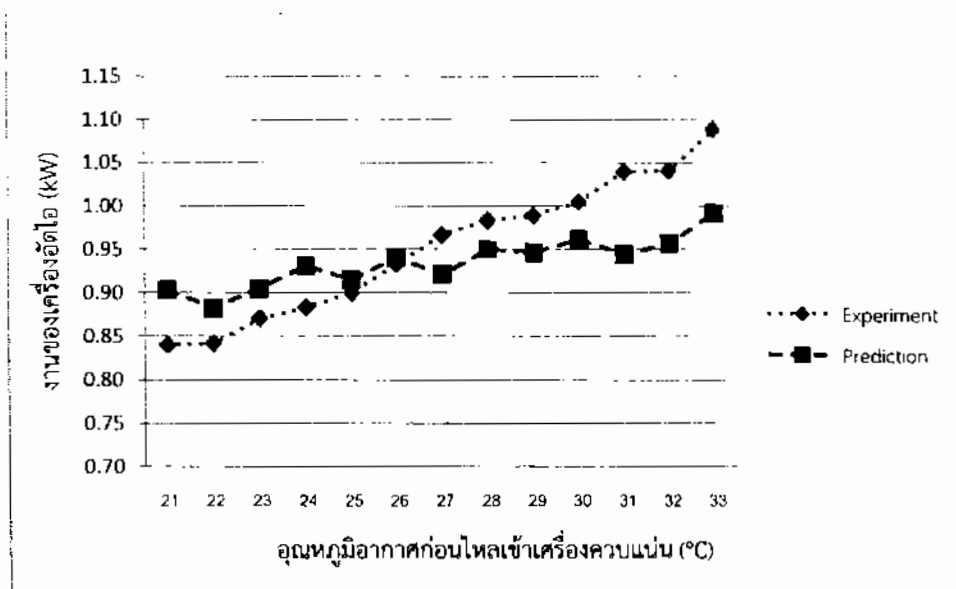


ภาพประกอบ 4.5 การเปรียบเทียบอุณหภูมิ T_2

จากการเปรียบเทียบอุณหภูมิ T_2 ที่ได้จากการวัดและจากการทำนายโดยใช้แบบจำลองในช่วงอุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์ควบแน่น 21 องศาเซลเซียส ถึง 33 องศาเซลเซียส พบว่าค่าเฉลี่ยสัดส่วนความแตกต่างของอุณหภูมิ T_2 จะอยู่ที่ 2.81% โดยมีค่าความแตกต่างน้อยที่ 0.79 % ที่อุณหภูมิ 28 องศาเซลเซียส และมีค่าความแตกต่างมากที่สุด 5.89% ที่อุณหภูมิ 21 องศาเซลเซียส จากผลการทดลองและการทำนายมีความคลาดเคลื่อนน้อยเนื่องจากการกำหนดค่าความร้อนสูญเสียในคอมเพรสเซอร์มีความเหมาะสม จากรูปภาพด้านบนจะเห็นได้ว่าช่วงที่ค่าของอุณหภูมิ T_2 จากการทำนายมีค่าสูงกว่าค่าจากการทดลองเพราะเกิดจากการกำหนดค่าความร้อนสูญเสียในคอมเพรสเซอร์น้อยเกินไปจึงทำให้ค่าที่ได้จากการทำนายมีค่าสูงกว่าค่าจากการทดลอง และช่วงที่ค่าอุณหภูมิ T_2 จากการทำนายมีค่าต่ำกว่าค่าจากการทดลองเพราะเกิดจากการกำหนดค่าความร้อนสูญเสียในคอมเพรสเซอร์มากเกินไปจึงทำให้ค่าที่ได้จากการทำนายมีค่าต่ำกว่าค่าจากการทดลอง

4.4.4 งานที่คอมเพรสเซอร์

จากรูปภาพด้านล่างแสดงถึงงานที่ป้อนให้คอมเพรสเซอร์โดยแกน x แสดงถึงอุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์เครื่องควบแน่นและแกน Y คือ งานที่คอมเพรสเซอร์

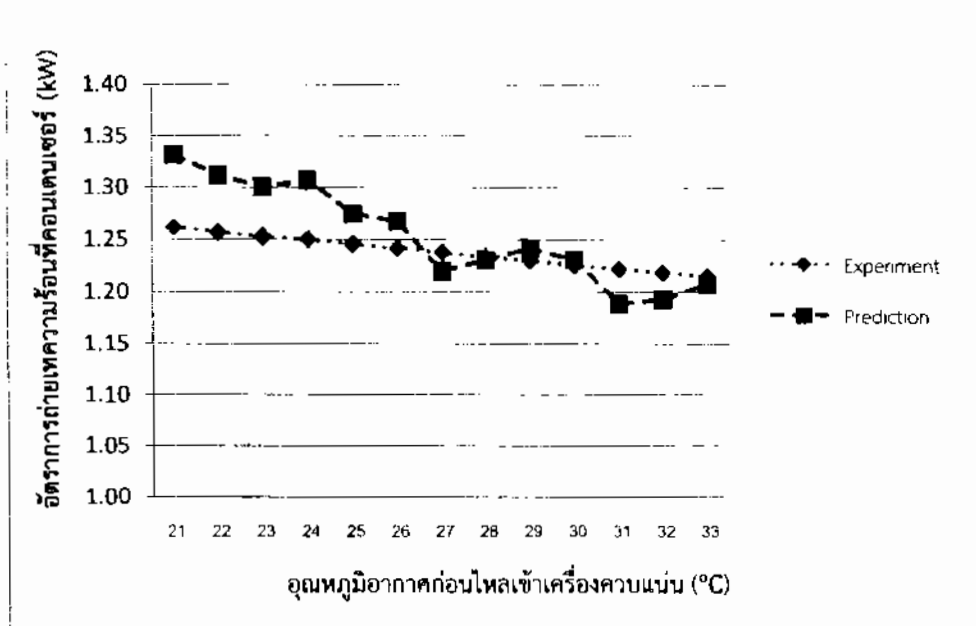


ภาพประกอบ 4.6 การเปรียบเทียบงานที่คอมเพรสเซอร์

จากการเปรียบเทียบงานของอุปกรณ์อัดไอที่ได้จากการวัดและจากการทำนายโดยใช้แบบจำลอง ในช่วงอุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์ควบแน่น 21 องศาเซลเซียส ถึง 33 องศาเซลเซียส พบว่าค่าเฉลี่ยสัดส่วนความแตกต่างของงานในเครื่องอัดไอจะอยู่ที่ 5.22% โดยมีค่าความแตกต่างน้อยที่ 0.8% ที่อุณหภูมิ 26 องศาเซลเซียส และมีความแตกต่างมากที่สุด 9.73% ที่อุณหภูมิ 31 องศาเซลเซียส จากผลการทดลองและการทำนายมีความแตกต่างเนื่องจากการเก็บข้อมูลของผู้ทดลองและอุปกรณ์การวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็นมีการเคลื่อนที่ตลอดเวลาจึงเก็บค่าที่แน่นอนได้ยาก เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นสัดส่วนความแตกต่างจะมีค่าเพิ่มขึ้นเช่นกัน และอุณหภูมิ T_2 มีความแตกต่างดังในรูปที่ 4.5 จากรูปภาพด้านบนจะบอกได้ว่าช่วงที่ค่าจากการทำนายมีค่างานที่คอมเพรสเซอร์สูงกว่าค่าจากการทดลองเพราะอุณหภูมิ T_2 จากการทำนายมีค่าสูงกว่าค่าจากการทดลอง และช่วงที่ค่างานที่คอมเพรสเซอร์จากการทำนายมีค่าต่ำกว่าค่าจากการทดลองเพราะอุณหภูมิ T_2 จากการทำนายมีค่าต่ำกว่าค่าจากการทดลอง จึงส่งผลถึงการหาค่าเอนทัลปีที่ใช้ในการคำนวณหางานที่คอมเพรสเซอร์ด้วย

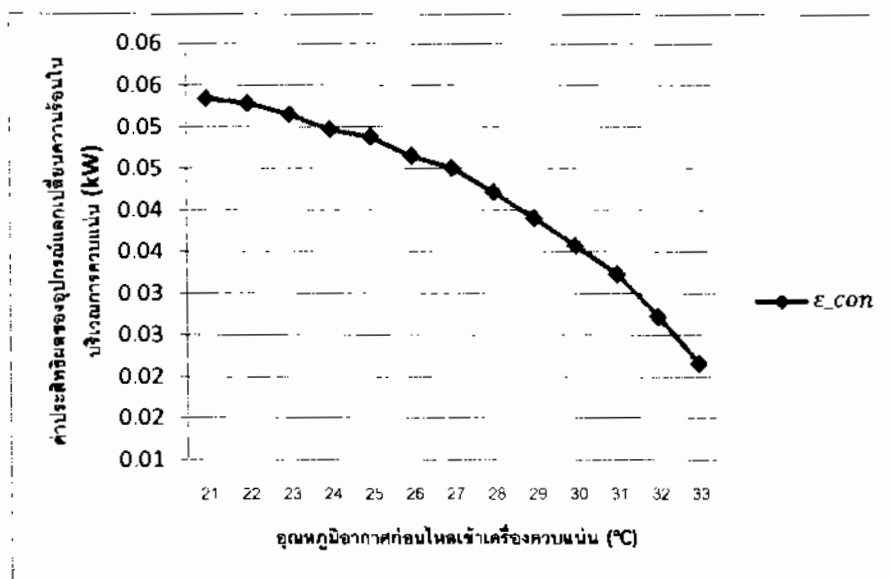
4.4.5 อัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์

จากรูปภาพแสดงถึงการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ โดยแกน X คือ อุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์เครื่องควบแน่นและแกน Y คืออัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์



ภาพประกอบ 4.7 การเปรียบเทียบการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์

