

การนำน้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศ

นายสมจินต์ พ่วงเจริญชัย

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร
ปีการศึกษา 2550

ชื่อ : นายสมจินต์ พ่วงเจริญชัย
เรื่อง : การนำน้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์
ของระบบปรับอากาศ
สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา : 2550

บทคัดย่อ

ปัจจุบันเครื่องปรับอากาศส่วนใหญ่จะใช้ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ โดยใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารตัวกลาง จากการศึกษาพบว่าขณะที่สารทำความเย็นไหลผ่านอีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) ไอน้ำหรือปริมาณความชื้นในอากาศจะเกิดการควบแน่นภายในแฟนคอยล์ยูนิต (Fan Coil Unit) หรือเรียกอีกอย่างว่าน้ำคอนเดนเซต โดยน้ำคอนเดนเซตดังกล่าวจะถูกปล่อยทิ้งสู่ภายนอกและเมื่อเวลาผ่านไปจะมีปริมาณน้ำคอนเดนเซตจะมีปริมาณเพิ่มมากขึ้น เพื่อนำน้ำคอนเดนเซตส่วนนี้กลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์ จึงได้ทำการออกแบบระบบระบายความร้อน โดยใช้หัวฉีดไอน้ำแรงดันสูงในการฉีดน้ำคอนเดนเซตเพื่อระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ดังกล่าว โดยใช้วิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์ในการศึกษาการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนเดนเซอร์ดังกล่าว การทดสอบเพื่อเปรียบเทียบประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศสามารถ ทำการทดสอบได้ดังนี้ แบบที่ 1 ทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศตามปกติโดยใช้อากาศเป็นสารตัวกลางในการระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์และแบบที่ 2 ทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศโดยใช้น้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ (ควบคุมความดันด้านความดันสูงไว้ที่ 280 Psig และ 260 Psig ตามลำดับ) จากผลการทดสอบพบว่าการทำงานของเครื่องปรับอากาศโดยใช้อากาศเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ ความสามารถในการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 39,675 Btu/hr สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 3.01 และประสิทธิภาพการให้ความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 10.3 Btu/hr.Watt ส่วนการนำน้ำคอนเดนเซตสามารถช่วยในการระบายความร้อนของแผงคอนเดนเซอร์ได้เป็นอย่างดี สังเกตได้จากความดันทำงานของระบบที่ลดลงอย่างเห็นได้ชัดเจน ซึ่งส่งผลทำให้เครื่องปรับอากาศมีประสิทธิภาพที่สูงขึ้น จากผลการทดสอบที่ความดันทำงาน 280 Psig พบว่าความสามารถในการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 44,212 Btu/hr สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 3.38 และประสิทธิภาพการให้ความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 11.5 Btu/hr.Watt และที่ความดันทำงาน 260 Psig พบว่าความสามารถในการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่า

Name : Mr.Somjin Puangcharoenchai.
Thesis Title : Using Condensate Water to Reduce Heat for Finned-Tube Condenser
of Air Conditioning System.
Department : Mechanical Engineering.
Academic Year : 2007

Abstract

Now a day the mostly air condition are use vapor compression refrigeration system in which R-22 refrigerant is used as a working substance. From the results of study, it found that the quantity of water vapor or moisture in the air is condensed with in the fan coil unit while through out the evaporator. The fluid after condense is called condensed water. By this process, the quantity of condensed water is increases when the air condition is used in the long time. To increase the utility, the condensed water is recovered for the heat reduction in the finned-tube condenser.

The experiment is consist of two conditions by using the air and condensed water to heat reduction. But in case of condensed water, the pressure operation is controlled at 280 and 260 Psig respectively. The results of experiment shown the refrigeration effect, coefficient of performance (C.O.P) and energy efficiency ratio (EER) is 39,675 Btu/hr, 3.01 and 10.3 Btu/hr.Watt respectively with the air is used. At the pressure operation 280 Psig, refrigeration effect, (C.O.P) and (EER) is 44,212 Btu/hr, 3.38 and 11.5 Btu/hr.Watt respectively and 49,856 Btu/hr, 3.99 and 13.6 Btu/hr.Watt at pressure operation 260 Psig. Furthermore, the capacity of condenser is increases to 11.43% and 25.6% and also the refrigerant efficient is increases to 12.43% and 32.43% at the pressure operation 280 and 260 Psig. Thus, the parameter of the energy efficiency ratio depends on the capacity of condenser, working substance temperature (pressure operation) and air surrounding temperature.

เท่ากับ 49,856 Btu/hr สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 3.99 และประสิทธิภาพการให้ความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 13.6 Btu/hr.Watt และเมื่อเปรียบเทียบการทดสอบการทำงานจะพบว่าที่ความดันทำงาน 280 Psig ความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 11.43 % และประสิทธิภาพการให้ความเย็นเพิ่มขึ้น 12.43 % และที่ความดันทำงาน 260 Psig ความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 25.60 % และประสิทธิภาพการให้ความเย็นเพิ่มขึ้น 32.43 % โดยตัวแปรที่มีผลต่อประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ได้แก่ ความสามารถในการระบายความร้อนของแผงคอนเดนเซอร์ที่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของสารทำความเย็น (ความดันทำงาน) และอุณหภูมิของอากาศโดยรอบนั่นเอง



กิตติกรรมประกาศ

โครงการนี้ได้รับการสนับสนุนจากทางมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ในการจัดทำโครงการ ทางผู้จัดทำขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงและขอกราบขอบพระคุณท่าน อาจารย์พีรสิทธิ์ ชฎาธร อาจารย์อนันต์ เต็มเปี่ยม อาจารย์ประกอบ ชาติภักต์ และผู้ช่วยศาสตราจารย์ประเสริฐ วิโรจน์ชีวัน ที่คอยให้คำปรึกษาและแนะนำตลอดในการทำโครงการจนโครงการประสบผลสำเร็จด้วยดี

ขอกราบขอบพระคุณท่านผู้ช่วยศาสตราจารย์วัลลภ ภูผา คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์ และคณาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่าน รวมทั้งเจ้าหน้าที่ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร ที่ได้ให้ความสะดวกต่างๆ ตลอดระยะเวลาในการทำโครงการ

ประโยชน์และคุณค่าอันพึงมีจากโครงการนี้ ทางผู้จัดทำขอขอบเพื่อทดแทนคุณแค่ บิดามารดา ครูบาอาจารย์ ผู้ประสิทธิ์ประสาทวิชาความรู้ ตลอดจนผู้มีพระคุณทุกท่าน

นายสมจินต์ พ่วงเจริญชัย



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ข
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูป	ณ
บทที่	
1. บทนำ	
1.1 ความเป็นมาของโครงการ	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	1
1.3 ขอบเขตของโครงการ	1
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	2
1.5 ขั้นตอนในการดำเนินงาน	2
2. ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง	
2.1 คุณสมบัติของอากาศชั้น	3
2.1.1 อัตราส่วนของความชื้น	3
2.1.2 ความชื้นสัมพัทธ์	3
2.1.3 อุณหภูมิจุดน้ำค้าง	4
2.1.4 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง	4
2.1.5 กระบวนการอิมิตาแบบแอดิเบติก	4
2.1.6 อุณหภูมิกระเปาะเปียก	5
2.1.7 เอนทัลปีของอากาศชั้น	5
2.2 กระบวนการปรับอากาศ	7
2.3 กระบวนการทำความเย็นพร้อมด้วยการลดความชื้น	8
2.4 วัฏจักรการทำความเย็น	9
2.5 ขนาดของเครื่องทำความเย็น สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการให้ความเย็น	12

บทที่	สารบัญ (ต่อ)	หน้า
2.	ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง (ต่อ)	
2.5.1	ขนาดของเครื่องทำความเย็น	12
2.5.2	สัมประสิทธิ์สมรรถนะ	12
2.5.3	ประสิทธิภาพการให้ความเย็น	12
2.6	คอนเดนเซอร์	13
2.7	ภาระของคอนเดนเซอร์	13
2.8	ความสามารถในการทำงานของคอนเดนเซอร์	13
2.9	ปริมาณของสารหล่อเย็นที่ใช้ในคอนเดนเซอร์	14
2.10	วิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์	14
2.11	การสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์กับปัญหาด้านความร้อน	18
3.	การออกแบบและคำนวณ	
3.1	การวางแผนการดำเนินงาน	28
3.2	การออกแบบและติดตั้งเครื่องปรับอากาศ	28
3.2.1	การหาขนาดของเครื่องปรับอากาศ	
3.2.1.1	การหาปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนัง	28
3.2.1.2	การหาปริมาณความร้อนจากอากาศร้อนเข้ามาในห้อง	31
3.2.1.3	การหาปริมาณความร้อนจากหลอดไฟแสงสว่าง	32
3.2.1.4	การหาปริมาณความร้อนจากคน	32
3.2.1.5	ปริมาณความร้อนรวมทั้งหมด	32
3.3	การติดตั้งเครื่องปรับอากาศ	33
3.4	การทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ	35
3.5	การจำลองการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนเดนเซอร์โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์	35
3.5.1	สมมุติฐานและข้อกำหนด	35
3.5.2	ข้อมูลทั่วไป	36
3.5.3	การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต	36

สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
3. การออกแบบและคำนวณ (ต่อ)	
3.5.4 วิธีการและขั้นตอนต่างๆ	36
3.5.5 ผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในแผงคอนเดนเซอร์	38
3.6 การออกแบบและสร้างชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ	41
3.6.1 การออกแบบชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ	41
3.6.2 การสร้างชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ	41
4. ผลการทดสอบ	
4.1 การทดสอบ	43
4.2 เครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ	44
4.3 ขั้นตอนการทดสอบ	44
4.4 วิธีการทดสอบ	44
4.5 บันทึกผลการทดสอบ	44
4.5.1 ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศปกติ	44
4.5.2 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ โดยใช้น้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ ที่ความดันทำงาน 280 Psig	49
4.5.3 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ โดยใช้น้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ ที่ความดันทำงาน 260 Psig	53
5. สรุปผลและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลการทดสอบ	57
5.2 ข้อเสนอแนะ	57
บรรณานุกรม	58
ภาคผนวก	59

สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
2.1 แสดงระดับประสิทธิภาพการใช้พลังงาน	12
3.1 แสดงการวิเคราะห์การทำงานของระบบการทำความเย็น	35
4.1 แสดงคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็นในการทำงานของเครื่องปรับอากาศปกติ	45
4.2 แสดงผลของภาระความร้อนสัมผัส ภาระความร้อนแฝง และภาระความร้อนรวม เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน	45
4.3 แสดงความสามารถในการทำความเย็น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการให้ความเย็น เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน	46
4.4 แสดงคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 280 Psig	49
4.5 แสดงผลของภาระความร้อนสัมผัส ภาระความร้อนแฝง และภาระความร้อนรวม เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 280 Psig	49
4.6 แสดงความสามารถในการทำความเย็น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการให้ความเย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 280 Psig	50
4.7 แสดงคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 260 Psig	53
4.8 แสดงผลของภาระความร้อนสัมผัส ภาระความร้อนแฝง และภาระความร้อนรวม เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 260 Psig	53
4.9 แสดงความสามารถในการทำความเย็น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการให้ความเย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 260 Psig	54

สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
2.1 แสดงการทำให้อากาศเย็นตัวลงภายใต้ความดันคงที่จนถึงอุณหภูมิจุดน้ำค้าง	4
2.2 แสดงเส้นกราฟต่างๆ บนแผนภูมิไซโครเมตริก	6
2.3 แสดงกระบวนการปรับอากาศ	7
2.4 แสดงการทำความเย็นพร้อมด้วยการลดความชื้น	8
2.5 แสดงกระบวนการทำความเย็นพร้อมด้วยการลดความชื้นบนแผนภูมิไซโครเมตริก	8
2.6 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุดมคติ	9
2.7 แสดงแผนภาพ $T - s$ ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุดมคติ	9
2.8 แสดงแผนภาพ $P - h$ ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุดมคติ	10
2.9 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางปฏิบัติ	11
2.10 แสดงการแบ่งแบบจำลองออกเป็นเอลิเมนต์ย่อย	15
2.11 แสดงเอลิเมนต์สี่เหลี่ยมที่ประกอบด้วย 4 จุดต่อ โดยมีตัวแปรอยู่ที่จุดต่อ	16
2.12 แสดงชิ้นส่วนย่อยรูปสี่เหลี่ยมด้านไม่เท่าในพิกัด $x - y$	17
2.13 แสดงชิ้นส่วนย่อยรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสในพิกัด $\xi - \eta$	18
2.14 ตำแหน่งของจุดเกาส์สำหรับการอินทิเกรตที่ใช้จำนวนจุดเกาส์ต่างๆ	25
2.15 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่จุดต่อใดๆ กับเวลา	25
3.1 แสดงพื้นที่ทิศเหนือทั้งหมด	29
3.2 แสดงพื้นที่ทิศใต้ทั้งหมด	29
3.3 แสดงพื้นที่ด้านทิศตะวันออกทั้งหมด	30
3.4 แสดงพื้นที่เพดานทั้งหมด	31
3.5 แสดงเครื่องปรับอากาศ (Air Conditioning)	33
3.6 แสดงแฟนคอยล์ยูนิต (Fan Coil Unit)	33
3.7 แสดงคอนเดนซิงยูนิต (Condensing Unit)	34
3.8 แสดงท่อสารทำความเย็น	34

สารบัญรูป (ต่อ)