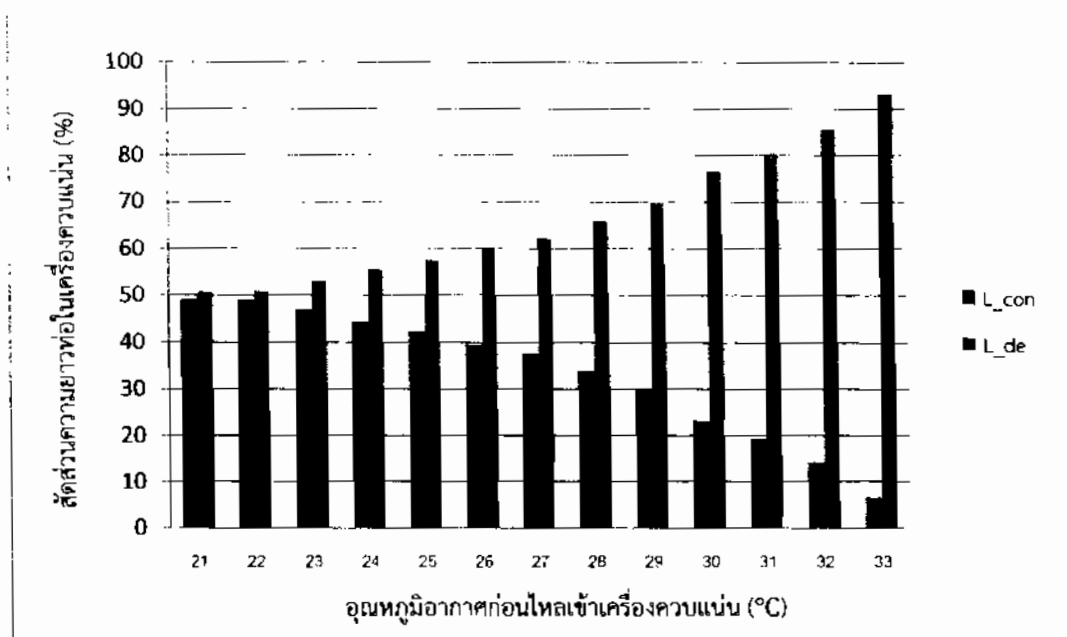
จากการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ที่คำนวณได้จากการวัดและจากการทำนายโดยใช้แบบจำลองในช่วงอุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์ควบแน่น 21 องศาเซลเซียส ถึง 33 เซลเซียส พบว่าค่าเฉลี่ยสัดส่วนความแตกต่างของการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์จะอยู่ที่ 2.43% โดยมีค่าความแตกต่างน้อยที่ 0.26% ที่อุณหภูมิ 28 องศาเซลเซียส และมีความแตกต่างมากที่สุด 5.56% ที่อุณหภูมิ 21 องศาเซลเซียส จากผลการทดลองและการทำนายมีความแตกต่างเนื่องจากการเปลี่ยนแปลงของการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิอากาศที่ไหลผ่านอุปกรณ์เครื่องควบแน่นเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นการถ่ายเทความร้อนจะน้อยลงเนื่องจากเกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นบริเวณอุปกรณ์เครื่องควบแน่นได้น้อยทำให้ค่าคุณภาพไอน้ำสูงซึ่งจะเห็นได้จากภาพประกอบ 4.10 ในขณะที่อุณหภูมิอากาศต่ำค่าคุณภาพไอน้ำจะน้อยแสดงว่าเกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นได้มาก ซึ่งสอดคล้องกับค่าประสิทธิภาพของอุปกรณ์ควบแน่นดังภาพประกอบ 4.8



ภาพประกอบ 4.8 การเปรียบเทียบค่าประสิทธิผลของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในบริเวณการควบแน่น

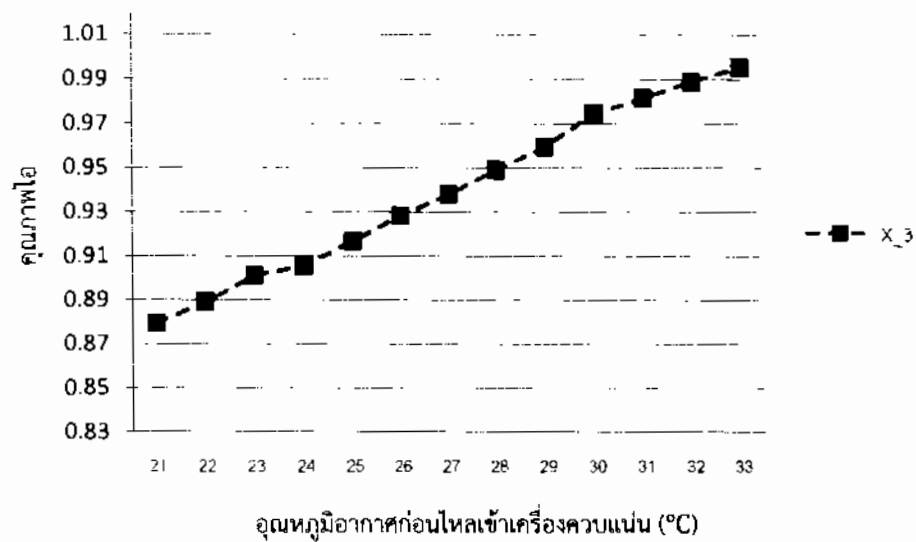
4.4.6 สัดส่วนความยาวของท่อในคอนเดนเซอร์

จากรูปด้านล่างแสดงถึงสัดส่วนความยาวท่อในคอนเดนเซอร์ โดยแกน X เป็นอุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์ควบแน่นและแกน Y เป็นสัดส่วนความยาวของท่อในอุปกรณ์ควบแน่นซึ่งจะมีอยู่ 2 ช่วงคือ ช่วงของการควบแน่น (L_{con}) และช่วงของการลดเป็นไอยาวยิ่ง (L_{de})

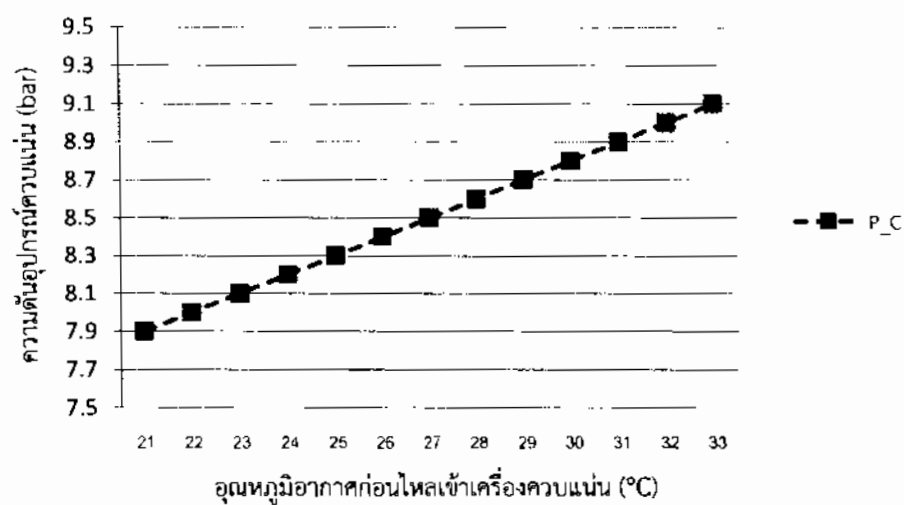


ภาพประกอบ 4.9 สัดส่วนความยาวของท่อในอุปกรณ์ควบแน่น

จากการเปรียบเทียบสัดส่วนความยาวของท่อในอุปกรณ์ควบแน่นที่ได้จากการทำนายโดยใช้แบบจำลองในช่วงอุณหภูมิ 21 องศาเซลเซียส ถึง 33 องศาเซลเซียส พบว่าความยาวในอุปกรณ์ควบแน่นในโซนการควบแน่นที่มีค่าความยาวน้อยที่ 6.7% ที่อุณหภูมิ 33 องศาเซลเซียส และมีค่าความยาวมากที่สุด 49% ที่อุณหภูมิ 21 องศาเซลเซียส ในขณะที่บริเวณที่ไยวดยิ่งมีค่าความยาวน้อยที่ 50.93% ที่อุณหภูมิ 21 องศาเซลเซียส และมีค่าความยาวมากที่สุด 93.3% ที่อุณหภูมิ 33 องศาเซลเซียส จากผลการทำนายเมื่ออุณหภูมิต่ำ สัดส่วนความยาวท่อในบริเวณไยวดยิ่งมีค่าน้อย และเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นสัดส่วนความยาวท่อในบริเวณไยวดยิ่งจะมีค่ามากขึ้น เนื่องจากเกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นบริเวณอุปกรณ์เครื่องควบแน่นได้น้อยจะเห็นได้จากภาพประกอบ 4.10 และภาพประกอบ 4.11 ซึ่งหมายความว่าค่าคุณภาพไอและค่าความดันของอุปกรณ์ควบแน่นมีผลต่อสัดส่วนความยาวของท่อในอุปกรณ์ควบแน่น



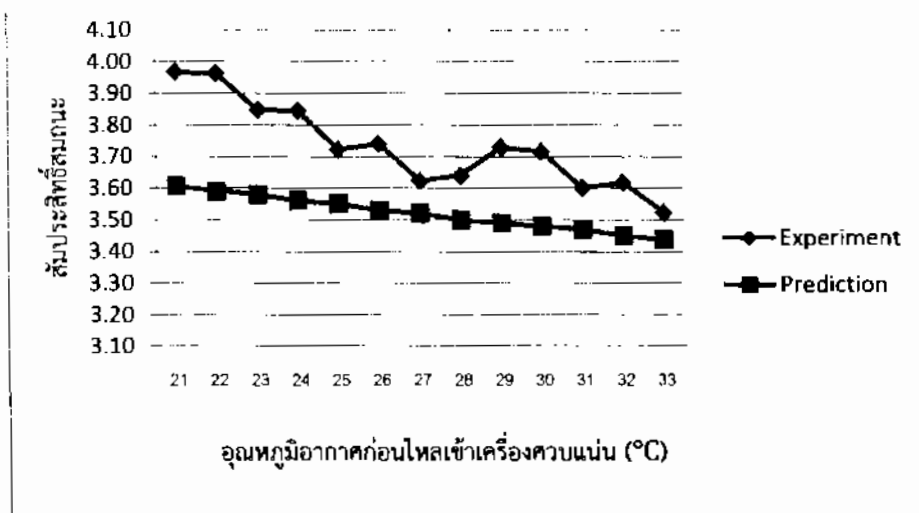
ภาพประกอบ 4.10 คุณภาพไอ



ภาพประกอบ 4.11 ความดันอุปรกรณ์ควบแน่น

4.4.7 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

จากรูปภาพด้านล่างแสดงถึงค่าสัมประสิทธิ์ของระบบปรับอากาศ โดยแกน X คืออุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์เครื่องควบแน่นและแกน Y คือค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะที่ได้จากการทดลองและผลการทำนาย



ภาพประกอบ 4.12 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

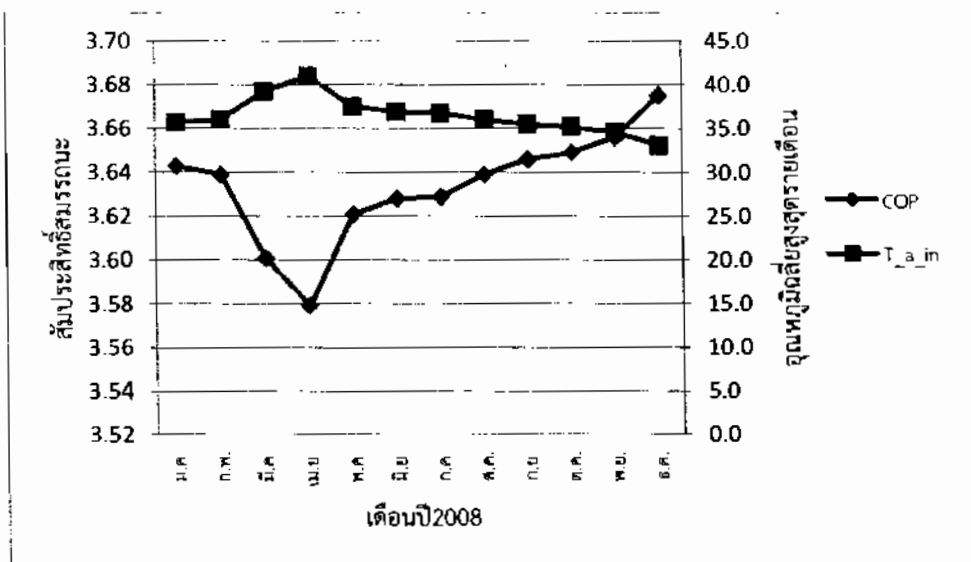
จากการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะที่ได้จากการวัดของอุปกรณ์การทดลองและจากการทำนายโดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ระหว่างช่วงอุณหภูมิอากาศเข้าที่อุปกรณ์เครื่องควบแน่นที่ 21 องศาเซลเซียส ถึง 33 องศาเซลเซียส พบว่าค่าเฉลี่ยสัดส่วนความแตกต่างค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศจะอยู่ที่ 5.63% โดยมีค่าความแตกต่างน้อยที่สุด 2.44% ที่อุณหภูมิ 33 องศาเซลเซียส และมีความแตกต่างมากที่สุด 9.10% ที่อุณหภูมิ 21 องศาเซลเซียส จากผลการทดลองและผลการทำนายมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะต่ำลง เมื่ออุณหภูมิอากาศก่อนเข้าเครื่องควบแน่นสูงขึ้นเนื่องจากเกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นบริเวณอุปกรณ์ควบแน่นได้น้อยลง อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ระเหยน้อยลง ซึ่งส่งผลต่ออุปกรณ์ระเหยจึงทำให้ความสามารถในการทำทำความเย็นจะน้อยลง

บทที่ 5

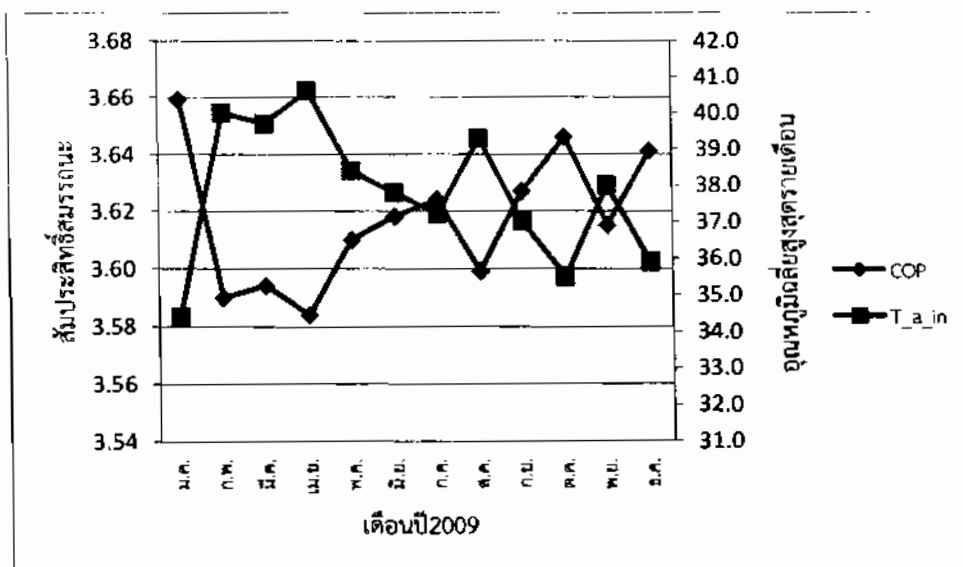
ตัวอย่างการศึกษาผลจากแบบจำลองและการวิจารณ์ผล

5.1 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

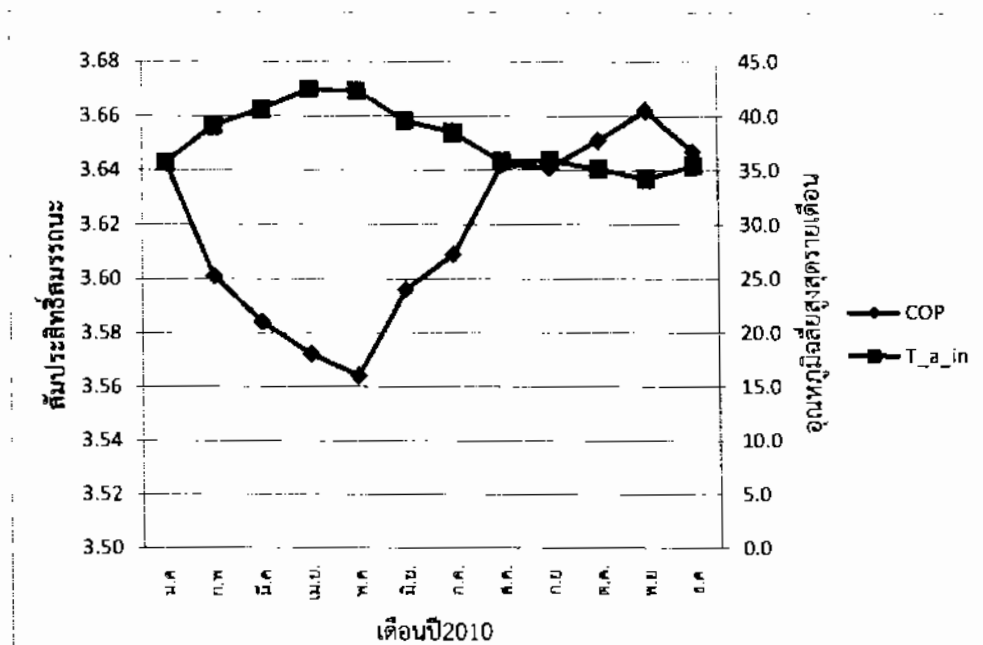
ได้ศึกษาพฤติกรรมที่เกิดขึ้นในระบบปรับอากาศโดยใช้เครื่อง ET600 Laboratory Air-Conditioning System มาจำลอง เพื่อทำนายค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยของทุก ๆ เดือนจากปี 2008 -2012 โดยการป้อนข้อมูลในแบบจำลองได้แก่ อุณหภูมิอากาศเข้า ($T_{a,in}$) และความชื้น (HR%) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนที่ได้จากการทำนายจะแสดงให้เห็นดังภาพประกอบ 5.1 -5.5



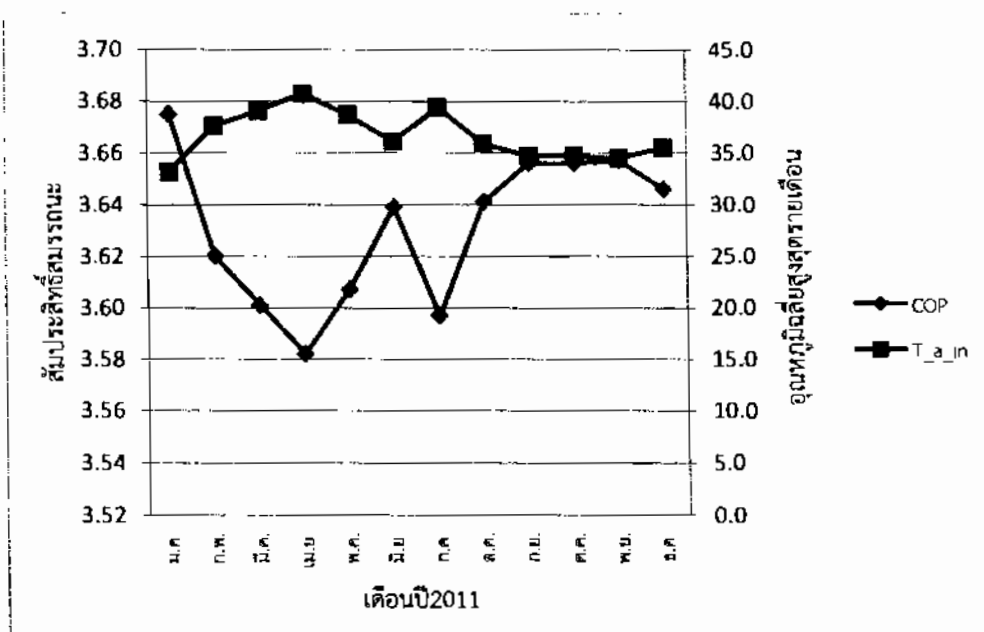
ภาพประกอบ 5.1 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนปี 2008