หน้า

รูปที่

3.9 แสดงชิ้นส่วนย่อยที่ประกอบด้วยจุดต่อต่างๆ	37
3.10แสดงลักษณะการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนเดนเซอร์เมื่อเวลาผ่านไป10นาทีก	39
3.11แสดงลักษณะการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนเดนเซอร์เมื่อเวลาผ่านไป20นาทีก	39
3.12แสดงลักษณะการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนเดนเซอร์เมื่อเวลาผ่านไป30นาทีก	40
3.13แสดงลักษณะการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนเดนเซอร์เมื่อเวลาผ่านไป60นาทีก	40
3.14แสดงชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์	41
3.15แสดงชุดรังผึ้งระบายความร้อนพร้อมตัวบังคับทิศทางลม	42
3.16แสดงชุดหัวฉีดพร้อมระบบท่อน้ำ	42
4.1 แสดงห้องทดสอบของเครื่องปรับอากาศ	43
4.2 แสดงวัฏจักรทำความเย็นบนแผนภาพมอลเลียร์ (R-22) เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน	46
4.3 แสดงความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน	47
4.4 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน	47
4.5 แสดงประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน	48
4.6 แสดงกำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์กับความสามารถในการทำความเย็น ของเครื่องปรับอากาศ เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน	48
4.7 แสดงวัฏจักรทำความเย็นบนแผนภาพมอลเลียร์ (R-22) เมื่อเปิดระบบช่วย ระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)	50
4.8 แสดงความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)	51
4.9 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)	51

สารบัญรูป (ต่อ)

รูปที่	หน้า
4.10แสดงประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)	52
4.11แสดงกำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์กับความสามารถในการทำความเย็น ของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)	52
4.12 แสดงวัฏจักรทำความเย็นบนแผนภาพมอลเลียร์ (R-22) เมื่อเปิดระบบช่วย ระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)	54
4.13ความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)	55
4.14แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)	55
4.15แสดงประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)	56
4.16แสดงกำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์กับความสามารถในการทำความเย็น ของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)	56



บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาของโครงการ

จากปัญหาของสภาวะโลกร้อนพบว่าอุณหภูมิบรรยากาศโดยเฉลี่ยมีค่าเพิ่มสูงขึ้น ดังนั้นการติดตั้งเครื่องปรับอากาศเพื่อการใช้งานในสถานที่ต่างๆ จึงมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้น ขณะเดียวกันผู้ผลิตส่วนใหญ่ได้ทำการออกแบบและพัฒนาเครื่องปรับอากาศให้มีประสิทธิภาพการให้ความเย็นที่สูงขึ้น (EER) แต่อย่างไรก็ตามเครื่องปรับอากาศยังเป็นอุปกรณ์ไฟฟ้าที่ใช้กำลังงานไฟฟ้าสูงอยู่เมื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์ไฟฟ้าอื่นๆ โดยปกติเครื่องปรับอากาศส่วนใหญ่ มักจะใช้ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System) ในการทำงาน ขณะที่สารทำความเย็นไหลผ่านอีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) ไอน้ำ (Water Vapor) หรือปริมาณความชื้นในอากาศจะเกิดการควบแน่นภายในแฟนคอยล์ยูนิต (Fan Coil Unit) หรือเรียกอีกอย่างว่า น้ำคอนเดนเซต (Condensate Water) นั้นเอง โดยน้ำคอนเดนเซตดังกล่าวจะถูกปล่อยทิ้งสู่ภายนอก และเมื่อเวลาผ่านไปปริมาณน้ำคอนเดนเซตจะมีจำนวนเพิ่มมากขึ้น ดังนั้นจึงเกิดแนวความคิดที่จะนำน้ำคอนเดนเซตส่วนนี้กลับมาใช้ให้เกิดประโยชน์ โดยการนำน้ำคอนเดนเซตไประบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ เพื่อเป็นการเพิ่มความสามารถในการทำงานของแผงคอนเดนเซอร์ ทำให้ค่าประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศเพิ่มสูงขึ้นนั่นเอง

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

- 1.2.1 ศึกษาการนำน้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์
- 1.2.2 ศึกษาตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ
- 1.2.3 เปรียบเทียบและวิเคราะห์ผลข้อมูลจากการทดสอบ

1.3 ขอบเขตของโครงการ

- 1.3.1 ออกแบบและติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ขนาด 38,000 – 42,000 Btu/hr
- 1.3.2 ใช้น้ำคอนเดนเซต (Condensate Water) เป็นสารตัวกลางในการระบายความร้อน
- 1.3.3 ออกแบบและติดตั้งระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

- 1.4.1 ทำให้รู้ถึงตัวแปรต่างๆ ที่มีผลต่อประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ
- 1.4.2 สามารถใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ได้
- 1.4.3 ช่วยในการพัฒนาเครื่องปรับอากาศให้มีประสิทธิภาพการให้ความเย็นที่ดียิ่งขึ้น

1.5 ขั้นตอนในการดำเนินงาน

- 1.5.1 ศึกษาและรวบรวมข้อมูลที่เกี่ยวข้อง
- 1.5.2 ออกแบบและติดตั้งเครื่องปรับอากาศภายในห้องทดสอบ
- 1.5.3 ออกแบบและติดตั้งระบบระบายความร้อนของแผงคอนเดนเซอร์
- 1.5.4 ทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ
- 1.5.5 ทดสอบการทำงานของระบบระบายความร้อนของแผงคอนเดนเซอร์
- 1.5.5 เปรียบเทียบและวิเคราะห์ผลข้อมูลจากการทดสอบ
- 1.5.6 สรุปผลข้อมูลจากการทดสอบ



บทที่ 2

ทฤษฎีที่เกี่ยวข้อง

2.1 คุณสมบัติของอากาศชื้น

อากาศชื้น (Moist Air) หรืออากาศในบรรยากาศ (Atmospheric Air) เป็นก๊าซผสมอุดมคติที่ประกอบด้วยอากาศแห้ง (Dry Air) และไอน้ำความดันต่ำ (Water Vapor) โดยในส่วนของอากาศแห้งประกอบด้วยไนโตรเจน 78.10 % ออกซิเจน 20.95 % อาร์กอน 0.92 % โดยโมล ที่เหลือเป็นก๊าซอื่น ๆ ดังนั้นเมื่อพิจารณาอากาศชื้นเป็นก๊าซอุดมคติ จะเห็นได้ว่าความดันของอากาศชื้น (P) จะมีค่าเท่ากับความดันย่อยของอากาศแห้ง (P_a) รวมกับความดันย่อยของไอน้ำ (P_v) นั่นเอง

$$P = P_a + P_v \quad 2.1$$

โดยที่ P_a คือความดันในส่วนที่กระทำโดยโมเลกุลของอากาศแห้งที่มีอยู่ในอากาศชื้น

P_v คือความดันในส่วนที่กระทำโดยโมเลกุลของไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศชื้น

อัตราส่วนของความชื้น (ω) หมายถึงมวลของไอน้ำที่มีอยู่ในอากาศชื้นต่อหนึ่งหน่วยมวลของอากาศแห้ง

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} = \frac{P_v V / R_v T}{P_a V / R_a T} = \frac{P_v R_a}{P_a R_v} \quad 2.2$$

โดยที่ $R_a = 0.287 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$ และ $R_v = 0.461 \text{ kJ / kg} \cdot \text{K}$

ดังนั้นจะได้

$$\omega = 0.622 \frac{P_v}{P_a} = 0.622 \frac{P_v}{P - P_v} \quad 2.3$$

ความชื้นสัมพัทธ์ (ϕ) หมายถึงอัตราส่วนของมวลไอน้ำในอากาศต่อมวลไอน้ำสูงสุดในอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน

$$\phi = \frac{m_v}{m_g} = \frac{P_v V / R_v T}{P_g V / R_v T} = \frac{P_v}{P_g} \quad 2.4$$

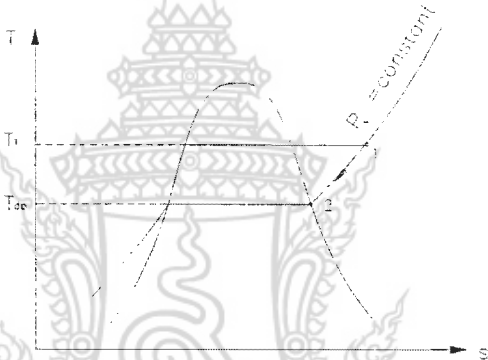
จะเห็นว่าความชื้นสัมพัทธ์ก็คืออัตราส่วนของความดันไอของไอน้ำในอากาศต่อความดันไอของไอน้ำในอากาศอิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน นั่นเอง

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.622 + \omega)P_g} \tag{2.5}$$

และ
$$\omega = \frac{0.622 \phi P_g}{P - \phi P_g} = \frac{0.622 P_v}{P - P_v} \tag{2.6}$$

อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (T_{dp}) หมายถึงอุณหภูมิที่ไอน้ำในอากาศเริ่มควบแน่น พิจารณาจากรูปที่ 2.1 จากสถานะเริ่มต้น (จุด 1) อากาศชื้นถูกทำให้เย็นลงภายใต้ความดันคงที่จนกระทั่งถึงจุด 2 ซึ่งเป็นสถานะที่ไอน้ำในอากาศเริ่มควบแน่นพอดี อุณหภูมิของไอน้ำที่จุด 2 ก็คืออุณหภูมิจุดน้ำค้าง นั่นเอง

$$T_{dp} = T_{sat @ P_v} \tag{2.7}$$



รูปที่ 2.1 แสดงการทำให้อากาศเย็นตัวลงภายใต้ความดันคงที่จนถึงอุณหภูมิจุดน้ำค้าง

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (T, T_{db}) หมายถึงอุณหภูมิของอากาศชื้นที่สามารถวัดได้จากเทอร์โมมิเตอร์แบบธรรมดา

กระบวนการอิ่มตัวแบบแอเดียแบติก เป็นกระบวนการที่สามารถหาค่าอัตราส่วนของความชื้นหรือความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศได้จากกฎอนุรักษ์มวลสาร

สำหรับมวลของอากาศแห้ง

$$\dot{m}_{a1} = \dot{m}_{a2} = \dot{m}_a \tag{2.8}$$

สำหรับมวลของไอน้ำ

$$\begin{aligned}\dot{m}_{v1} + \dot{m}_w &= \dot{m}_{v2} \\ \dot{m}_w &= (\dot{m}_{v2} - \dot{m}_{v1}) \\ \dot{m}_w &= \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1)\end{aligned}\quad 2.9$$

จากกฎอนุรักษ์พลังงาน

$$\begin{aligned}\sum \dot{m}_i h_i &= \sum \dot{m}_e h_e \\ \dot{m}_a h_1 + \dot{m}_w h_{f2} &= \dot{m}_a h_2 \\ \dot{m}_a h_1 + \dot{m}_a (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} &= \dot{m}_a h_2 \\ h_1 + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} &= h_2 \\ (C_{po} T_1 + \omega_1 h_{g1}) + (\omega_2 - \omega_1) h_{f2} &= (C_{po} T_2 + \omega_2 h_{g2}) \\ \omega_1 &= \frac{C_{po} (T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg2}}{h_{g1} - h_{f2}} \\ \text{โดยที่ } \omega_2 &= 0.622 \frac{P_{g2}}{P_2 - P_{g2}}\end{aligned}\quad 2.10$$

อุณหภูมิกระเปาะเปียก (T_{wb}) หมายถึง หมายถึงอุณหภูมิของอากาศชื้นที่สามารถวัดได้จากเทอร์โมมิเตอร์ที่มีสำลีสัมผัสอยู่ (Sling Psychrometer) โดยทั่วไปอุณหภูมิอิมิตัวแอเดียแบติกและอุณหภูมิกระเปาะเปียกจะมีค่าไม่เท่ากัน แต่สำหรับที่ความดันบรรยากาศค่าอุณหภูมิทั้งสองจะมีค่าโดยประมาณใกล้เคียงกัน

เอนทาลปีของอากาศชื้น (H) คือผลรวมระหว่างเอนทาลปีของอากาศแห้งและเอนทาลปีของไอน้ำ

$$\begin{aligned}H &= H_a + H_v = m_a h_a + m_v h_v \\ \text{หรือ} \quad h &= h_a + \omega h_v\end{aligned}\quad 2.11$$

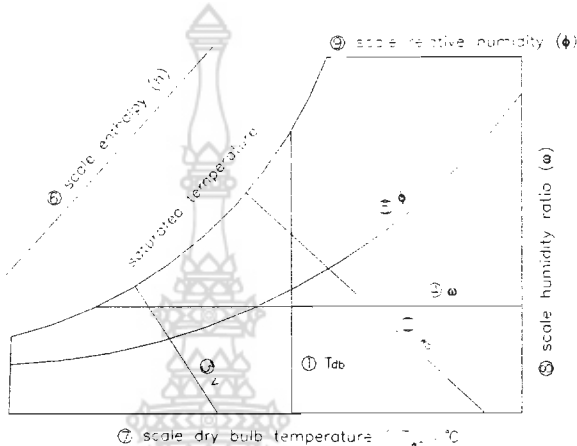
$$\begin{aligned}\text{โดยที่ } h_a &= C_{po} T = 1.0035T \\ h_v &= h_{g@0^\circ\text{C}} + C_{ps} T = 2501.3 + 1.88T\end{aligned}$$

ดังนั้น

$$h = 1.0035T + \omega(2501.3 + 1.88T)$$

2.12

นอกจากการหาคุณสมบัติของอากาศขึ้นดังกล่าว ยังสามารถหาได้จากแผนภูมิ
ไซโครเมตริก (Psychrometric Chart) โดยแผนภูมิไซโครเมตริกประกอบด้วยเส้นกราฟต่าง ๆ
ดังแสดงในรูปที่ 2.2



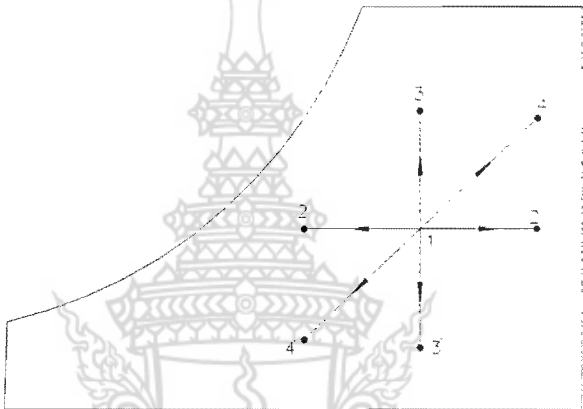
รูปที่ 2.2 แสดงเส้นกราฟต่าง ๆบนแผนภูมิไซโครเมตริก