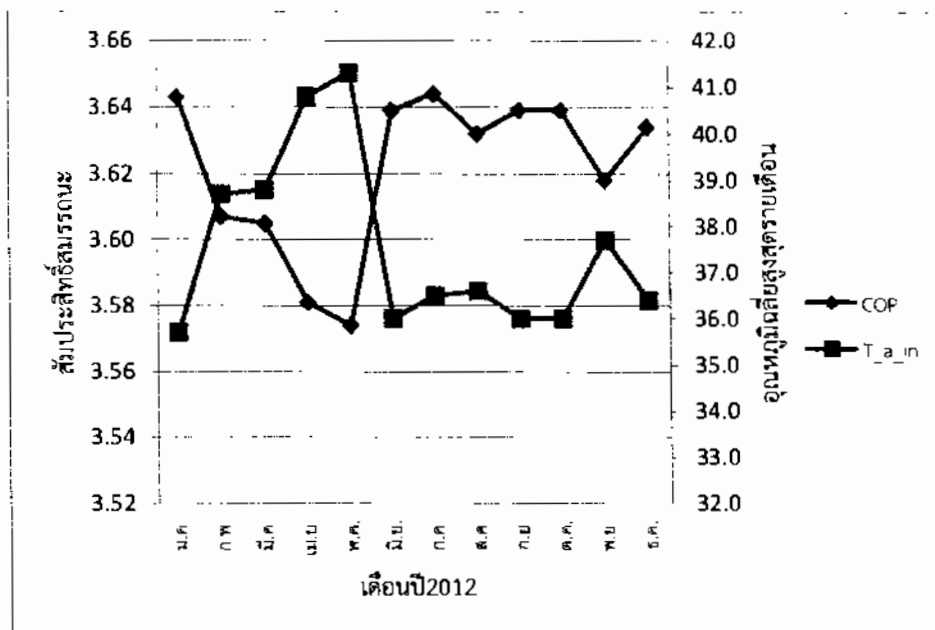
ภาพประกอบ 5.2 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนปี 2009



ภาพประกอบ 5.3 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนปี 2010

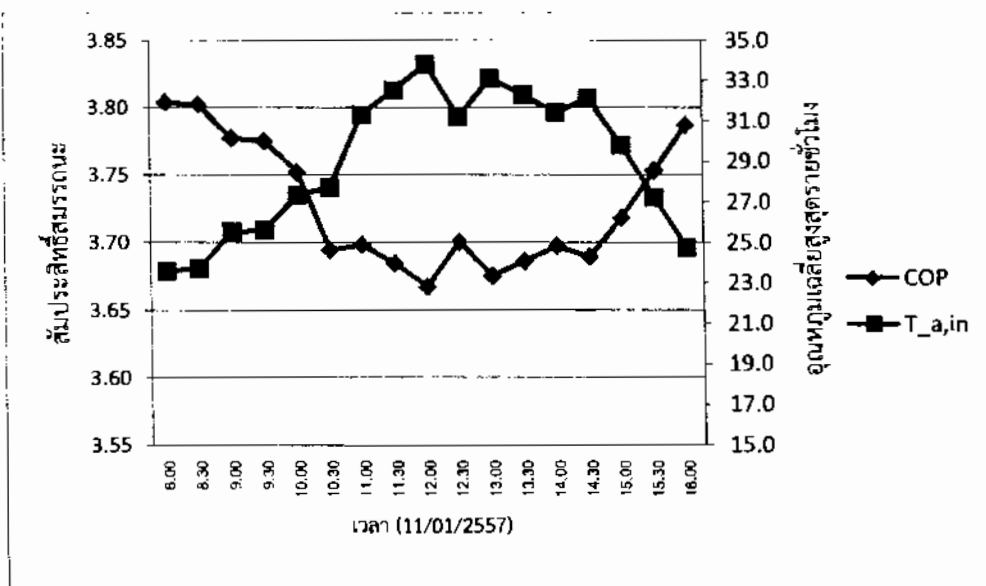


ภาพประกอบ 5.4 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนปี 2011



ภาพประกอบ 5.5 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนปี 2012

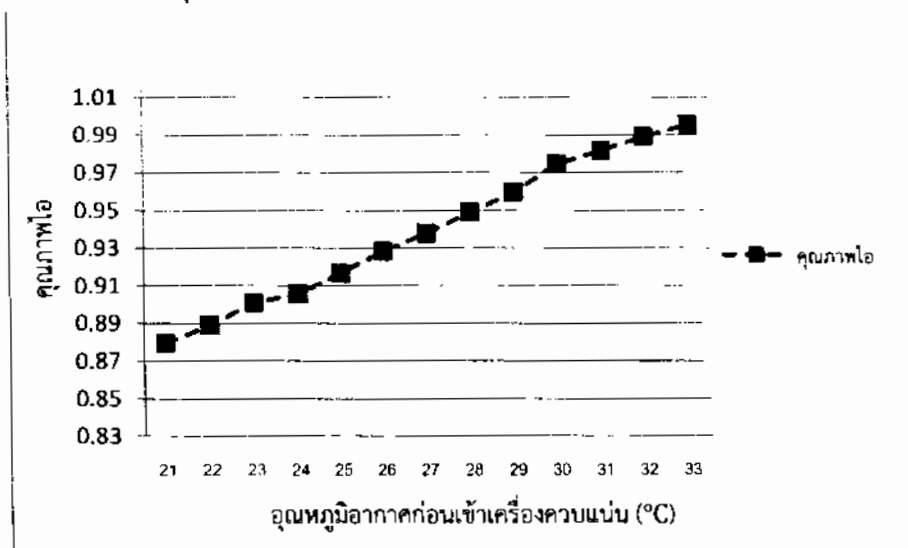
จากภาพประกอบ 5.1-5.5 พบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะลดลงในช่วงเดือนเมษายนและพฤษภาคมเนื่องจากเป็นช่วงเดือนที่มีอุณหภูมิสูงส่งผลให้ประสิทธิภาพในการทำความเย็นต่ำลง ซึ่งในทางกลับกันช่วงเดือนมกราคมและธันวาคมจะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงเนื่องจากเป็นช่วงที่มีอุณหภูมิต่ำทำให้ประสิทธิภาพในการทำความเย็นสูง ซึ่งสอดคล้องกับผลของข้อมูลอากาศรายชั่วโมงดังภาพประกอบ 5.6



ภาพประกอบ 5.6 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายชั่วโมงวันที่ 11/01/2557

5.2 วิจัยรณผลและข้อเสนอนะ

ประเทศไทยมีอุณหภูมิและความชื้นค่อนข้างสูงโดยเฉพาะในช่วงเดือนเมษายนและพฤษภาคม ส่งผลให้มีค่า COP ต่ำ เนื่องจากปัจจัยที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศ คืออัตราการถ่ายเทความร้อนที่คอนเดนเซอร์โดยเฉพาะบริเวณการควบแน่นซึ่งส่งผลต่อค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ระเหย โดยการควบแน่นของสารทำความเย็นบริเวณอุปกรณ์เครื่องควบแน่นจะได้มากหรือน้อยขึ้นอยู่กับอุณหภูมิอากาศก่อนไหลเข้าอุปกรณ์ควบแน่นดังภาพประกอบ 5.7



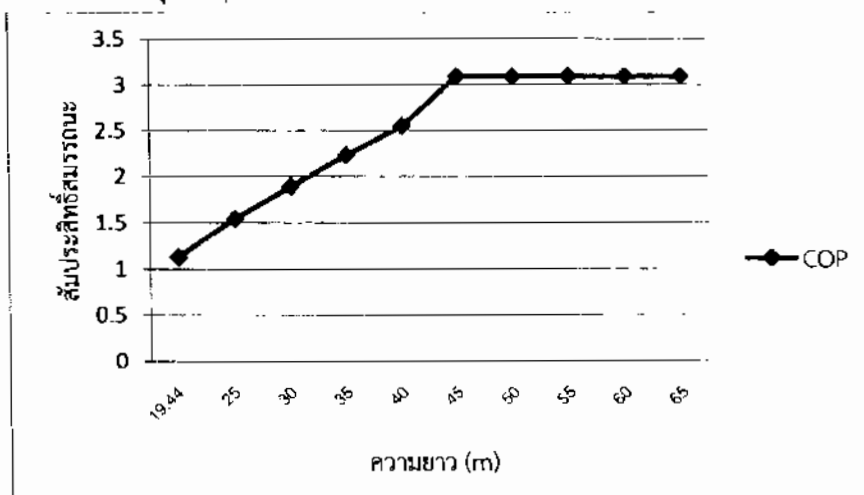
ภาพประกอบ 5.7 คุณภาพไอของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น

ข้อเสนอแนะ

เมื่อรู้ปัจจัยที่มีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศ จะมีวิธีการปรับปรุงระบบดังนี้