- หมายเลข 1 แสดงเส้นอุณหภูมิกระเปาะแห้ง
- หมายเลข 2 แสดงเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียก
- หมายเลข 3 แสดงเส้นปริมาตรจำเพาะ
- หมายเลข 4 แสดงเส้นอัตราส่วนความชื้น
- หมายเลข 5 แสดงเส้นความชื้นสัมพัทธ์
- หมายเลข 6 แสดงสเกลเอนทาลปี
- หมายเลข 7 แสดงสเกลอุณหภูมิกระเปาะแห้ง
- หมายเลข 8 แสดงสเกลอัตราส่วนความชื้น
- หมายเลข 9 แสดงสเกลความชื้นสัมพัทธ์

2.2 กระบวนการปรับอากาศ

กระบวนการปรับอากาศ เป็นการควบคุมสถานะของอากาศให้เหมาะสมกับสภาพต่าง ๆตามต้องการ โดยสามารถแบ่งประเภทของกระบวนการปรับอากาศได้ดังนี้

- 1. กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการให้ความร้อน
- 2. กระบวนการ 1-2' เป็นกระบวนการทำความเย็น
- 3. กระบวนการ 1-3 เป็นกระบวนการเพิ่มความชื้น
- 4. กระบวนการ 1-3' เป็นกระบวนการลดความชื้น
- 5. กระบวนการ 1-4 เป็นกระบวนการให้ความร้อนพร้อมด้วยการเพิ่มความชื้น
- 6. กระบวนการ 1-4' เป็นกระบวนการทำความเย็นพร้อมด้วยการลดความชื้น



รูปที่ 2.3 แสดงกระบวนการปรับอากาศ

การพิจารณากระบวนการต่างๆ ของการปรับอากาศจะพิจารณาเป็นแบบกระบวนการสถานะคงตัว-การไหลคงตัว ดังนั้นจากกฎอนุรักษ์มวลสารและกฎอนุรักษ์พลังงาน จะได้

มวลของอากาศแห้ง

$$\sum \dot{m}_{a,i} = \sum \dot{m}_{a,e}$$

2.13

มวลของไอน้ำ

$$\sum \dot{m}_{w,i} = \sum \dot{m}_{w,e}$$

2.14

หรือ

$$\sum \dot{m}_{a,i} \omega_i = \sum \dot{m}_{a,e} \omega_e$$

2.15

พลังงาน

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e h_e - \sum \dot{m}_i h_i$$

2.16

2.3 กระบวนการทำความเย็นพร้อมด้วยการลดความชื้น

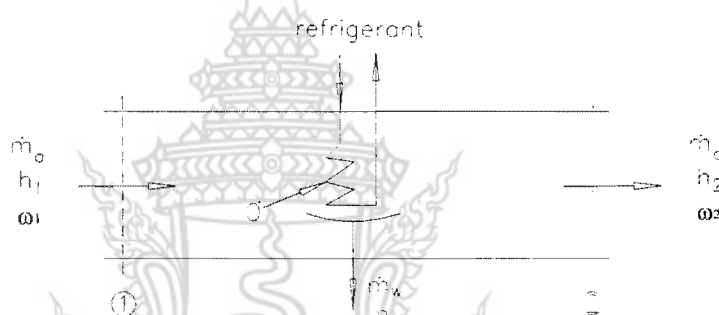
พิจารณาจากรูปที่ 2.4 และรูปที่ 2.5 กระบวนการดังกล่าว จะทำให้อากาศมีอุณหภูมิ กระเปาะแห้งลดลง ($T_{db2} < T_{db1}$) และอัตราส่วนความชื้นลดลงด้วย ($\omega_2 < \omega_1$) นั่นก็จะมี การเปลี่ยนแปลงทั้งปริมาณความร้อนสัมผัสปริมาณความร้อนแฝง (อุณหภูมิและความชื้นลดลง) จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ สำหรับกระบวนการสภาวะคงตัว-การไหลคงตัว (กระบวนการ SSSF) ดังนั้นจะได้

$$\dot{Q}_l = \dot{Q}_s + \dot{Q}_l \quad 2.17$$

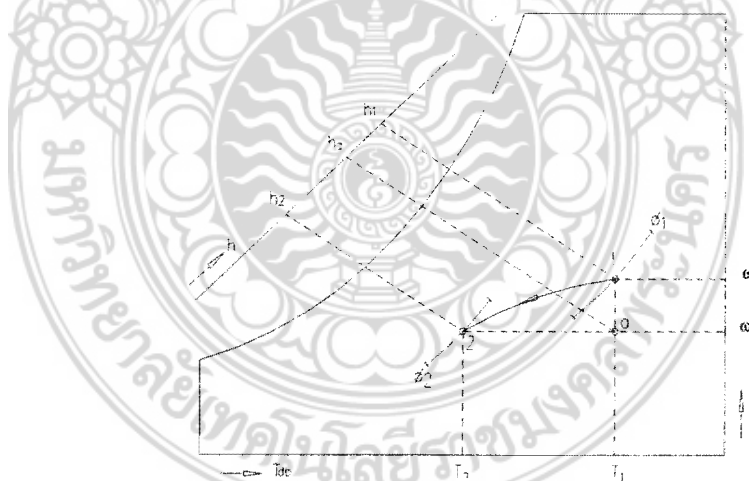
โดยที่

$$\dot{Q}_s = \dot{m}_a C_p (T_1 - T_2) = \dot{m}_a (h_a - h_2)$$

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) h_{g@0^\circ\text{C}} = \dot{m}_a (h_1 - h_a)$$



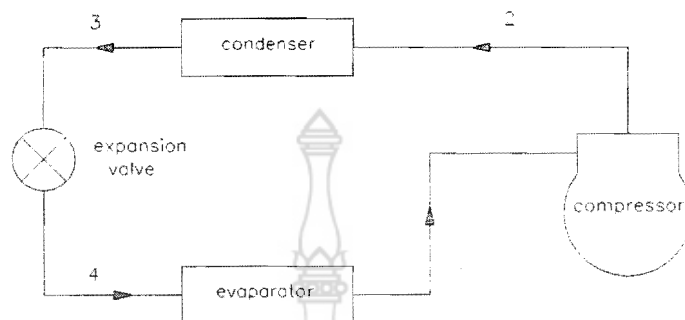
รูปที่ 2.4 แสดงการทำความเย็นพร้อมด้วยการลดความชื้น



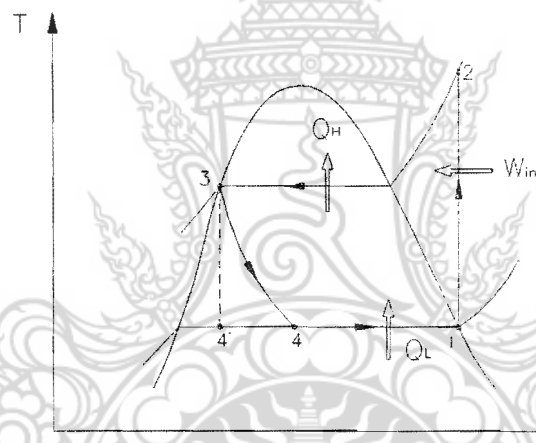
รูปที่ 2.5 แสดงกระบวนการทำความเย็นพร้อมด้วยการลดความชื้นบนแผนภูมิไซโครเมตริก

2.4 วัฏจักรการทำความเย็น (The Refrigeration Cycle)

วัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุณหพลศาสตร์เป็นวัฏจักรการทำความเย็นที่ได้รับ การพัฒนามาจากวัฏจักรคาร์โนต์แบบย้อนกลับทาง ประกอบด้วย คอมเพรสเซอร์ (compressor) คอนเดนเซอร์ (condenser) วาล์วลดความดัน (expansion valve) และอีวาपोเรเตอร์ (evaporator)



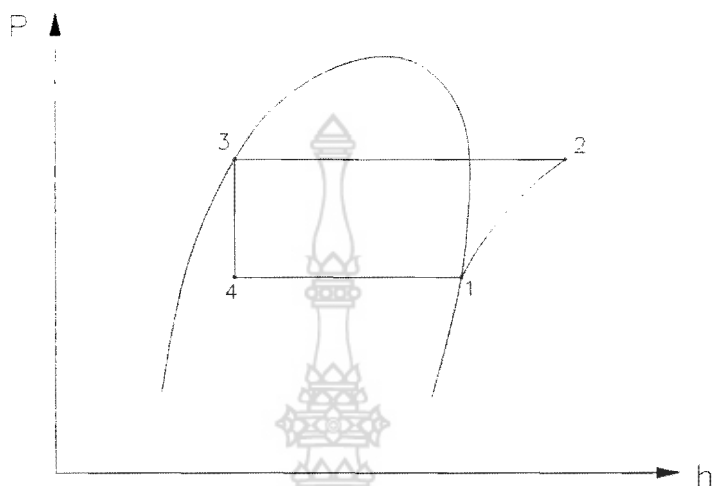
รูปที่ 2.6 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุณหพลศาสตร์



รูปที่ 2.7 แสดงแผนภาพ $T-s$ ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุณหพลศาสตร์

สำหรับการทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุณหพลศาสตร์ เริ่มจากสารทำความเย็นที่สถานะ 1 (ไออิ่มตัว) ถูกอัดตัวผ่านคอมเพรสเซอร์ด้วยกระบวนการไอเซนทรอปิก จนกระทั่งมีสภาพเป็นไอร้อนยวดยิ่งที่สถานะ 2 จากนั้นสารทำความเย็นที่สถานะ 2 จะไหลผ่านเข้าสู่ คอนเดนเซอร์ควบแน่น (คายความร้อนออก) เป็นของเหลวอิ่มตัวที่สถานะ 3 ด้วยกระบวนการ ความดันคงที่ จากนั้นสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์ขยายตัวผ่านวาล์วลดความดัน เปลี่ยนเป็นของผสมความดันต่ำที่สถานะ 4 ด้วยกระบวนการเอนทัลปีคงที่ และไหลผ่านเข้า

อีวาปอเรเตอร์ระเหยตัว (รับความร้อนเข้า) กลายเป็นไออิ่มตัวด้วยกระบวนการความดันคงที่ก่อนที่จะไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ต่อไป สำหรับการคำนวณวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอส่วนมากมักจะนิยมใช้แผนภาพ $P - h$ ของสารทำความเย็นในการคำนวณ เนื่องจากมีความสะดวกและเข้าใจง่ายกว่า



รูปที่ 2.8 แสดงแผนภาพ $P - h$ ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุดมคติ

จากกฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์สำหรับการทำงานของอุปกรณ์ต่าง ๆ ของวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุดมคติ สำหรับกระบวนการสภาวะคงตัว-การไหลคงตัว (กระบวนการ SSSF) พิจารณาการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์และพลังงานศักย์มีค่าน้อยมากเมื่อเทียบกับปริมาณความร้อนและงานในวัฏจักร โดยพิจารณาเป็นพลังงานต่อหน่วยมวล (kJ/kg) ดังนั้นจะได้

กระบวนการ 1-2 เป็นกระบวนการอัดตัวแบบไอเซนทรอปิก (คอมเพรสเซอร์)

$$w_c = h_2 - h_1 \quad 2.18$$

กระบวนการ 2-3 เป็นกระบวนการคายความร้อนภายใต้ความดันคงที่ (คอนเดนเซอร์)

$$q_H = h_2 - h_3 \quad 2.19$$

กระบวนการ 3-4 เป็นกระบวนการขยายตัวแบบเอนทัลปีคงที่ (วาล์วลดความดัน)

$$h_3 = h_4 \quad 2.20$$

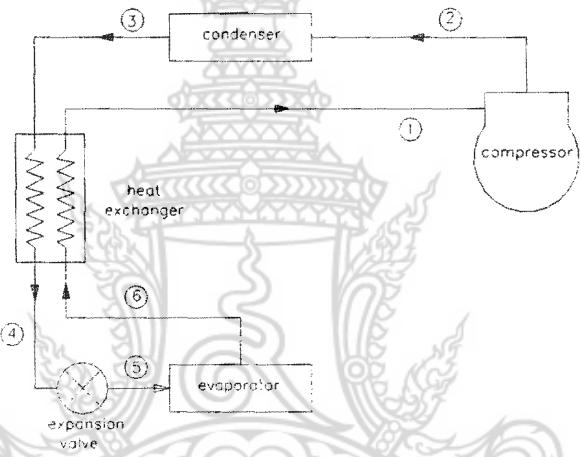
กระบวนการ 4-1 เป็นกระบวนการรับความร้อนภายใต้ความดันคงที่ (อีวาพอเรเตอร์)

$$q_L = h_1 - h_4 \tag{2.21}$$

สำหรับสัมประสิทธิ์สมรรถนะของวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางอุดมคติ สามารถหาได้จากสมการ

$$COP = \frac{q_L}{w_{net}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{2.22}$$

นอกจากนี้ในทางปฏิบัติการใช้ liquid to suction heat exchanger เพื่อแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อของเหลว (high pressure) ที่มีอุณหภูมิสูงกับท่อดูด (low pressure) ที่มีอุณหภูมิต่ำ จะมีผลทำให้ผลของการทำความเย็น (Refrigeration Effect) ของวัฏจักรสูงขึ้นนั่นเอง



รูปที่ 2.9 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางปฏิบัติ

สำหรับสัมประสิทธิ์สมรรถนะของวัฏจักรการทำความเย็นแบบการอัดไอทางปฏิบัติ สามารถหาได้จากสมการ

$$COP = \frac{q_L}{w_{net}} = \frac{h_6 - h_5}{h_2 - h_1} \tag{2.23}$$

2.5 ขนาดของเครื่องทำความเย็น สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการทำความเย็น

2.5.1 ขนาดของเครื่องทำความเย็น (Capacity of Refrigeration)

1 ตันความเย็นมีค่า 12,000 Btu/hr หรือ 3.5167 kW หมายความว่า 1 ตันความเย็นเป็นความเย็นที่ได้จากการเสียความร้อนไปใช้ในการหลอมละลายน้ำแข็งหนัก 1 ตัน ที่อุณหภูมิ 0 °C หมกภายใน 24 ชั่วโมง

2.5.2 สัมประสิทธิ์สมรรถนะ(Coefficient of Performance)