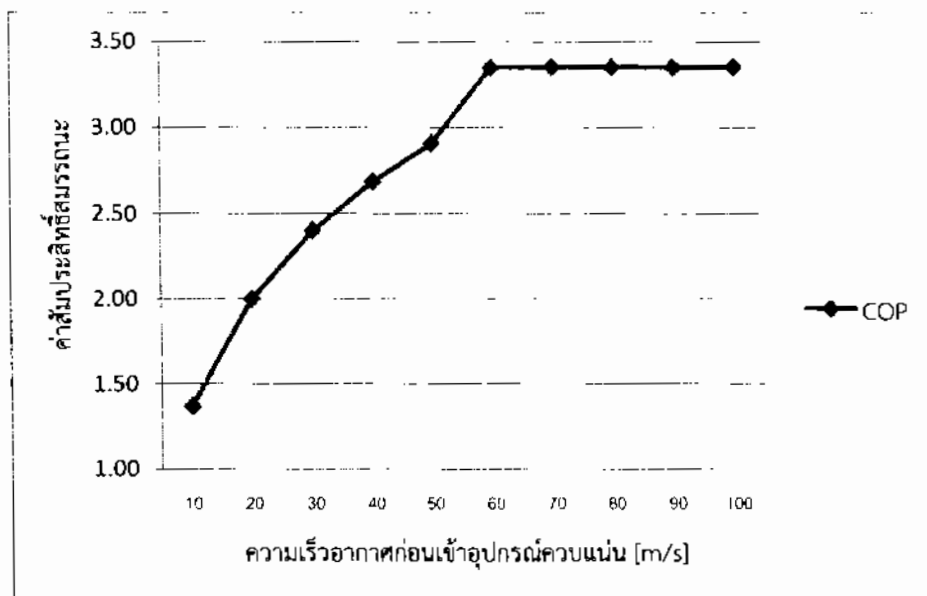
1. ปรับปรุงโดยการลดอุณหภูมิอากาศก่อนไหลเข้าอุปกรณ์ควบแน่น เช่น การติดตั้งคูลิ่งแพดเพื่อลดอุณหภูมิอากาศก่อนไหลเข้าอุปกรณ์ จะส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมากขึ้น
2. ปรับปรุงโดยการออกแบบอุปกรณ์การทดลองโดยเพิ่มความยาวท่อในอุปกรณ์ควบแน่นจะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมากขึ้น เนื่องจากการเพิ่มพื้นที่ในการแลกเปลี่ยนความร้อนจึงส่งผลต่ออัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณอุปกรณ์ควบแน่นมากขึ้นส่งผลถึงค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะดังภาพประกอบ 5.8 แต่จะมีผลกระทบต่อการจ่ายเพิ่มมากขึ้นด้วย

หมายเหตุ แบบจำลองนี้จะเพิ่มความยาวได้สูงสุด 45 เมตร ถ้าเพิ่มความยาวมากกว่านี้จะไม่มีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะ เนื่องจากแบบจำลองนี้จะกำหนดให้สารทำความเย็นที่ออกเป็นของเหลวอิ่มตัว จึงทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่นมีค่าคงที่เมื่อเพิ่มความยาวได้สูงสุด 45 เมตร จึงทำให้เกิดจุดวิกฤติของการทำงานส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะคงที่



ภาพประกอบ 5.8 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของความยาวท่อในอุปกรณ์ควบแน่น

3. ปรับปรุงความเร็วอากาศก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่นโดยใช้อุปกรณ์ควบคุมปริมาณลม เมื่อความเร็วของอากาศก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่นเพิ่มมากขึ้นจะส่งผลต่อค่าอัตราการไหลของอากาศมากขึ้นและส่งผลให้อัตราการถ่ายเทความร้อนบริเวณอุปกรณ์ควบแน่นมากขึ้น ซึ่งส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูงขึ้นดังภาพประกอบ 5.9 ซึ่งจากแบบจำลองเมื่อปรับค่าความเร็วอากาศก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่นสูงขึ้นที่ 60 m/s ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะคงที่ เนื่องจากแบบจำลองนี้จะกำหนดให้สารทำความเย็นที่ออกเป็นของเหลวอิ่มตัว จึงทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่นมีค่าคงที่เมื่อเพิ่มความเร็วของอากาศ



ภาพประกอบ 5.9 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของความเร็วอากาศก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่น

บทที่ 6

บทสรุปและข้อเสนอแนะ

ระบบปรับอากาศที่ใช้ในประเทศไทยส่วนใหญ่เป็นระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน ซึ่งระบบนี้พบว่ามีส่วนการใช้พลังงานมากกว่า 78% เมื่อเปรียบเทียบกับระบบการใช้พลังงานอื่น ๆ ภายในอาคาร ดังนั้นวิธีที่จะลดอัตราการใช้พลังงานภายในอาคารให้มีประสิทธิภาพสูงสุด คือ การลดพลังงานในระบบปรับอากาศลง มาตรการในการลดจะต้องไม่ส่งผลกระทบต่อผู้อยู่อาศัย ดังนั้นมาตรการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบจึงเป็นมาตรการที่ดีที่สุด ด้วยเหตุนี้โครงการนี้ได้ศึกษาและทำความเข้าใจพฤติกรรมของระบบปรับอากาศเพื่อหาแนวทางในการปรับปรุงประสิทธิภาพของระบบ โดยใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์โดยหาคำตอบออกมาใช้ซอฟต์แวร์ Engineering Equation Solver (EES) แบบจำลองที่สร้างขึ้นในโครงการนี้เป็นแบบจำลองที่สร้างขึ้นโดยใช้หลักการสมดุลพลังงานในแต่ละกระบวนการที่เกิดขึ้น ซึ่งในแต่ละกระบวนการเป็นการไหลแบบสภาวะคงที่ สมการที่ใช้สำหรับหาค่าตัวแปรต่าง ๆ ในแบบจำลองจะหาจากสมการเอมไพริคัลที่ได้จากการทดลอง จากบทความวิชาการก่อนหน้านี้ เช่น สมการหาประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก และประสิทธิภาพเชิงปริมาตรในกระบวนการอัดไอ สมการหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่นเป็นต้น สมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ในแต่ละสภาวะที่เกิดขึ้นในกระบวนการหาออกมาได้ โดยการเขียนฟังก์ชันหาใน EES ซึ่งแบบจำลองในแต่ละกระบวนการจะถูกเขียนเชื่อมโยงให้เป็นแบบจำลองวัฏจักร แบบจำลองของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนจะประกอบไปด้วย แบบจำลองของอุปกรณ์อัดไอเพื่อทำนายหาค่า งานของคอมเพรสเซอร์, อัตราการไหลของสารทำความเย็น, ประสิทธิภาพไอเซนโทรปิก, ประสิทธิภาพเชิงปริมาตรของคอมเพรสเซอร์ และอุณหภูมิของสารทำความเย็นเมื่อออกจากคอมเพรสเซอร์ ส่วนแบบจำลองของอุปกรณ์ควบแน่นจะทำนายหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่นทั้งในช่วงลดความดันไออย่างรวดเร็วและช่วงควบแน่น, สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของสารทำความเย็น, สัมประสิทธิ์การพาความร้อนของอากาศ, ประสิทธิภาพของครีบบระบายความร้อน, และประสิทธิภาพของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนแบบจำลองอุปกรณ์ลดความดันต้องการหาค่าของเอนทัลปีที่ออกจากอุปกรณ์ลดความดัน และแบบจำลองอุปกรณ์ระเหยต้องการหาค่าของอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ระเหย และท้ายที่สุดจะทำนายหาค่า COP จากแบบจำลองของวัฏจักรได้ โดยแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ที่สร้างขึ้นนี้ได้ทำการตรวจสอบแบบจำลองจากผลการทดลองที่ได้จากอุปกรณ์การทดลอง ET600 Laboratory Air-Conditioning System ในช่วงอุณหภูมิอากาศก่อนไหลผ่านอุปกรณ์เครื่องควบแน่น 22 - 33 องศาเซลเซียส พบว่า ผลการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะระหว่างการทำนายกับการทดลองพบว่ามีความแตกต่างเฉลี่ย 6% นอกจากนี้ยังได้ใช้แบบจำลองทำการทำนายค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนโดยใช้ข้อมูลในปี 2008 -2012 เฉลี่ยของทุก ๆ เดือน โดยการป้อนข้อมูลในแบบจำลองได้แก่ อุณหภูมิอากาศเข้าและความชื้น ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยรายเดือนที่ได้จากการทำนาย พบว่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะจะลดลงในช่วงเดือนเมษายนและพฤษภาคม เนื่องจากเป็นช่วงเดือนที่มีอุณหภูมิสูงส่งผลให้ประสิทธิภาพในการทำทำความเย็นต่ำลง ซึ่งในทางกลับกันช่วงเดือนมกราคมและธันวาคมจะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะสูง เนื่องจากเป็นช่วงที่มีอุณหภูมิต่ำทำให้

ประสิทธิภาพในการทำความเย็นสูง ซึ่งสอดคล้องกับผลของค่าเฉลี่ยรายชั่วโมง จากผลการศึกษาครั้งนี้ พบว่า ปัจจัยที่มีผลต่อประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ คือความสามารถในการระบายความร้อนออกที่อุปกรณ์ควบแน่น ดังนั้น การลดอุณหภูมิอากาศก่อนไหลเข้าอุปกรณ์ควบแน่น จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มมากขึ้นได้ หรือออกแบบอุปกรณ์ควบแน่นให้มีประสิทธิภาพในการระบายความร้อนเพิ่มขึ้นได้

เอกสารอ้างอิง

1. ชัชวาล ดันตภิตติ, การออกแบบห้องเย็นและระบบทำความเย็น, คณะวิศวกรรมศาสตร์, มหาวิทยาลัยเชียงใหม่ 2530.
2. อัครเดช สีนฤภัคร, เครื่องทำความเย็น, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง 2532.
3. ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์, เทอร์โมไดนามิกส์ 2, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2531.
4. สมชัย อัครทิวา, ขวัญจิต วงษ์ชาล, เทอร์โมไดนามิกส์, บริษัทสำนักพิมพ์ห่อป จำกัด 2547.
5. ฉัตรชัย นิยมมล, เทอร์โมไดนามิกส์, สมคมส่งเสริมเทคโนโลยี 2537.
6. ธนาคม ลุนธชัยนาคแสง, การถ่ายเทความร้อน, บริษัทสำนักพิมพ์ห่อป จำกัด 2547.
7. J.P.Holman, Heat transfer, Southern Methodist University 1992.
8. สมศักดิ์ กิตติวุฒิเศรษฐ์, หลักการและการใช้งานเครื่องมือวัดอุตสาหกรรม, สมคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น), พิมพ์ครั้งที่ 13 พฤศจิกายน 2541
9. คู่มืออุปกรณ์การทดลอง ET 600 Laboratory Air-Conditioning System บริษัท G.U.N.T. Geratebau GmbH
10. กรมอุตุนิยมวิทยา, อุณหภูมิเฉลี่ยรายเดือนจากปี 2008 – 2010 และอุณหภูมิเฉลี่ยรายชั่วโมง
11. วีระวุฒิ อรุณวรรณะ, เอกสารประกอบการสอบวิชาการถ่ายโอนความร้อน, มหาวิทยาลัยมหาสารคาม 2547
12. Frank P. Incropera and David P. Dewitt, Fundamentals of Heat and Mass Transfer (fourth edition), John Wiley & Sons หน้า 420-468
13. Weerawoot Arunwattana, A Model for Improvement of Water Heating Heat Exchanger Designs for Residential Heat Pump Water Heaters, Massey University, Palmerston North, 2010
14. B.S.Petukhov, Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, High Temperature Institute, Academy of Science of the USSR, Moscow, USSR (1970)
15. Filonenko-Borodich, Festigkeitslehre, Verlag Technik, Filonenko (1960)

18. W.M.Kays and A.L.London , *Compact Heat Exchangers* ,Krieger Pub Co; 3 Sub edition (January 1998)

19. Dobson, M.K., and Chato, J.C., 1998, Condensation in Smooth Horizontal Tubes, ASME Journal of Heat Transfer, Vol. 120, pp. 193-213

ကျမ်းမာစာ



ภาคผนวก ก

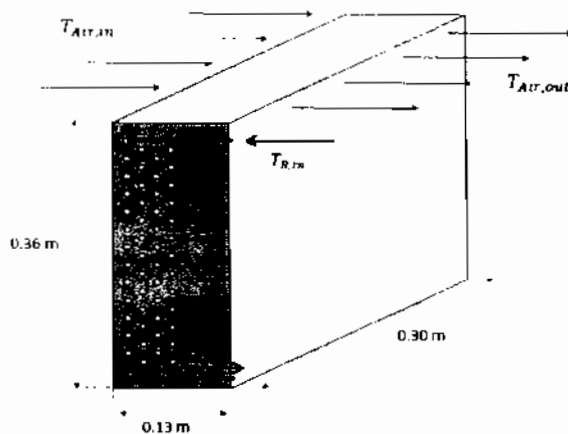
ตารางแสดงผลการวัดของอุปกรณ์การทดลอง

ตัวแปร ควบคุม ($T_{a,in}$) [°C]	ตัวแปรตาม (ค่าต้องการวัด)							
	$T_{a,out}$ [°C]	RH%	$\dot{m}_r$ [L/hr]	P_C [bar]	P_E [bar]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]
21	24	66	55	1.8	7.9	23	82	28
22	25	65	55	1.9	8	24	83	28
23	26	65	56	1.9	8.1	24	84	29
24	27	67	57	1.9	8.2	25	85	30
25	28	66	58	2	8.3	25	86	31
26	29	66	59	2	8.4	26	87	31
27	30	65	60	2.1	8.5	26	88	32
28	31	64	61	2.1	8.6	27	89	32
29	32	64	62	2.2	8.7	30	91	32
30	33	63	63	2.2	8.8	31	92	33
31	34	63	64	2.3	8.9	31	93	34
32	35	62	65	2.3	9	32	94	34
33	36	61	66	2.3	9.1	32	95	35

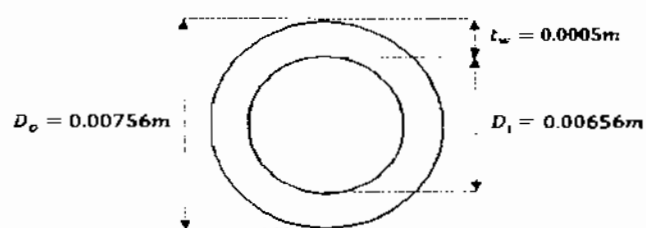
ภาคผนวก ข

ข้อมูลทางเทคนิคเครื่อง ET600 Laboratory of Air-conditioning system

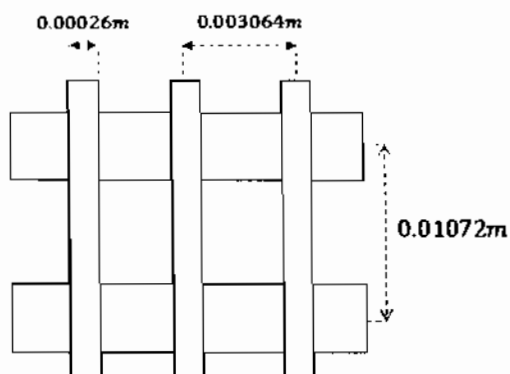
ข.1 ข้อมูลส่วนประกอบของอุปกรณ์ควบแน่น



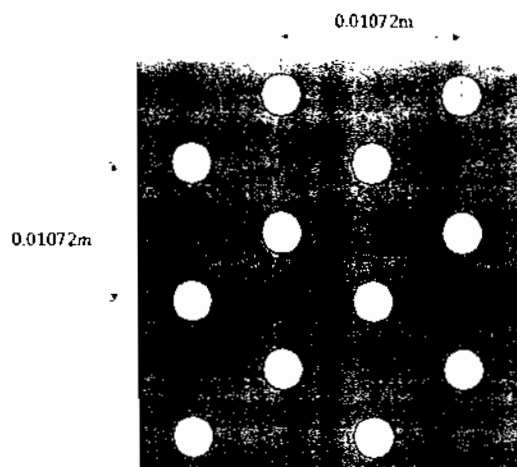
ภาพประกอบ ข.1.1 ทิศทางการไหลของสารทำความเย็นและอากาศ



ภาพประกอบ ข.1.2 ความหนาของท่อ



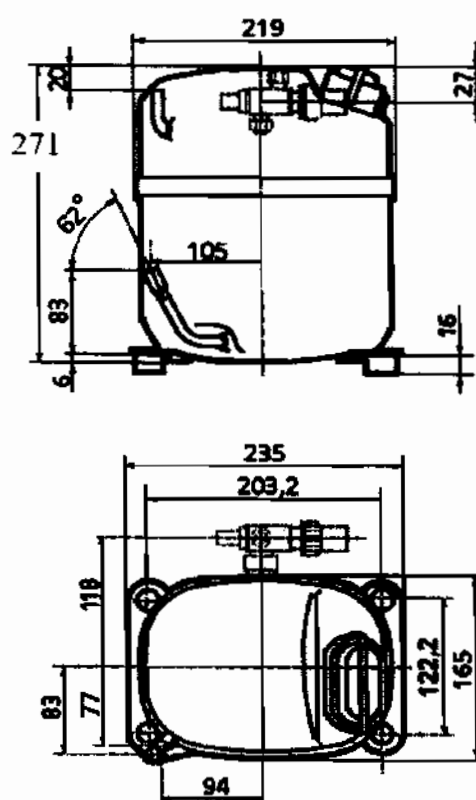
ภาพประกอบ ข.1.3 ระยะห่างและความหนาของครีบริบายความร้อน



ภาพประกอบ ข.1.4 ระยะห่างของท่อ

ข.2 ข้อมูลส่วนประกอบของอุปกรณ์อัดไอ

ชื่อยี่ห้อ	:	Tecumseh
รุ่น	:	CAJ4492Y
ประเภท	:	เครื่องทำความเย็นคอมเพรสเซอร์ลูกสูบคอมเพรสเซอร์สูญญากาศ
สารทำความเย็น	:	R134a
ปริมาตร	:	25.59 cm^3
แรงดันกระแสไฟฟ้า	:	220-240V ~ 60HZ
พลังงาน	:	3/4HP
น้ำหนัก	:	20 กก.