สัมประสิทธิ์สมรรถนะเป็นค่าที่ใช้แสดงประสิทธิภาพของการทำความเย็น

$$COP_R = \frac{Q_{in}}{W_{in}}$$

2.24

2.5.3 ประสิทธิภาพการทำความเย็น (Energy Efficiency ratio)

เป็นค่าแสดงอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ เพื่อเปรียบเทียบความสิ้นเปลืองในการใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ ปัจจุบันในประเทศไทยโดยศูนย์ทดสอบผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (ศท.) สำนักมาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรม (สมอ.) กระทรวงอุตสาหกรรม มีการทดสอบเพื่อรับรองมาตรฐานของเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ จากค่า EER มีหน่วยเป็น บีทียู/ชั่วโมง.วัตต์ (ในหน่วยอังกฤษ) หรือ วัตต์/วัตต์ (ในหน่วย SI) โดยแบ่งระดับการใช้พลังงานออกเป็น 5 ระดับ ดังนี้

ตารางที่ 2.1 แสดงระดับประสิทธิภาพการใช้พลังงาน

ระดับ (เบอร์)	ระดับประสิทธิภาพ	ค่า EER (บีทียู/ชั่วโมง.วัตต์)	ค่ากิโลวัตต์/ตัน
1	ต่ำ	≥ 6.6	≤ 1.82
2	พอใช้	≥ 7.6	≤ 1.58
3	ปานกลาง	≥ 8.6	≤ 1.40
4	ดี	≥ 9.6	≤ 1.25
5	ดีมาก	≥ 10.6	≤ 1.13

2.6 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

คอนเดนเซอร์ ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นจากสภาพไอเป็นของเหลว การจำแนกคอนเดนเซอร์ตามวิธีการระบายความร้อนสามารถแบ่งออกได้ 3 แบบ ดังนี้

1. การระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled Condenser)
2. การระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water Cooled Condenser)
2. การระบายความร้อนด้วยน้ำและอากาศ (Evaporative Condenser)

2.7 ภาระของคอนเดนเซอร์ (Condenser Load)

ภาระของคอนเดนเซอร์ เป็นค่าความร้อนรวมทั้งหมดที่สารทำความเย็นได้รับตั้งแต่ออกจากลิ้นลดความดันจนกระทั่งถึงช่วงที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ ได้แก่ ภาระรวมที่เกิดจากภาระจากการทำงานของเครื่องระเหย ภาระจากการทำงานของคอมเพรสเซอร์ และภาระที่เกิดขึ้นในท่อสารทำความเย็นด้านดูด (Suction Line)

สำหรับคอมเพรสเซอร์แบบหุ้มเปิด

$$\begin{aligned} \text{ภาระของคอนเดนเซอร์} &= \text{ขนาดของเครื่องทำความเย็น [บีทียู/ชั่วโมง]} \\ &+ (\text{BHP} \times 2545) [\text{บีทียู/ชั่วโมง}] \end{aligned} \quad 2.25$$

สำหรับคอมเพรสเซอร์แบบหุ้มปิด

$$\begin{aligned} \text{ภาระของคอนเดนเซอร์} &= \text{ขนาดของเครื่องทำความเย็น [บีทียู/ชั่วโมง]} \\ &+ (\text{kW} \times 3413) [\text{บีทียู/ชั่วโมง}] \end{aligned} \quad 2.26$$

2.8 ความสามารถในการทำงานของคอนเดนเซอร์ (Condenser Capacity)

การหาความสามารถในการทำงานของคอนเดนเซอร์ สามารถหาได้ดังนี้

$$Q = UA\Delta T \quad 2.27$$

โดยที่ U = สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ($\text{Btu/h}^\circ\text{F ft}^2$)

A = พื้นที่ในการระบายความร้อน (ft^2)

ΔT = ผลต่างของอุณหภูมิ ($^\circ\text{F}$)

ดังนั้นความสามารถในการทำงานของคอนเดนเซอร์จึงขึ้นอยู่กับค่าความแตกต่างระหว่างอุณหภูมิของสารทำความเย็นและอุณหภูมิของสารตัวกลางที่ใช้ในการระบายความร้อน

2.9 ปริมาณของสารหล่อเย็นที่ใช้ในคอนเดนเซอร์

ในการระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ต้องคำนึงถึงปริมาณของสารหล่อเย็นที่ต้องส่งผ่านคอนเดนเซอร์ เพื่อให้สามารถระบายความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ได้ตามที่ต้องการ โดยจะต้องเลือกขนาดของปั๊มน้ำในการสร้างอัตราการไหลของสารหล่อเย็นผ่านคอนเดนเซอร์ได้ตามต้องการสามารถหาได้ดังนี้

$$m = \frac{Q_c}{c \cdot \Delta T} \quad 2.28$$

เนื่องจากในทางปฏิบัติทั่วไปสำหรับคอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนโดยใช้อากาศจะกำหนดปริมาณอากาศที่ผ่านคอนเดนเซอร์เป็นลูกบาศก์ฟุตต่อนาที (CFM) และคอนเดนเซอร์ที่ระบายความร้อนโดยใช้น้ำจะกำหนดปริมาณน้ำที่ผ่านคอนเดนเซอร์เป็นแกลลอนต่อนาที (GPM) สำหรับการระบายความร้อนด้วยอากาศ

$$CFM = \frac{Q_c}{1.08 \Delta T} \quad 2.29$$

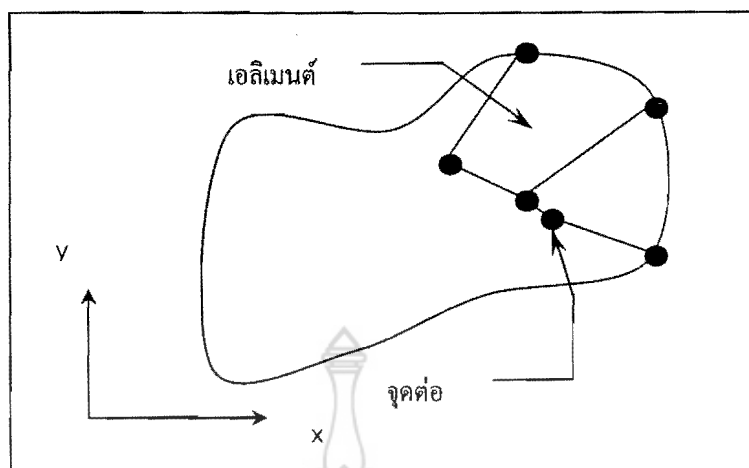
สำหรับการระบายความร้อนด้วยน้ำ

$$GPM = \frac{Q_c}{500 \Delta T} \quad 2.30$$

2.10 วิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์

วิธีการไฟไนต์เอลิเมนต์ (Finite Element Method) เป็นวิธีการเชิงตัวเลขเพื่อหาค่าผลเฉลยโดยประมาณของตัวแปรที่ไม่รู้ค่า เช่น ความดัน ความเร็ว อุณหภูมิ เป็นต้น โดยทำการแบ่งลักษณะรูปร่างของปัญหาออกเป็นชิ้นส่วนย่อย ที่เรียกว่า (Elements) และในแต่ละชิ้นส่วนย่อยจะเชื่อมกันที่จุดต่อเรียกว่า (Nodes) ซึ่งเป็นตำแหน่งที่เราต้องการหาค่าผลเฉลยโดยประมาณนั่นเอง โดยสามารถสรุปเป็นขั้นตอนต่าง ๆ ได้ 7 ขั้นตอนดังนี้

1. สร้างแบบจำลองของระบบแล้วแบ่งแบบจำลองเป็นเอลิเมนต์ย่อย ๆ โดยแต่ละเอลิเมนต์อาจมีลักษณะและขนาดที่ต่างกันไป



รูปที่ 2.10 แสดงการแบ่งแบบจำลองออกเป็นเอลิเมนต์ย่อย

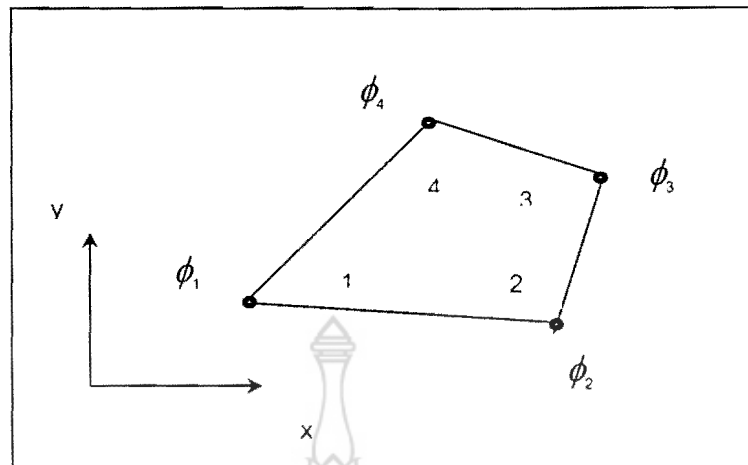
2. เลือกฟังก์ชันการประมาณภายในเอลิเมนต์ (Shape Function) โดยที่แต่ละจุดต่อจะมีฟังก์ชันที่ใช้ในการประมาณค่าตัวแปรต่าง ๆ ที่มีความสัมพันธ์กับพิกัดแต่ละจุดต่อ โดยลักษณะการกระจายของตัวแปรที่ค่าบนเอลิเมนต์สามารถเขียนอยู่ในรูปของฟังก์ชันการประมาณภายในเอลิเมนต์ และตัวแปรที่จุดต่อโดยมีรูปแบบดังนี้

$$\phi(x, y, z) = N_1(x, y, z)\phi_1 + N_2(x, y, z)\phi_2 + N_3(x, y, z)\phi_3 + N_4(x, y, z)\phi_4 \quad 2.31$$

โดยที่ $\phi(x, y, z)$ เป็นตัวแปรที่ไม่ทราบค่า

$N_i(x, y, z)$, $i = 1, 2, 3, 4$ เป็นฟังก์ชันการประมาณภายในเอลิเมนต์ หรือสามารถเขียนในรูปเมทริกซ์ได้ดังนี้

$$\phi(x, y, z) = \begin{bmatrix} N_1 & N_2 & N_3 & N_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_3 \\ \phi_4 \end{Bmatrix} \quad 2.32$$



รูปที่ 2.11 แสดงเอลิเมนต์สี่เหลี่ยมที่ประกอบด้วย 4 จุดต่อ โดยมีตัวแปรอยู่ที่จุดต่อ

3. สร้างสมการของเอลิเมนต์ (Element Equations) ที่ต้องการทราบคำตอบ โดยมีรูปแบบสมการดังนี้

$$[k]_e \{\phi\}_e = \{f\}_e \quad 2.33$$

โดยที่ $[k]_e$ คือเอลิเมนต์เมทริกซ์ที่ขึ้นอยู่กับชนิดของปัญหานั้น (Element Matrix)

$\{\phi\}_e$ คือเวกเตอร์ของตัวแปรไม่รู้ค่าที่จุดต่อ (Vector of Nodal Unknowns)

$\{f\}_e$ คือเวกเตอร์ของโหลดที่จุดต่อ (Vector of Nodal Loads)

สำหรับเอลิเมนต์สี่เหลี่ยมที่ประกอบด้วย 4 จุดต่อ สมการของเอลิเมนต์จะมีรูปแบบดังนี้

$$\begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & k_{14} \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & k_{34} \\ k_{41} & k_{42} & k_{43} & k_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \phi_1 \\ \phi_2 \\ \phi_3 \\ \phi_4 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \\ f_3 \\ f_4 \end{Bmatrix} \quad 2.34$$

4. เนื่องจากการเรียงตัวของชิ้นส่วนย่อยในแบบจำลอง จะไม่ขนานหรือตั้งฉากกับระบบแกนรวมใหญ่ $x - y$ (Global Coordinate System) แต่จะบิดเอียงไปตามรูปร่างของชิ้นส่วนย่อย หรือที่เรียกว่าระบบแกนย่อย $\xi - \eta$ (Local Coordinate System) ดังนั้นเพื่อลดความยุ่งยากในการอินทิเกรต (Integrate) บนพื้นที่ของชิ้นส่วนย่อยที่เอียงไปมาในพิกัด $x - y$ ต้องเปลี่ยนชิ้นส่วนย่อยที่เอียงไปมาให้อยู่ในรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสในพิกัด $\xi - \eta$ โดยมีเชฟฟังก์ชัน (Shape Function) ดังนี้

$$\begin{aligned} N_1 &= \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 - \eta) \\ N_2 &= \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 - \eta) \\ N_3 &= \frac{1}{4}(1 + \xi)(1 + \eta) \\ N_4 &= \frac{1}{4}(1 - \xi)(1 + \eta) \end{aligned}$$

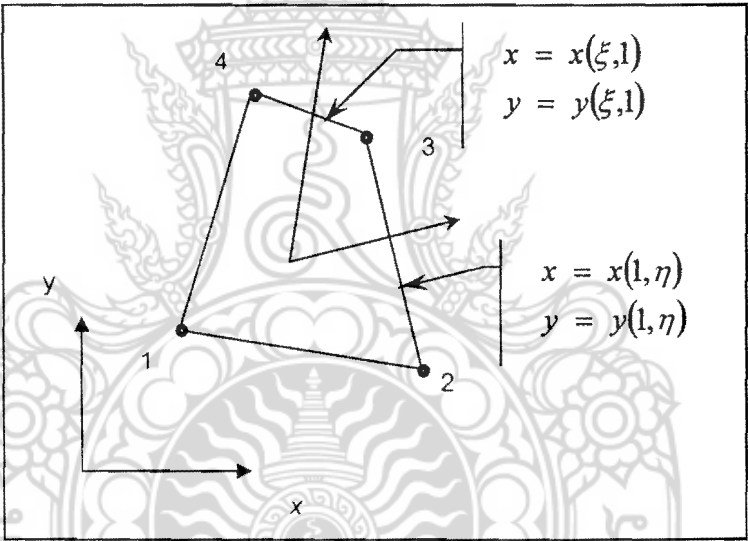
2.35

5. นำสมการของแต่ละเอลิเมนต์มารวมกัน เป็นสมการรวมของระบบ (System Equations) โดยมีรูปแบบดังนี้