ภาพประกอบ ข.5 คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ [Tecumseh Europe]

ภาคผนวก ค

รหัสของการเขียนใน Engineering Equation Solver

รหัสแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ ของอุปกรณ์การทดลอง ET 600 Laboratory Air-Conditioning

Procedure Desuperheating (R\$,G_a,P_t,m_dot_aa, L_total, h_a_DH, h_r_DH, h_2,D_i, D_o, eff_fin_DH, m_dot_r, P_C, c_p_Air, m_dot_r_line, T_a_in, k_wall, c_p_r, T_2, T_C, u_a, rho_a, m_dot_a, m_a_flux : L_d, T_a_out_desup, Q_desup)

```
h_gg = enthalpy(R$, P=P_C, x=1)
G_r = m_dot_r_line/(pi*(D_i^2)/4)
Q_desup = (m_dot_r_line)*(h_2 - h_gg)
T_a_out_desup = T_a_in + ((Q_desup)/((m_dot_a)*c_p_air))
AA = (T_2 - T_a_out_desup) - (T_C - T_a_in)
BB = ln((T_2 - T_a_out_desup)/(T_C - T_a_in))
LMTD_desup = AA/BB
P_g = P_C
UA_DH = (Q_desup)/LMTD_desup
xx = pi*D_i*h_r_DH
RR = 1/xx
WW = (ln(D_o/D_i))/(2*pi*k_wall)
yy = pi*D_o*h_a_DH*eff_fin_DH
AA = 1/yy
AAA = (RR + WW + AA)
L_d = AAA*UA_DH
END
```

Procedure Condensing(R\$,L_total, L_d, m_dot_aa,h_a_DH, h_r_sub, h_r_com, D_i, D_o, eff_fin_DH, m_dot_r, P_C, c_p_Air, m_dot_r_line, T_a_in, k_wall, c_p_r, T_C, u_a, rho_a, m_dot_a :Q_max_c,ee_cond,x_3,L_cc, h_ff,h_3,T_a_out_condensing, Q_condensing)

```
L_cc = L_total - L_d
RR = 1/(pi*D_i*h_r_com*L_cc)
WW = (ln(D_o/D_i))/(2*pi*k_wall*L_cc)
AA = 1/(pi*D_o*h_a_DH*eff_fin_DH*L_cc)
AAA = (RR + WW + AA)
UA_cc = 1/AAA
C_Air=m_dot_a*c_p_Air
C_min=C_Air
NTU_cc=UA_cc/C_min
dd=-NTU_cc
```

```

ddd= EXP(dd)
ee_cond= 1-ddd
Q_max_c=C_min*(T_C-T_a_in)
Q_condensing=ee_cond*Q_max_c
T_a_out_condensing=T_a_in+(Q_condensing/(m_dot_a*c_p_Air))
h_gg = enthalpy(R$, P=P_C, x=1)
h_ff = enthalpy(R$, P=P_C, x=0)
h_3=h_gg-(Q_condensing/m_dot_r_line)
T_3 = temperature(R$, P=P_C, h=h_3)
x_3 = (h_3 - h_ff)/(h_gg-h_ff)

```

IF x_3 <= 0 Then

```

Q_cond = (m_dot_r_line)*(h_gg - h_ff)
T_a_out_cond = T_a_in + ((Q_cond)/((m_dot_a)*c_p_air))
AA = (T_C - T_a_out_cond) - (T_C - T_a_in)
BB = ln((T_C - T_a_out_cond)/(T_C - T_a_in))
LMTD_cond = AA/BB
P_g = P_C
UA_DH = (Q_cond)/LMTD_cond
xx = pi*D_i*h_r_com
RR = 1/xx
WW = (ln(D_o/D_i))/(2*pi*k_wall)
yy = pi*D_o*h_a_DH*eff_fin_DH
AA = 1/yy
AAA = (RR + WW + AA)
L_cc = AAA*UA_DH

```

```

L_sub = L_total - L_d - L_cc
RR = 1/(pi*D_i*h_r_sub*L_sub)
WW = (ln(D_o/D_i))/(2*pi*k_wall*L_sub)
AA = 1/(pi*D_o*h_a_DH*eff_fin_DH*L_sub)
AAA = (RR + WW + AA)
UA_sub = 1/AAA
C_Air=m_dot_a*c_p_Air
c_r_sub = specheat(R$, P=P_C, x=0)
C_r = m_dot_r_line*c_r_sub
C_min=Min(C_air, C_r)

```

```

NTU_sub=UA_cc/C_min
dd=-NTU_sub
ddd= EXP(dd)
ee_sub= 1-ddd
Q_max_sub=C_min*(T_C-T_a_in)
Q_sub=ee_sub*Q_max_sub
T_a_out_sub=T_a_in+(Q_sub/(m_dot_a*c_p_Air))
h_gg = enthalpy(R$, P=P_C, x=1)
h_ff = enthalpy(R$, P=P_C, x=0)
h_3=h_ff-(Q_sub/m_dot_r_line)
T_3 = temperature(R$, P=P_C, h=h_3)
ENDIF

END

CALL Desuperheating(R$, G_a, P_t,m_dot_aa, L_total, h_a_DH, h_r_DH, h_2,D_i, D_o,
eff_fin_DH, m_dot_r, P_C, c_p_Air, m_dot_r_line, T_a_in, k_wall, c_p_r, T_2, T_C, u_a, rho_a,
m_dot_a, m_a_flux: L_d,T_a_out_desup, Q_desup)
CALL Condensing(R$,L_total, L_d, m_dot_aa,h_a_DH, h_r_com, h_r_sub, D_i, D_o, eff_fin_DH,
m_dot_r, P_C, c_p_Air, m_dot_r_line, T_a_in, k_wall, c_p_r, T_C, u_a, rho_a, m_dot_a
:Q_max_c,ee_cond,x_3, L_cc,h_3,h_ff, T_a_out_condensing, Q_condensing)

"*****Compressor model*****"
R$='R134a'
W_dot_c=m_dot_r*(h_2-h_1)
m_dot_r=rho_1*eff_v*V_dot_1
หา"
V_dot_1 = m_dot_r_ext/rho_1
ก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์"
rho_3 = density(R$, P=P_C, T=T_3)
rho_1=density(R$,P=P_E, T=T_1)
h_2=((h_2_dat-h_1)/eff_isent_comp)+h_1
h_1=enthalpy(R$,P=P_E,T=T_1)
s_1=entropy(R$,P=P_E,T=T_1)
s_1=s_2
h_2_dat=enthalpy(R$,P=P_C,s=s_2)
T_2 = temperature(R$, P=P_C, h=h_22)
Q_loss = 0.1*W_dot_c
h_22 = h_2 - (Q_loss/m_dot_r)

```

"งานที่ป้อนให้อุปกรณ์อัดไอ"

"ค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ต้องการหา"

"ปริมาตรจำเพาะที่สภาวะที่ของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์"

"ค่าความหนาแน่น"

"ค่าความหนาแน่น"

"Input in compressor model"

$$m_dot_r_ext = (66/3600)*0.001*\rho_3$$

$$P_E = (2.3*1.013*10^5)/1000$$

$$P_C = (9*10^5)/1000$$

$$T_1 = 33$$

$$T_2_ex = 95$$

$$T_3 = 35$$

$$PR_comp = P_C/P_E$$

$$T_E = \text{temperature}(R\$, P=P_E, x=0)$$

$$T_C = \text{temperature}(R\$, P=P_C, x=0)$$

$$dT_sh = 5$$

$$eff_v = 0.003*PR_comp^3 - 0.0441*PR_comp^2 + 0.1796*PR_comp + 0.6803$$

$$eff_isent_comp = 0.0069*PR_comp^3 - 0.0987*PR_comp^2 + 0.4274*PR_comp + 0.072$$

*****End of compressor model*****

*****Condenser model*****

" *****Air side*****"

"In put data "

$$T_a_out_exp = 36$$

$$T_a_in = 33$$

$$R_a_in = 0.61$$

$$u_a_DH = 7.5$$

$$u_a = u_a_DH$$

$$m_dot_a = G_aa*(P_t*0.36*12)$$

$$m_dot_a_a = \rho_a*u_a_DH*P_t*0.36$$

$$m_a_flux = m_dot_a/(D_o*0.36)$$

$$k_a_1 = \text{conductivity}(\text{AirH2O}, P=101.3, T=T_a_in, R=R_a_in)$$

$$k_a = k_a_1/1000$$

$$c_p_Air = \text{specheat}(\text{AirH2O}, P=101.3, T=T_a_in, R=R_a_in)$$

$$A_a = 0.108 [m^2]$$

$$P_a = (2*0.36+2*0.3)$$

$$\mu_a = \text{viscosity}(\text{AirH2O}, P=101.3, T=T_a_in, R=R_a_in)$$

$$\rho_a = \text{density}(\text{AirH2O}, P=101.3, T=T_a_in, R=R_a_in)$$

$$P_t = 10.72*10^{(-3)}$$

$$P_l = P_t$$

$$F_p = 3.064*10^{(-3)}$$

"อัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ทำการวัด"

"ความดันด้านต่ำ"

"ความดันด้านสูง"

"อุณหภูมิก่อนเข้าอุปกรณ์อัดไอ"

"อุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์อัดไอ"

"อุณหภูมิที่ออกจากอุปกรณ์ควบแน่น"

"อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมออกจากอุปกรณ์ควบแน่น"

"อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมก่อนเข้าอุปกรณ์ควบแน่น"

"ความชื้นสัมพัทธ์"

"velocity of air"

"ค่าการถ่ายโอนความร้อนของอากาศ"

"พื้นที่ที่ได้รับอากาศเข้า"

"Perimeter"

"ระยะทางระหว่างท่อ"

"ระยะทางระหว่างครีบริบายความร้อน"

```

D_c=D_o
L_k = 0.36
N_row = 12
N_column = 4
tick_F = 0.26*10^(-3)
w_z = F_p + 2*tick_F
N_F = ((L_k/w_z) - 2)*N_row *N_column
A_tube = pi*D_o*L_k*N_row*N_column - N_F*pi*D_o*tick_F
A_F = N_F*(2*P_t - 2*pi*D_o^2/4)
A_total_a_cond = (A_tube + A_F)
ratio_d = 0.2
A_DH= A_total_a_cond*ratio_d
A_f_cs=A_F
P_f= 2*(P_t/2)+ 2*tick_F
t =tick_F
L_c = (P_t/2) + tick_F/2
m_dot_aa = G_a*(D_o*0.36)

```

"Heat transfer coefficient in air side"

```

h_a_DH=j_4*G_a*c_p_Air*(Pr^(3/2))
j_4=0.14*((Re_Dc)^(-0.328))*((P_t/P_l)^(-0.502))*((F_p/D_c)^0.0312)
G_aa=rho_a*u_a
G_a = m_dot_a/(D_o*0.36)
Pr=uu_a*c_p_Air/(k_a)
Re_Dc=rho_a*u_a_DH*D_h_a_DH/(uu_a)
D_h_a_DH=4*A_a/(P_a)
eff_fin_DH=(tanh(m_0*L_c))/(m_0*L_c)
m_0=(h_a_DH*P_f)/(k_a*A_f_cs)

```

" *****End of air side*****"

"***** In refrigerant side*****"

"De-superheating zone"

"Input Data"

```

m_dot_r_line = m_dot_r/2
P_2 = P_C
D_o = 0.00756
D_i = D_o - thick_wall

```

thick_wall = 0.0005

k_wall = 0.410

D_h_r_DH = D_i

uu_r=viscosity(R\$, P=P_2, T=T_2)

A_i=(pi*D_i^2)/4

k_r_1=conductivity(R\$, P=P_2, T=T_2)

k_r = k_r_1/1000

rho_2 = density(R\$, P=P_2, T=T_2)

c_p_r = specheat(R\$, P=P_2, T=T_2)

u_r_DH=m_dot_r_line/(rho_2*A_i)

G = m_dot_r_line/(pi*D_i^2/4)

" Heat transfer coefficient"

h_r_DH=Nu_r_DH*k_r/(D_h_r_DH)

Nu_r_DH=((f_r_h_DH/8)*(Re_r_DH)*(Pr_r_DH))/(b_r_DH+12.7*((f_r_h_DH/8)^0.5)*((Pr_r_DH^(2/3))-1))

b_r_DH=1.07+(900/Re_r_DH)-(0.63/(1+(10*Pr_r_DH)))

f_r_h_DH=1/(0.79*ln(Re_r_DH)-1.64)^2

Pr_r_DH=uu_r*c_p_r/(k_r)

Re_r_DH=rho_2*u_r_DH*D_h_r_DH/(uu_r)

" Pressure drop "

Delta_P_DH = 0

P_g = P_2 - Delta_P_DH

L_total = 19.44/2

" Condensing zone"

"In put data"

x=0.5

uu_g=viscosity(R\$, P=P_c, x=1)

uu_f=viscosity(R\$, P=P_c, x=0)

rho_f=density(R\$, P=P_c, x=0)

rho_g=density(R\$, P=P_c, x=1)

Pr_f=uu_f*c_p_f/(k_ff)

k_ff_1=conductivity(R\$, P=P_c, x=0)

k_ff = k_ff_1/1000

c_p_f = specheat(R\$, P=P_c, x=0)

"Pressure drop"

$$P_{crit} = P_{crit}(R\$)$$

$$\Delta P_c = 0$$

$$P_{ff} = P_g - \Delta P_c$$

"Heat transfer coefficient"

$$h_{r_com} = (Nu_{com} * k_{ff}) / D_i$$

$$Nu_{com} = 0.023 * ((Re_{fs})^{0.8} * ((Pr_f)^{0.4} * (1 + (2.22 / (X_{tt})^{0.89})))$$

$$Re_{fs} = Re_{r_DH}$$

$$X_{tt} = (((1-x)/x)^{0.9} * ((\rho_g / \rho_f)^{0.5} * ((u_f / u_g)^{0.1}))$$

"End of condensing zone"

"Pressure drop"

$$\Delta P_{sub} = 0$$

$$P_3 = P_{ff} - \Delta P_{sub}$$

$$A_r = A_i$$

$$D_{h_r_sub} = D_i$$

$$u_{r_sub} = \text{viscosity}(R\$, P=P_c, x=0)$$

$$k_{r_sub_1} = \text{conductivity}(R\$, P=P_c, x=0)$$

$$k_{r_sub} = k_{r_sub_1} / 1000$$

$$\rho_{sub} = \text{density}(R\$, P=P_c, x=0)$$

$$c_{p_r_sub} = \text{specheat}(R\$, P=P_c, x=0)$$

"Heat transfer coefficient"

$$h_{r_sub} = Nu_{r_sub} * k_{r_sub} / (D_{h_r_sub})$$

$$Nu_{r_sub} = ((f_{r_h_sub} / 8) * (Re_{r_sub}) * (Pr_{r_sub})) / (b_{r_sub} + 12.7 * ((f_{r_h_sub} / 8)^{0.5} * ((Pr_{r_sub})^{1/3} - 1)))$$

$$b_{r_sub} = 1.07 + (900 / Re_{r_sub}) - (0.63 / (1 + (10 * Pr_{r_sub})))$$

$$f_{r_h_sub} = 1 / (0.79 * \ln(Re_{r_sub}) - 1.64)^2$$

$$Pr_{r_sub} = u_{r_sub} * c_{p_r_sub} / (k_{r_sub})$$

$$Re_{r_sub} = \rho_{sub} * u_{r_sub} * D_{h_r_sub} / (u_{r_sub})$$

$$u_{r_sub} = m_{dot_r_line} / (\rho_{sub} * A_r)$$

"Liquid Receiver"

$$T_{3_Receiver} = (0.5714 * T_{a_in}) + 27.462$$

$$P_{3_Receiver} = \text{pressure}(R\$, T=T_{3_Receiver}, x=0)$$

$$h_{3_Receiver} = \text{enthalpy}(R\$, T=T_{3_Receiver}, x=0)$$

$$R^2 = 0.9706$$

"End of subcooling zone"

"h_3=h_4"

h_4=h_3_Receiver

h_ef = enthalpy(R\$, P=P_E, x=0)

h_eg = enthalpy(R\$, P=P_E, x=1)

x_4 = (h_4 - h_ef)/(h_eg - h_ef)

Q_E = m_dot_r*(h_1 - h_4)

COP = Q_E/W_dot_c

"##### การคิดค่า % Error #####"

Q_ERROR = 100*(abs(Q_cond_predict - Q_cond_exp))/Q_cond_exp

Q_cond_predict =(Q_desup + Q_condensing)*2

Q_cond_exp = m_dot_a*c_p_Air*(T_a_out_exp - T_a_in) "การหาค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่อุปกรณ์ควบแน่น"

"T_a_out_exp = 36"

"อุณหภูมิสิ่งแวดล้อมออกจากอุปกรณ์ควบแน่น"

eff_is_ERROR = 100*(abs(eff_isent_comp - eff_is_ex))/eff_is_ex

eff_is_ex=(h_2_dat_ex-h_1_ex)/(h_2_ex-h_1_ex) "การหาค่าประสิทธิภาพไอเซนโทรปิกของอุปกรณ์ไออัด"

s_1_ex=entropy(R\$,P=P_E,T=T_1)

s_1_ex=s_2_ex

h_2_dat_ex=enthalpy(R\$,P=P_C,s=s_2_ex)

COP_ERROR=100*(abs(COP - COP_ex))/COP_ex

COP_ex=Q_E_ex/W_dot_c_ex

Q_E_ex=m_dot_r_ext*(h_1_ex-h_4_ex)

h_1_ex=enthalpy(R\$,P=P_E,T=T_1)

h_4_ex= enthalpy(R\$,T=T_3,x=0)

T_2_ERROR=100*(abs(T_2 - T_2_ex))/T_2_ex

m_dot_r_ERROR=100*(abs(m_dot_r - m_dot_r_ext))/m_dot_r_ext

W_dot_c_ERROR=100*(abs(W_dot_c - W_dot_c_ex))/W_dot_c_ex

W_dot_c_ex=m_dot_r_ext*(h_2_ex-h_1_ex) "การหาค่างานที่ป้อนให้อุปกรณ์อัดไอจริง"

h_2_ex= enthalpy(R\$, P=P_C, T=T_2_ex)

L_cc_%=(L_cc*100)/L_total

L_d_%=(L_d*100)/L_total

ประวัติย่อผู้ทำโครงการ

ชื่อ นามสกุล	นางสาวนิตา สารวรรณ
วัน เดือน ปีเกิด	วันที่ 22 มกราคม 2535
จังหวัด และประเทศที่เกิด	จังหวัดร้อยเอ็ด ประเทศไทย
ประวัติการศึกษา	-พ.ศ. 2549 สำเร็จการศึกษามัธยมศึกษาตอนต้นจากโรงเรียนขาววิทยาคาร ตำบลขาว อำเภอสลภูมิ จังหวัดร้อยเอ็ด 45120 -พ.ศ. 2552 สำเร็จการศึกษามัธยมศึกษาตอนปลายจากโรงเรียนเสลภูมิพิทยาคม ตำบลขวัญเมือง อำเภอสลภูมิ จังหวัดร้อยเอ็ด 45120 -พ.ศ. 2556 สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศา สตรบัณฑิต (วท.บ) สาขาวิชาฟิสิกส์ประยุกต์ จากมหาวิทยาลัยมหาสารคาม ตำบลขามเรียง อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม 44150
ที่อยู่ที่สามารถติดต่อได้	บ้านเลขที่ 3 หมู่ 5 ตำบลนางาม อำเภอสลภูมิ จังหวัดร้อยเอ็ด 45120

ประวัติย่อผู้ทำโครงการ

ชื่อ นามสกุล	นางสาวเสาวลักษณ์ ดวงรัตน์
วัน เดือน ปีเกิด	วันที่ 17 พฤษภาคม 2534
จังหวัด และประเทศที่เกิด	จังหวัดสุรินทร์ ประเทศไทย
ประวัติการศึกษา	-พ.ศ. 2549 สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนต้นจากโรงเรียนพลับพลายพิทยาคม ตำบลจันดุม อำเภอพลับพลายชัย จังหวัดบุรีรัมย์ 31250 -พ.ศ. 2552 สำเร็จการศึกษาระดับมัธยมศึกษาตอนปลายจากโรงเรียนพลับพลายพิทยาคม ตำบลจันดุม อำเภอพลับพลายชัย จังหวัดบุรีรัมย์ 31250 -พ.ศ. 2556 สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรีตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต (วท.บ.) สาขาฟิสิกส์ประยุกต์จากมหาวิทยาลัยมหาสารคาม ตำบลขามเรียง อำเภอกันทรวิชัย จังหวัดมหาสารคาม 44150
ที่อยู่ที่สามารถติดต่อได้	บ้านเลขที่ 29 หมู่ 8 ตำบลจันดุม อำเภอพลับพลายชัย จังหวัดบุรีรัมย์ 31250