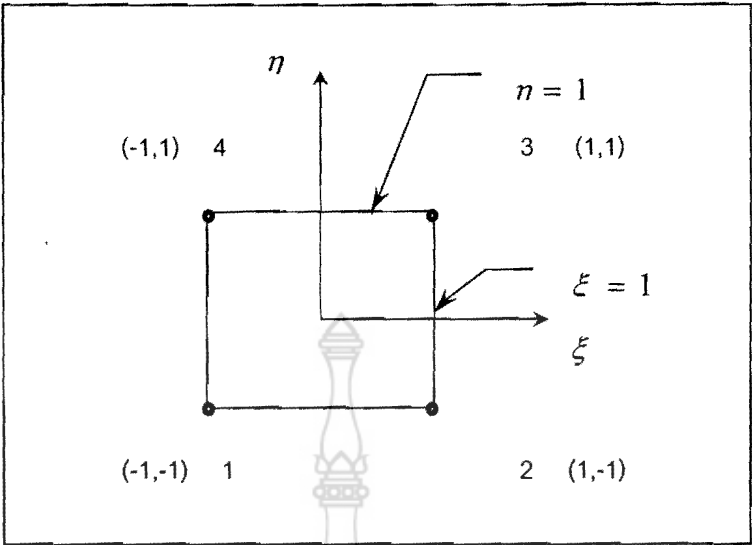
$$[K]_{sys} \{ \phi \}_{sys} = \{ F \}_{sys}$$

2.36

6. แทนเงื่อนไขขอบเขต (Boundary Conditions) ลงในสมการรวมของระบบ
7. แก้สมการของระบบเพื่อหาค่าโดยประมาณของตัวที่ไม่รู้ค่า $\{ \phi \}_{sys}$



รูปที่ 2.12 แสดงชิ้นส่วนย่อยรูปสี่เหลี่ยมด้านไม่เท่าในพิกัด $x - y$



รูปที่ 2.13 แสดงชิ้นส่วนย่อยรูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสในพิกัด $\xi - \eta$

2.11 การสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์กับปัญหาด้านความร้อน

เมื่อทราบถึงสมการเชิงอนุพันธ์ทางด้านความร้อนและเงื่อนไขขอบเขตที่เหมาะสมแล้ว เราสามารถสร้างสมการไฟไนต์เอลิเมนต์ได้โดยคูณฟังก์ชันเศษตกค้าง (Residual Function) R ด้วย ฟังก์ชันน้ำหนัก (Weighting Function) N แล้วทำการอินทิเกรตตลอดทั้งโดเมน (Domain) จากนั้น กำหนดผลที่ได้ให้มีความเท่ากับศูนย์ นั่นก็คือ

$$\int_{\Omega^{(e)}} R N \, d\Omega = 0 \tag{2.37}$$

$$\int_{\Omega^{(e)}} \left(k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) - \rho_f c_{pf} \phi \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \rho_f c_{pf} \sigma \left(\frac{\partial T}{\partial t} \right) + q''' \right) N \, d\Omega = 0 \tag{2.38}$$

$$\begin{aligned} &\int_{\Omega^{(e)}} \left(k \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \right) N \, d\Omega + \int_{\Omega^{(e)}} \left(k \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) N \, d\Omega - \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \phi u \frac{\partial T}{\partial x} \right) N \, d\Omega \\ &- \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \phi v \frac{\partial T}{\partial y} \right) N \, d\Omega - \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \sigma \frac{\partial T}{\partial t} \right) N \, d\Omega + \int_{\Omega^{(e)}} (q''') N \, d\Omega = 0 \end{aligned} \tag{2.39}$$

โดยในเทอมแรกของสมการที่ 2.39 นั้น จากกฎอนุพันธ์ของผลคูณ เราจะได้

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(N \frac{\partial T}{\partial x} \right) = N \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} \tag{2.40}$$

หรือ

$$N \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} = \frac{\partial}{\partial x} \left(N \frac{\partial T}{\partial x} \right) - \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} \quad 2.41$$

และทำนองเดียวกันใช้กฎอนุพันธ์ของผลคูณกับเทอมที่สองของสมการที่ 2.39 ดังนั้นจะได้

$$\frac{\partial}{\partial y} \left(N \frac{\partial T}{\partial y} \right) = N \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial N}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \quad 2.42$$

หรือ

$$N \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} = \frac{\partial}{\partial y} \left(N \frac{\partial T}{\partial y} \right) - \frac{\partial N}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \quad 2.43$$

แทนสมการที่ 2.41 และ 2.43 ลงในสมการที่ 2.39

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega^{(e)}} \left(k \frac{\partial}{\partial x} \left(N \frac{\partial T}{\partial x} \right) + k \frac{\partial}{\partial y} \left(N \frac{\partial T}{\partial y} \right) \right) d\Omega - \int_{\Omega^{(e)}} \left(k \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} + k \frac{\partial N}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \right) d\Omega \\ & - \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \phi_u \frac{\partial T}{\partial x} \right) N d\Omega - \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \phi_v \frac{\partial T}{\partial y} \right) N d\Omega \\ & - \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \sigma \frac{\partial T}{\partial t} \right) N d\Omega + \int_{\Omega^{(e)}} (q''') N d\Omega = 0 \end{aligned} \quad 2.44$$

จากเทอมแรกของสมการที่ 2.44 สามารถเปลี่ยนเป็นอินทิกรัลตามพื้นผิว โดยใช้ทฤษฎีของเกาส์ นั่นคือ

$$\begin{aligned} & \int_{\Omega^{(e)}} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \cos \theta + k \frac{\partial T}{\partial y} \sin \theta \right) N d\Gamma - \int_{\Omega^{(e)}} \left(k \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} + k \frac{\partial N}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \right) d\Omega \\ & - \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \phi_u \frac{\partial T}{\partial x} \right) N d\Omega - \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \phi_v \frac{\partial T}{\partial y} \right) N d\Omega \\ & - \int_{\Omega^{(e)}} \left(\rho_f c_{pf} \sigma \frac{\partial T}{\partial t} \right) N d\Omega + \int_{\Omega^{(e)}} (q''') N d\Omega = 0 \end{aligned} \quad 2.45$$

และกำหนดเงื่อนไขขอบเขตการพาความร้อนที่ผิวด้านข้างและส่วนบนไม่มีการสูญเสียความร้อน

$$-k \frac{\partial T}{\partial x} \cos \theta = h(T_s - T_\alpha) \quad \text{และ} \quad k \frac{\partial T}{\partial y} \sin \theta = 0 \quad 2.46$$

ดังนั้นจะได้

$$\begin{aligned}
 & \int_{(\epsilon)} (h(T_a - T_s))N \, d\Gamma - \int_{(\epsilon)} \left(k \frac{\partial N}{\partial x} \frac{\partial T}{\partial x} + k \frac{\partial N}{\partial y} \frac{\partial T}{\partial y} \right) d\Omega \\
 & - \int_{(\epsilon)} \left(\rho_f c_{pf} \phi_u \frac{\partial T}{\partial x} \right) N \, d\Omega - \int_{(\epsilon)} \left(\rho_f c_{pf} \phi_v \frac{\partial T}{\partial y} \right) N \, d\Omega \\
 & - \int_{(\epsilon)} \left(\rho_f c_{pf} \sigma \frac{\partial T}{\partial t} \right) N \, d\Omega + \int_{(\epsilon)} (q''')N \, d\Omega = 0
 \end{aligned} \tag{2.47}$$

การกระจายของอุณหภูมิภายในเอลิเมนต์ สามารถสมมติให้อยู่ในรูปของฟังก์ชันการกระจายภายในเอลิเมนต์ (Element Interpolation Functions) และค่าอุณหภูมิที่จุดต่อ (Nodal Temperature) ดังนี้

$$T(x, y, t) = [N(x, y)]_{(1 \times m)} \{T(t)\}_{(m \times 1)} \tag{2.48}$$

โดยที่ $[N(x, y)]$ เป็นฟังก์ชันการประมาณภายในเอลิเมนต์
 $\{T(t)\}$ เป็นอุณหภูมิที่จุดต่อซึ่งขึ้นอยู่กัเวลา

ส่วนค่าความชันของการกระจายอุณหภูมิในทิศทาง x และทิศทาง y สามารถเขียนได้ดังนี้

$$\frac{\partial T}{\partial x} = \left[\frac{\partial N}{\partial x} \right]_{(1 \times m)} \{T(t)\}_{(m \times 1)} \quad \text{และ} \quad \frac{\partial T}{\partial y} = \left[\frac{\partial N}{\partial y} \right]_{(1 \times m)} \{T(t)\}_{(m \times 1)} \tag{2.49}$$

ดังนั้นจากสมการที่ 2.47 จะกลายมาเป็น

$$\begin{aligned}
 & \int_{(\epsilon)} h T_a \{N\}_{(m \times 1)} d\Gamma - \int_{(\epsilon)} h \{N\}_{(m \times 1)} [N]_{(1 \times m)} d\Gamma \{T\}_{(m \times 1)} - \int_{(\epsilon)} \left(\left\{ \frac{\partial N}{\partial x} \right\}_{(m \times 1)} k \left[\frac{\partial N}{\partial x} \right]_{(1 \times m)} + \left\{ \frac{\partial N}{\partial y} \right\}_{(m \times 1)} k \left[\frac{\partial N}{\partial y} \right]_{(1 \times m)} \right) \\
 & d\Omega \{T\}_{(m \times 1)} - \int_{(\epsilon)} \rho_f c_{pf} \phi_u \{N\}_{(m \times 1)} \left[\frac{\partial N}{\partial x} \right]_{(1 \times m)} d\Omega \{T\}_{(m \times 1)} - \int_{(\epsilon)} \rho_f c_{pf} \phi_v \{N\}_{(m \times 1)} \left[\frac{\partial N}{\partial y} \right]_{(1 \times m)} d\Omega \{T\}_{(m \times 1)} \\
 & - \int_{(\epsilon)} \rho_f c_{pf} \sigma \{N\}_{(m \times 1)} [N]_{(1 \times m)} d\Omega \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\}_{(m \times 1)} + \int_{(\epsilon)} q''' \{N\}_{(m \times 1)} d\Omega = 0
 \end{aligned} \tag{2.50}$$

จากสมการที่ 2.49 สำหรับเอลิเมนต์รูปสี่เหลี่ยมด้านไม่เท่า สามารถเขียนในรูปเมทริกซ์ได้ดังนี้

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix} &= \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial x} & \frac{\partial N_2}{\partial x} & \frac{\partial N_3}{\partial x} & \frac{\partial N_4}{\partial x} \\ \frac{\partial N_1}{\partial y} & \frac{\partial N_2}{\partial y} & \frac{\partial N_3}{\partial y} & \frac{\partial N_4}{\partial y} \end{bmatrix} \{T\} \\ &= [B(x,y)] \{T\} \end{aligned} \tag{2.51}$$

โดยที่ $[B(x,y)]$ เป็นเมทริกซ์ที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความชันของอุณหภูมิในทิศทาง x และทิศทาง y กับอุณหภูมิที่จุดต่อต่างๆ

ดังนั้น เมื่อเราแทนสมการที่ 2.51 ลงในสมการที่ 2.50 จะได้ว่า

$$\begin{aligned} &\int_{\Omega^{(e)}} h T_a \{N\}_{(mx\ 1)} d\Gamma - \int_{\Omega^{(e)}} h \{N\}_{(mx\ 1)} \{N\}_{(1xm)} d\Gamma \{T\} - \int_{\Omega^{(e)}} [B]^T_{(mx\ 2)} k [B]_{(2xm)} d\Omega \{T\} \\ &- \int_{\Omega^{(e)}} \rho_f c_{pf} \phi \{N\}_{(mx\ 1)} \{u\ v\}_{(1x\ 2)} [B]_{(2xm)} d\Omega \{T\} - \int_{\Omega^{(e)}} \rho_f c_{pf} \sigma \{N\}_{(mx\ 1)} \{N\}_{(1xm)} d\Omega \left\{ \frac{\partial T}{\partial t} \right\}_{(mx\ 1)} \\ &+ \int_{\Omega^{(e)}} q''' \{N\}_{(mx\ 1)} d\Omega = 0 \end{aligned} \tag{2.52}$$

หรือ

$$[C] \{T\} + ([K_c] + [K_h] + [K_v]) \{T\} = \{Q_c\} + \{Q_h\} \tag{2.53}$$

โดยที่

$$\begin{aligned} [C] &\text{ เป็นเมทริกซ์ความจุความร้อน (Capacitance Matrix)} \\ &= \int_{\Omega^{(e)}} \rho_f c_{pf} \sigma \{N\}_{(mx\ 1)} \{N\}_{(1xm)} d\Omega \end{aligned} \tag{2.54}$$

$$\begin{aligned} [K_c] &\text{ เป็นเมทริกซ์การนำความร้อน (Conduction Matrix)} \\ &= \int_{\Omega^{(e)}} [B]^T k [B] d\Omega \end{aligned} \tag{2.55}$$

$$\begin{aligned} [K_h] &\text{ เป็นเมทริกซ์การพาความร้อน (Convection Matrix)} \\ &= \int_{\Omega^{(e)}} h \{N\}_{(mx\ 1)} \{N\}_{(1xm)} d\Gamma \end{aligned} \tag{2.56}$$

$$\begin{aligned} [K_v] &\text{ เป็นเมทริกซ์การพาความร้อนเนื่องจากการไหลของของเหลว} \\ &= \int_{\Omega^{(e)}} \rho_f c_{pf} \phi \{N\}_{(mx\ 1)} \{u\ v\}_{(1x\ 2)} [B]_{(2xm)} d\Omega \end{aligned} \tag{2.57}$$

$\{T\}$ เป็นเวกเตอร์ของอุณหภูมิที่จุดต่อ (Vector of Nodal Temperature)

$[Q_o]$ เป็นโหนดเวกเตอร์ความร้อนที่ผลิตขึ้นเอง (Heat Generation Load Vector)

$$= \int_{(\epsilon)} q''' \{N\} d\Omega \quad 2.58$$

$[Q_h]$ เป็นโหนดเวกเตอร์การพาความร้อน (Convection Load Vector)

$$= \int_{(\epsilon)} h T_\alpha \{N\} d\Gamma \quad 2.59$$

ในการคำนวณหาเอลิเมนต์เมตริกซ์ เพื่อลดความยุ่งยากในขั้นตอนการคำนวณบนเอลิเมนต์ที่มีรูปสี่เหลี่ยมด้านไม่เท่า ดังนั้นเราต้องทำการเปลี่ยนเป็นเอลิเมนต์รูปสี่เหลี่ยมจัตุรัสเสียก่อน โดยการสมมุติลักษณะการกระจายของอุณหภูมิบนเอลิเมนต์ ดังนี้

$$\begin{aligned} T &= N_1 T_1 + N_2 T_2 + N_3 T_3 + N_4 T_4 \\ &= [N(\xi, \eta)] \{T\} \end{aligned} \quad 2.60$$

$(1 \times 4) \quad (4 \times 1)$

ส่วนความชันของการกระจายอุณหภูมิในทิศทาง ξ และทิศทาง η ต้องประยุกต์ใช้กฎลูกโซ่ (Chain Rule) โดยมีรูปแบบดังนี้

$$\frac{\partial T}{\partial \xi} = \frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \xi} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \xi} \quad 2.61$$

และ

$$\frac{\partial T}{\partial \eta} = \frac{\partial T}{\partial x} \frac{\partial x}{\partial \eta} + \frac{\partial T}{\partial y} \frac{\partial y}{\partial \eta} \quad 2.62$$

จากสมการที่ 2.61 และสมการที่ 2.62 สามารถเขียนในรูปเมตริกซ์ได้ดังนี้

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial \xi} \\ \frac{\partial T}{\partial \eta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{\partial x}{\partial \xi} & \frac{\partial y}{\partial \xi} \\ \frac{\partial x}{\partial \eta} & \frac{\partial y}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \sum_{i=1}^4 x_i \frac{\partial N_i}{\partial \xi} & \sum_{i=1}^4 y_i \frac{\partial N_i}{\partial \xi} \\ \sum_{i=1}^4 x_i \frac{\partial N_i}{\partial \eta} & \sum_{i=1}^4 y_i \frac{\partial N_i}{\partial \eta} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad 2.63$$

$(2 \times 2) \quad (2 \times 1) \quad (2 \times 2) \quad (2 \times 1)$

หรือ

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial \xi} \\ \frac{\partial T}{\partial \eta} \end{Bmatrix} = [j] \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} j_{11} & j_{12} \\ j_{21} & j_{22} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix} \quad 2.64$$

$(2 \times 2) \quad (2 \times 1) \quad (2 \times 2) \quad (2 \times 1)$

โดยที่ $[j]$ คือเมตริกซ์จาโคบี (Jacobian Matrix)

ดังนั้นจากสมการที่ 2.64 สามารถเขียนได้เป็น

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix}_{(2 \times 1)} = \begin{bmatrix} j \end{bmatrix}_{(2 \times 2)}^{-1} \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial \xi} \\ \frac{\partial T}{\partial \eta} \end{Bmatrix}_{(2 \times 1)} = \frac{1}{|j|} \begin{bmatrix} j_{22} & -j_{12} \\ -j_{21} & j_{11} \end{bmatrix}_{(2 \times 2)} \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial \xi} \\ \frac{\partial T}{\partial \eta} \end{Bmatrix}_{(2 \times 1)} \tag{2.65}$$

โดยที่ $[j]^{-1}$ คือเมตริกซ์ผกผันจาโคบี (Inverse Jacobian Matrix)

$$\begin{aligned} \begin{Bmatrix} \frac{\partial T}{\partial x} \\ \frac{\partial T}{\partial y} \end{Bmatrix}_{(2 \times 1)} &= \frac{1}{|j|} \begin{bmatrix} j_{22} & -j_{12} \\ -j_{21} & j_{11} \end{bmatrix}_{(2 \times 2)} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial \xi} & \frac{\partial N_2}{\partial \xi} & \frac{\partial N_3}{\partial \xi} & \frac{\partial N_4}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_1}{\partial \eta} & \frac{\partial N_2}{\partial \eta} & \frac{\partial N_3}{\partial \eta} & \frac{\partial N_4}{\partial \eta} \end{bmatrix}_{(2 \times 4)} \begin{Bmatrix} T_1 \\ T_2 \\ T_3 \\ T_4 \end{Bmatrix}_{(4 \times 1)} \\ &= [B(\xi, \eta)]_{2 \times 4} \{T\}_{4 \times 1} \end{aligned} \tag{2.66}$$

ดังนั้นเมตริกซ์ $[B(\xi, \eta)]$ ที่แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความชันของอุณหภูมิในทิศทาง ξ และทิศทาง η กับอุณหภูมิที่จุดต่อต่างๆ ก็คือ

$$[B(\xi, \eta)] = \frac{1}{|j|} \begin{bmatrix} j_{22} & -j_{12} \\ -j_{21} & j_{11} \end{bmatrix}_{(2 \times 2)} \begin{bmatrix} \frac{\partial N_1}{\partial \xi} & \frac{\partial N_2}{\partial \xi} & \frac{\partial N_3}{\partial \xi} & \frac{\partial N_4}{\partial \xi} \\ \frac{\partial N_1}{\partial \eta} & \frac{\partial N_2}{\partial \eta} & \frac{\partial N_3}{\partial \eta} & \frac{\partial N_4}{\partial \eta} \end{bmatrix}_{(2 \times 4)} \tag{2.67}$$

และจากสมการที่ 2.53 ซึ่งเป็นไฟไนต์เอลิเมนต์เมตริกซ์ในพิกัด $x - y$ โดยหลังจากเปลี่ยนมาเป็นพิกัด $\xi - \eta$ แล้ว สามารถเขียนได้ดังนี้

$$[C]\{T\} + ([K_c] + [K_h] + [K_v])\{T\} = \{Q_o\} + \{Q_h\} \tag{2.68}$$

โดยที่

$$[C] = \int_1 \int_1 \rho_f c_{pf} \sigma \begin{Bmatrix} N(\xi, \eta) \end{Bmatrix}_{(4 \times 1)} \begin{Bmatrix} N(\xi, \eta) \end{Bmatrix}_{(1 \times 4)} |j| d\xi d\eta \tag{2.69}$$

$$[K_c] = \int_1 \int_1 [B(\xi, \eta)]^T k [B(\xi, \eta)] |j| d\xi d\eta \tag{2.70}$$

$$[K_h] = \int_1 \int_1 h \{N(\xi, \eta)\}_{(4 \times 1)} [N(\xi, \eta)]_{(1 \times 4)} |j| d\xi d\eta \quad 2.71$$

$$[K_v] = \int_1 \int_1 \rho_f c_{pf} \phi \{N(\xi, \eta)\}_{(4 \times 1)} [u \ v]_{(1 \times 2)} [B(\xi, \eta)]_{(2 \times 4)} |j| d\xi d\eta \quad 2.72$$

$$[Q_o] = \int_1 \int_1 q^m \{N(\xi, \eta)\}_{(4 \times 1)} |j| d\xi d\eta \quad 2.73$$

$$[Q_h] = \int_1 \int_1 h T_\alpha \{N(\xi, \eta)\}_{(4 \times 1)} |j| d\xi d\eta \quad 2.74$$

จากสมการที่ 2.69 – 2.74 เราสามารถใช้สูตรอินทิเกรตของเกาส์ - เลอจองด์ (Gauss – Legendre Integration Formulas) เพื่อหาผลลัพธ์ของไฟไนต์เอลิเมนต์เมตริกซ์ของการถ่ายเทความร้อน โดยมีรูปแบบดังนี้

$$[C] = \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=1}^{NG} W_i W_j \rho_f c_{pf} \sigma \{N(\xi_i, \eta_j)\}_{(4 \times 1)} [N(\xi_i, \eta_j)]_{(1 \times 4)} |j(\xi_i, \eta_j)| \quad 2.75$$

$$[K_c] = \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=1}^{NG} W_i W_j [B(\xi_i, \eta_j)]_{(4 \times 2)}^T k [B(\xi_i, \eta_j)]_{(2 \times 4)} |j(\xi_i, \eta_j)| \quad 2.76$$

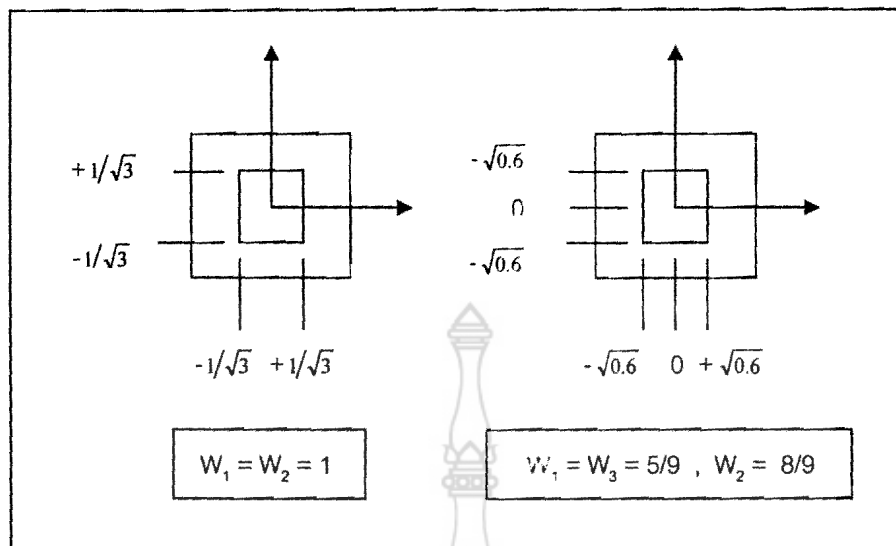
$$[K_h] = \sum_{j=1}^{NG} W_j h \{N(\xi, \eta_j)\}_{(4 \times 1)} [N(\xi, \eta_j)]_{(1 \times 4)} |j(\xi, \eta_j)| \quad 2.77$$

$$[K_v] = \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=1}^{NG} W_i W_j \rho_f c_{pf} \phi \{N(\xi_i, \eta_j)\}_{(4 \times 1)} [u \ v]_{(1 \times 2)} [B(\xi_i, \eta_j)]_{(2 \times 4)} |j(\xi_i, \eta_j)| \quad 2.78$$

$$[Q_o] = \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=1}^{NG} W_i W_j q^m \{N(\xi_i, \eta_j)\}_{(4 \times 1)} |j(\xi_i, \eta_j)| \quad 2.79$$

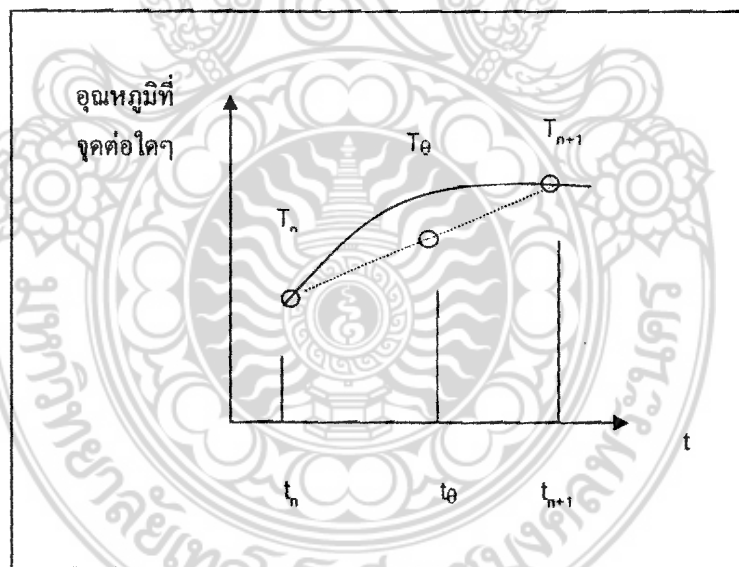
$$[Q_h] = \sum_{j=1}^{NG} W_j h T_\alpha \{N(\xi, \eta_j)\}_{(4 \times 1)} |j(\xi, \eta_j)| \quad 2.80$$

โดยที่ W_i , W_j แทนน้ำหนัก และ ξ_i , η_j แทนตำแหน่งของจุดเกาส์ต่างๆ ที่สอดคล้องกับจำนวนของจุดเกาส์ (Number of Gauss Point)



รูปที่ 2.14 ตำแหน่งของจุดเกาส์สำหรับการอินทิเกรตที่ใช้จำนวนจุดเกาส์ต่างๆ

สำหรับปัญหาเชิงเส้นในสถานะชั่วคราวนั้น วิธีที่นิยมใช้ในการแก้สมการไฟไนต์เอลิเมนต์ก็คือ วิธีของความสัมพันธ์เวียนบังเกิด (Recurrence Relations) โดยที่เวลา t_n นั้น เรารู้อุณหภูมิ T_n จากนั้นเราจะใช้ช่วงเวลา (Time Step) Δt เพื่อคำนวณหา T_{n+1} ที่เวลา t_{n+1} ซึ่งสามารถอธิบายได้ดังภาพที่ 9



รูปที่ 2.15 การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิที่จุดต่อใดๆ กับเวลา

จากสมการที่ 2.68 สำหรับสมการไฟไนต์เอลิเมนต์ที่เวลา t_0 สามารถเขียนได้ดังนี้

$$[C] \{ \dot{r} \}_0 + ([K_c] + [K_h] + [K_v]) \{ r \}_0 = (\{ p_o \} + \{ p_h \})_0 \tag{2.81}$$

ดังนั้นเวกเตอร์ของความชันของอุณหภูมิที่จุดต่อต่างๆ ที่เวลา t_0 คือ

$$\{ \dot{r} \}_0 \cong \frac{\{ r \}_{n+1} - \{ r \}_n}{\Delta t} \tag{2.82}$$

สำหรับเวกเตอร์ของอุณหภูมิที่จุดต่อต่างๆ ที่เวลา t_0 ก็คือ

$$\{ r \}_0 \cong (1 - \theta) \{ r \}_n + \theta \{ r \}_{n+1} \tag{2.83}$$

และทำนองเดียวกันโหลดเวกเตอร์ (Load Vector) ที่เวลา t_0 ก็คือ

$$(\{ p_o \} + \{ p_h \})_0 \cong (1 - \theta) (\{ p_o \} + \{ p_h \})_n + \theta (\{ p_o \} + \{ p_h \})_{n+1} \tag{2.84}$$

แทนสมการที่ 2.82 – 2.84 ลงในสมการที่ 2.81 โดยให้เวกเตอร์ของอุณหภูมิที่ไม่รู้ค่าอยู่ทางซ้ายสมการ ดังนั้นจะได้

$$\left(\frac{1}{\Delta t} [C] + \theta ([K_c] + [K_h] + [K_v]) \right) \{ r \}_{n+1} = \left(\frac{1}{\Delta t} [C] - (1 - \theta) ([K_c] + [K_h] + [K_v]) \right) \{ r \}_n + (1 - \theta) (\{ p_o \} + \{ p_h \})_n + \theta (\{ p_o \} + \{ p_h \})_{n+1} \tag{2.85}$$

จะเห็นได้ว่าลักษณะของผลลัพธ์ที่ได้จากการแก้สมการรวมของระบบนี้จะขึ้นอยู่กับค่า θ ที่เลือกใช้ โดยมีชื่อเรียกย่อดังต่อไปนี้

วิธีการที่	ค่า θ	ชื่อเรียก
1	0	ออยเลอร์ (Euler)
2	1/2	แครังก์-นิโคลสัน (Crank Nicolson)
3	2/3	กาลเอร์กิน (Galerkin)
4	1	ผลต่างสืบเนื่องย้อนหลัง (Backward Difference)

การเลือกช่วงเวลา Δt นั้นจะมีผลต่อการคำนวณเป็นอย่างมาก การเลือกช่วงเวลา Δt ที่ต่ำเกินไปถึงแม้จะได้ผลลัพธ์ที่ค่อนข้างแม่นยำ แต่ก็เสียเวลาที่ใช้เวลาในการคำนวณเป็นอย่างมาก โดยเฉพาะกรณีที่แบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ประกอบด้วยจุดต่อที่มีจำนวนมากในทางตรงกันข้าม การใช้ช่วงเวลา Δt ที่สูงมากเกินไป จะก่อให้เกิดผลลัพธ์ที่คลาดเคลื่อนไปจากความเป็นจริงและยิ่งไปกว่านั้นอาจพบว่าผลลัพธ์ของอุณหภูมินั้นจะมีลักษณะขึ้นลงโดยสั่น (Oscillation) เป็นรูป ฟันปลาที่แปรผันตามเวลา โดยแต่ละวิธีการจะมีทั้งข้อดีและข้อเสียต่างกันไป ซึ่งโดยทั่วไปแล้วเราไม่สามารถบอกได้ว่าควรเลือกใช้วิธีการใด เพราะในการแก้ปัญหาใดปัญหาหนึ่งจะขึ้นกับปัจจัยหลายๆ อย่าง เช่น ความซับซ้อนของแบบจำลองไฟไนต์เอลิเมนต์ จำนวนจุดต่อทั้งหมดในแบบจำลองเอลิเมนต์นั้น ปริมาณหน่วยความจำและความเร็วของคอมพิวเตอร์ที่ใช้งานอยู่ นอกจากนั้นยังรวมไปถึงจำนวนเวลาที่คอมพิวเตอร์ใช้ในการคำนวณแก้ปัญหา ดังนั้นเราควรทดลองใช้วิธีการต่างๆ ที่มีความเหมาะสมกับปัญหาที่เราต้องการ



บทที่ 3

การออกแบบและคำนวณ

3.1 การวางแผนการดำเนินงาน

เพื่อให้การดำเนินงานเป็นไปตามวัตถุประสงค์ที่ต้องการ ก่อนการจัดสร้างจำเป็นต้องศึกษาข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้อง เช่น การหาขนาดเครื่องปรับอากาศ การออกแบบชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของระบบปรับอากาศ เป็นต้น จากนั้นทำการติดตั้งและทดสอบการทำงานตามเงื่อนไขที่กำหนดแล้วนำผลการทดสอบที่ได้มาวิเคราะห์การทำงาน โดยแบ่งการดำเนินงานตามขั้นตอนต่างๆ ดังนี้

3.2 การออกแบบและติดตั้งเครื่องปรับอากาศ

3.2.1 การหาขนาดของเครื่องปรับอากาศ หลังจากที่ได้ศึกษาข้อมูลต่างๆ ที่เกี่ยวข้องกับระบบการปรับอากาศ ขั้นตอนต่อไปเป็นการหาขนาดของเครื่องปรับอากาศ โดยหาจากภาระความร้อนรวมทั้งหมด จากนั้นกำหนดตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ ที่เหมาะสม

3.2.1.1 การหาปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนัง

$$\text{ค่า } U \text{ ของอลูมิเนียม} = 0.555 \text{ Btu/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ F$$

$$\text{ค่า } U \text{ ของกระจก} = 1.06 \text{ Btu/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ F$$

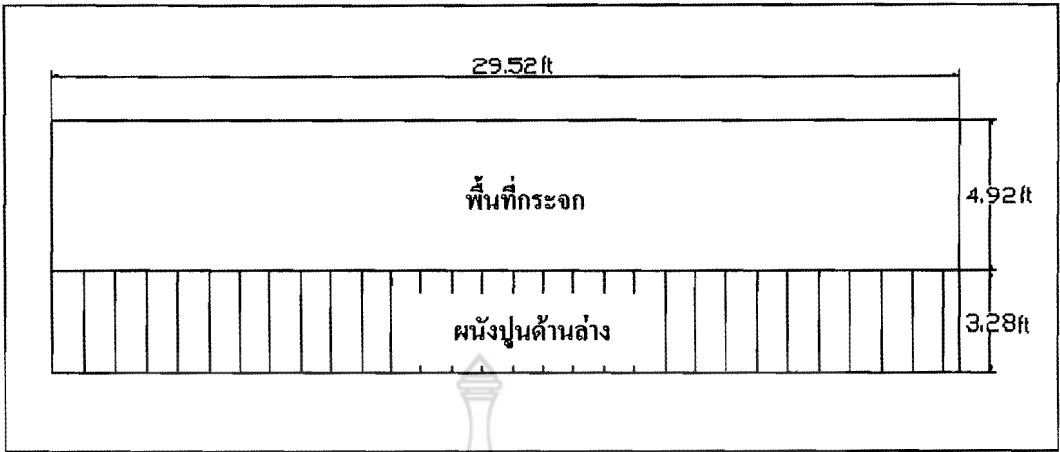
$$\text{ค่า } U \text{ ของอิปซัม} = 1.02 \text{ Btu/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ F$$

$$\text{ค่า } U \text{ ของอิฐบล็อก} = 0.669 \text{ Btu/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ F$$

$$\text{ค่า } U \text{ ของปูนฉาบ} = 0.597 \text{ Btu/hr.ft}^2 \text{ } ^\circ F$$

$$\text{ค่าอุณหภูมิอากาศภายนอก} = 93 \text{ } ^\circ F$$

$$\text{ค่าอุณหภูมิอากาศออกแบบภายใน} = 72 \text{ } ^\circ F$$



รูปที่ 3.1 แสดงพื้นที่ทึบเนื้อทั้งหมด

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศเหนือ

- ผนังทำด้วยกระจกด้านทิศเหนือ

พื้นที่ของผนังกระจกด้านบน $(4.92 \times 29.52) = 145.24 \text{ ft}^2$

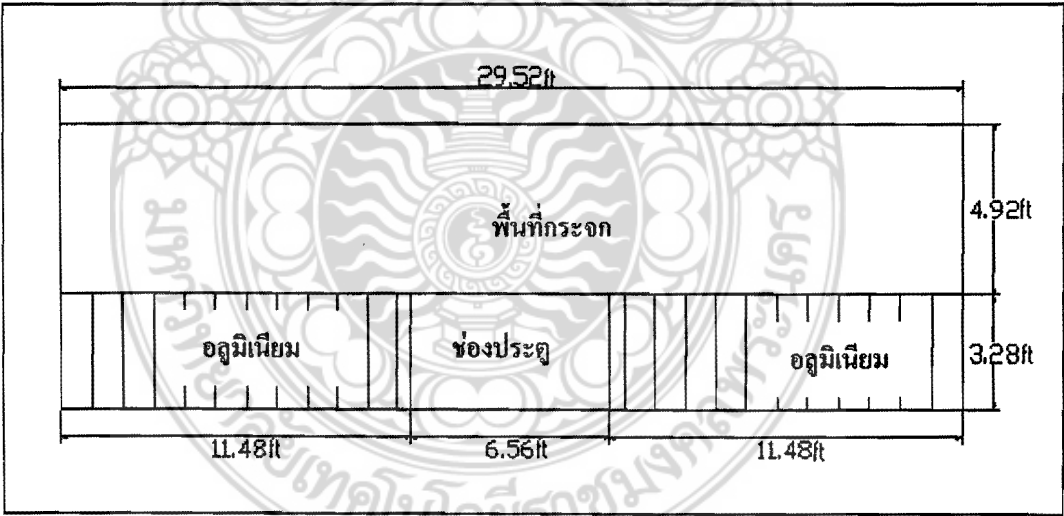
ปริมาณความร้อน $(145.24 \times 1.06) \times 21 = 3232.99 \text{ Btu/hr}$

- ผนังปูนด้านทิศเหนือ

พื้นที่ของผนังปูนด้านล่าง $= (3.28 \times 29.52) = 96.83 \text{ ft}^2$

ปริมาณความร้อน $(96.83 \times 1.27) \times 21 = 2582.35 \text{ Btu/hr}$

ดังนั้นความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศเหนือ รวม 5,815.34 Btu/hr



รูปที่ 3.2 แสดงพื้นที่ทึบได้ทั้งหมด

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านทิศตะวันตก

สำหรับด้านทิศตะวันตกติดกับห้องด้านข้างที่มีการปรับอากาศภายในห้อง จึงไม่จำเป็นที่จะต้องคิดภาระโหลดสำหรับด้านนี้

ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านบน (เพดาน)

$$\text{พื้นที่ผนังด้านบน (เพดาน)} (29.52 \times 19.68) = 580.95 \text{ ft}^2$$

$$\text{ปริมาณความร้อน} (580.95 \times 1.02) \times 21 = 12,444.04 \text{ Btu/hr}$$

ดังนั้นความร้อนที่ถ่ายเทผ่านผนังด้านบน (เพดาน) รวม 12,444.04 Btu/hr



รูปที่ 3.4 แสดงพื้นที่เพดานทั้งหมด

3.2.1.2 การหาปริมาณความร้อนจากอากาศร้อนเข้ามาในห้อง

$$\text{พื้นที่บานประตู} 2(3.15 \times 7.84) = 49.39 \text{ ft}^2$$

$$\text{ปริมาณอากาศที่รั่วเข้าห้อง} (0.5 \text{ cfm} / \text{ft}^2) (49.39 \text{ ft}^2) = 24.69 \text{ cfm}$$

$$\text{จากสมการ} \quad Q_r = 1.1 \times 24.69 \times 21$$

$$= 570.478 \text{ Btu/hr}$$

จากไซโครเมตริกชาร์ท ที่ 93°F db , 72°F wb ได้ $W_o = 84 \text{ grw/lba}$

จากไซโครเมตริกชาร์ท ที่ 72°F db , 50°F rh ได้ $W_i = 58 \text{ grw/lba}$

$$\begin{aligned}\text{จากสมการ} \quad Q_L &= 0.68 \times 24.696 \times (84 - 58) \\ &= 436.625 \text{ Btu/hr}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\text{ดังนั้นปริมาณความร้อนจากอากาศร้อนเข้ามาในห้อง} \\ Q_T &= (570.478 + 436.625) \\ &= 1007.103 \text{ Btu/hr}\end{aligned}$$

3.2.1.3 การหาปริมาณความร้อนจากหลอดไฟแสงสว่าง

สำหรับหลอดไฟฟลูออเรสเซนต์ ประกอบด้วยบาลาสต์ ซึ่งจะทำให้หลอดไฟฟลูออเรสเซนต์ให้ความร้อนออกมามากกว่าหลอดไฟธรรมดาอีก 20 เปอร์เซ็นต์ ดังนั้นปริมาณความร้อนจากหลอดฟลูออเรสเซนต์มีค่าเท่ากับ $(18 \times 40) \times 3.4 \times 0.85 \times 1.2 = 2,496.96 \text{ Btu/hr}$

3.2.1.4 การหาปริมาณความร้อนจากคน

$$\text{ความร้อนสัมผัสที่ได้รับ} = 230 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{ความร้อนแฝงที่ได้รับ} = 190 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{แฟกเตอร์โหลดความเย็นสำหรับคน} = 0.15$$

$$\text{จำนวนคน} = 30 \text{ คน}$$

$$\text{จากสมการ } Q_s = 230 \times 30 \times 0.15 = 1,035 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{จากสมการ } Q_L = 190 \times 30 = 5,700 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{ดังนั้นปริมาณความร้อนจากคน} = (1,035 + 5,700) = 6,735 \text{ Btu/hr}$$

3.2.1.5 ปริมาณความร้อนรวมทั้งหมด

$$\text{ดังนั้นปริมาณความร้อนทั้งหมด} = 36,020.373 \text{ Btu/hr}$$

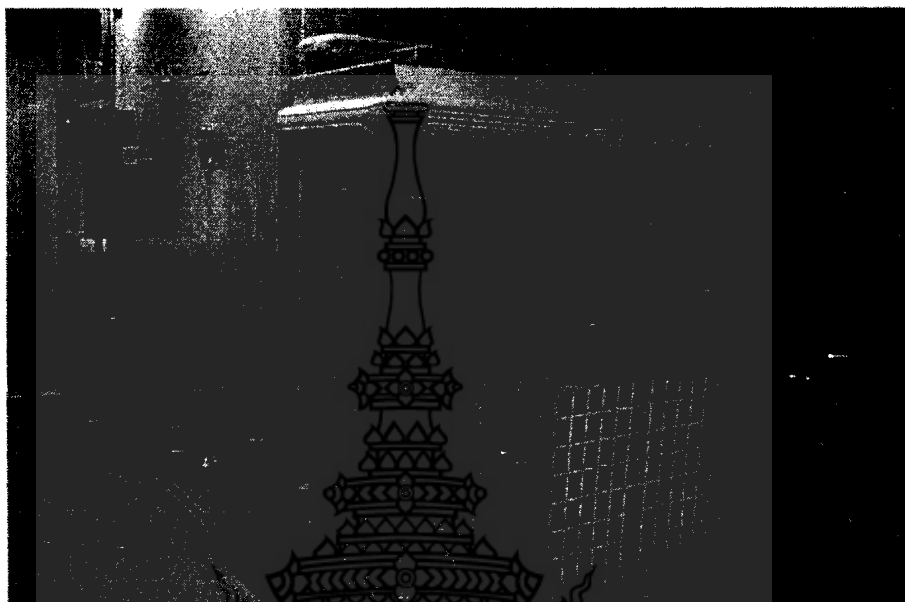
คิดเพิ่มอีก 20 % ดังนั้นปริมาณความร้อนรวมทั้งหมดมีค่าเท่ากับ

$$(36,020.373 + 7,204.074) = 43,224.447 \text{ Btu/hr}$$

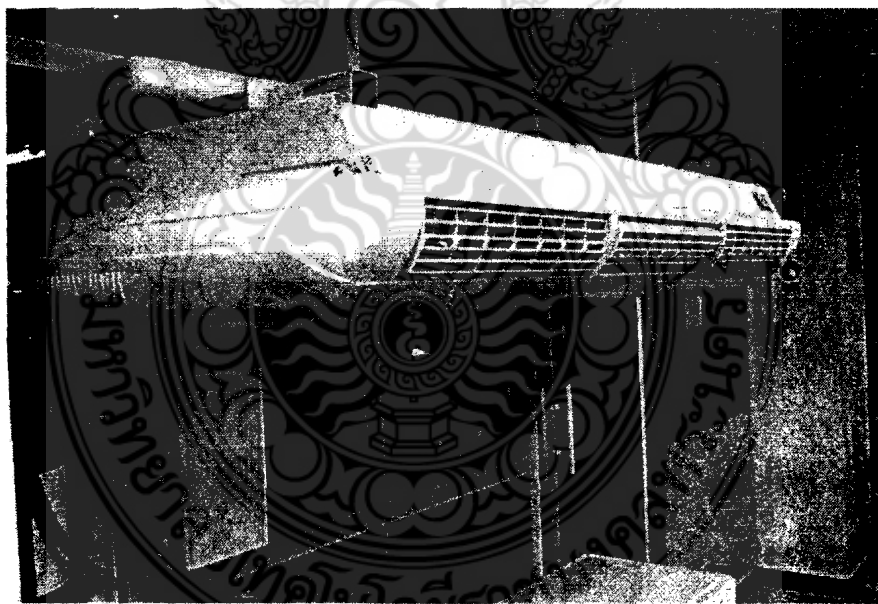
$$\frac{43,224.447}{12,000} = 3.60 \text{ ton}$$

3.3 การติดตั้งเครื่องปรับอากาศ

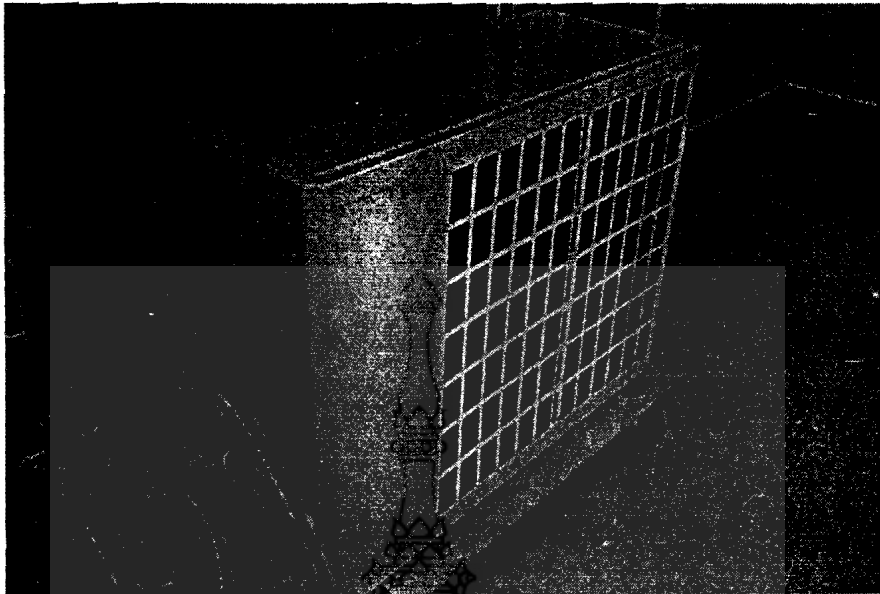
การดำเนินการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ เริ่มจากติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ ตามแบบที่กำหนดไว้ จากนั้นทำการเดินท่อสารทำความเย็น ระบบไฟฟ้าควบคุม ตรวจสอบการรั่วซึมของระบบ จากนั้นจึงทำการเดินสารทำความเย็นเป็นขั้นตอนสุดท้ายก่อนนำเครื่องไปทดสอบการทำงาน



รูปที่ 3.5 แสดงเครื่องปรับอากาศ (Air Conditioning)



รูปที่ 3.6 แสดงแฟนคอยล์ยูนิต (Fan Coil Unit)



รูปที่ 3.7 แสดงคอนเดนซิงยูนิต (Condensing Unit)



รูปที่ 3.8 แสดงท่อสารทำความเย็น

3.4 การทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ

หลังจากทำติดตั้งเครื่องปรับอากาศเสร็จเรียบร้อยแล้ว ขั้นตอนต่อไปจะเป็นการดำเนินการทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งเป็นการตรวจสอบความถูกต้องของการทำงานและการวิเคราะห์ความสมบูรณ์ของระบบ

ตารางที่ 3.1 แสดงการวิเคราะห์การทำงานของระบบการทำความเย็น

ด้านส่ง (Liquid Line)	ความดัน (Psig)	300
	อุณหภูมิอิ่มตัว (°F)	131
	ซับคูล (°F)	15
ด้านดูด (Suction Line)	ความดัน (Psig)	70
	อุณหภูมิอิ่มตัว (°F)	41
	ซูเปอร์ฮีต (°F)	20
กำลังไฟฟ้า	กิโลวัตต์ (kW)	3.86

3.5 การจำลองการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนเดนเซอร์โดยระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์

การออกแบบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์นั้น จำเป็นต้องศึกษาการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนเดนเซอร์เสียก่อน โดยเลือกใช้ระเบียบวิธีไฟไนต์เอลิเมนต์ในการหาค่าอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในแผงคอนเดนเซอร์ เพื่อใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการออกแบบระบบระบายความร้อนที่เหมาะสมต่อไป

3.5.1 สมมุติฐานและข้อกำหนดต่างๆ

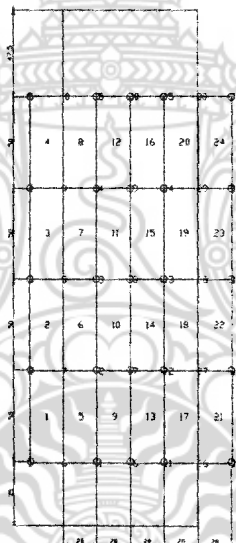
- ไม่มีการถ่ายเทความร้อนระหว่างแผงคอนเดนเซอร์กับสิ่งแวดล้อม (Adiabatic Wall)
- พิจารณาผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิตามเวลา
- คุณสมบัติของแผงคอนเดนเซอร์มีค่าคงที่ในช่วงเวลาที่กำลังพิจารณา
- สมการในการวิเคราะห์หาค่าอุณหภูมิ เป็นสมการของพลังงานสำหรับวัสดุพหุนที่มีการเคลื่อนที่ของของเหลว
- พิจารณาคูสมบัติของแผงคอนเดนเซอร์เป็นแบบเนื้อเดียวกันตลอด (Homogeneous Material) และมีคุณสมบัติเหมือนกันตลอดทุกทิศทาง (Isotropic Material)
- ไม่พิจารณาการพาความร้อนโดยอิสระ ซึ่งเกิดจากการเคลื่อนที่ของของไหลภายใต้แรงลอยตัวที่เพิ่มขึ้น อันเนื่องมาจากการเปลี่ยนแปลงความหนาแน่น
- ไม่พิจารณาผลของการเปลี่ยนแปลงมวลความชื้น ขณะที่มีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ

3.5.2 ข้อมูลทั่วไป

- ความหนาแน่นของแผงคอนกรีตเซอร์	= 2702 kg/m ³
- สัมประสิทธิ์การนำความร้อนแผงคอนกรีตเซอร์	= 237 W/m.K
- ความจุความร้อนจำเพาะของแผงคอนกรีตเซอร์	= 903 kJ/kg.K
- ความหนาแน่นของอากาศ	= 1.1614 kg/m ³
- สัมประสิทธิ์การนำความร้อนของอากาศ	= 0.026 W/m.K
- ความจุความร้อนจำเพาะของอากาศ	= 1.007 kJ/kg.K

3.5.3 การกำหนดเงื่อนไขขอบเขต

จากลักษณะของแผงคอนกรีตเซอร์ดังกล่าว จะเห็นได้ว่าการระบายความร้อนให้แก่แผงคอนกรีตเซอร์เป็นแบบอุณหภูมิคงที่ ส่วนบริเวณโคจรอบของของแผงคอนกรีตเซอร์จะไม่มี การสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อม (Adiabatic Wall) นอกจากนั้นสำหรับกรณีปัญหาที่ขึ้นกับเวลาเราต้องทราบค่าเงื่อนไขตอนเริ่มต้น (Initial Condition) สำหรับการทดสอบจะกำหนดให้ อุณหภูมิเริ่มแรกของแบบจำลองมีค่าเท่ากันหมด



รูปที่ 3.9 แสดงชั้นส่วนย่อยที่ประกอบด้วยจุดต่อต่างๆ

3.5.4 วิธีการและขั้นตอนต่างๆ

การหาค่าการถ่ายโอนความร้อนภายในแผงคอนกรีตเซอร์นั้นได้เลือกใช้วิธีทางไฟไนต์เอลิเมนต์ในการหาดังกล่าว โดยอาศัยอุปกรณ์คอมพิวเตอร์ในการคำนวณหาอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในของแผงคอนกรีตเซอร์ ประกอบด้วยขั้นตอนหลักดังนี้

1. การแบ่งส่วนของของแผ่นคอนกรีตเสริมเหล็ก โดยทำการแบ่งส่วนของของแผ่นคอนกรีตเสริมเหล็กออกเป็นชิ้นส่วนย่อย ที่มีขนาดต่างกัน โดยแต่ละชิ้นส่วนย่อยจะเป็นแบบเอลิเมนต์สี่เหลี่ยม (Quadrilateral Element) ที่ประกอบด้วย 4 จุดต่อ

2. การป้อนข้อมูลที่โปรแกรมคอมพิวเตอร์ (Program Computer) ต้องการ ประกอบด้วย

2.1 จำนวนของชิ้นส่วนย่อย (Number of Element)

2.2 จำนวนของจุดต่อ (Number of Node)

2.3 ข้อมูลจำเพาะสำหรับแต่ละชิ้นส่วนย่อย (Element Data) จะเริ่มต้นหมายเลขของจุดต่อ i ตามด้วยจุดต่อ j ตามด้วยจุดต่อ k และตามด้วยจุดต่อ m

2.4 พิกัดของตำแหน่งของจุดต่อต่างๆ (Nodal Coordinate Values)

2.5 จำนวนของชิ้นส่วนย่อยที่มีอนุพันธ์ของเงื่อนไขขอบเขต (Number of Element Sides with a Derivative Boundary Condition)

2.6 อุณหภูมิเริ่มแรกที่จุดต่อต่างๆ และเงื่อนไขขอบเขตที่รู้ค่า (Known ϕ Values)

2.7 สัมประสิทธิ์ของตัวแปรในสมการเชิงอนุพันธ์ (Material Coefficients)

2.8 จำนวนเวลาที่ใช้ในการพิจารณา (Total Time)

3. จำนวนเอลิเมนต์เมทริกซ์ (Element Matrix) ต่างๆ ของการถ่ายโอนความร้อน

$$[C]^e = \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=1}^{NG} W_i W_j \rho_f c_{pf} \sigma \left\{ \begin{matrix} N(\xi_i, \eta_j) \\ (4 \times 1) \end{matrix} \right\} \left\{ \begin{matrix} N(\xi_i, \eta_j) \\ (1 \times 4) \end{matrix} \right\} j(\xi_i, \eta_j)$$

$$[K_c]^e = \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=1}^{NG} W_i W_j \left\{ \begin{matrix} B(\xi_i, \eta_j) \\ (4 \times 2) \end{matrix} \right\}^T k \left\{ \begin{matrix} B(\xi_i, \eta_j) \\ (2 \times 4) \end{matrix} \right\} j(\xi_i, \eta_j)$$

$$[K_h]^e = \sum_{j=1}^{NG} W_j h \left\{ \begin{matrix} N(\xi, \eta_j) \\ (4 \times 1) \end{matrix} \right\} \left\{ \begin{matrix} N(\xi, \eta_j) \\ (1 \times 4) \end{matrix} \right\} j(\xi, \eta_j)$$

$$[K_v]^e = \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=1}^{NG} W_i W_j \rho_f c_{pf} \phi \left\{ \begin{matrix} N(\xi_i, \eta_j) \\ (4 \times 1) \end{matrix} \right\} \left\{ \begin{matrix} u \quad v \\ (1 \times 2) \end{matrix} \right\} \left\{ \begin{matrix} B(\xi_i, \eta_j) \\ (2 \times 4) \end{matrix} \right\} j(\xi_i, \eta_j)$$

$$[Q_o]^e = \sum_{i=1}^{NG} \sum_{j=1}^{NG} W_i W_j q'' \left\{ \begin{matrix} N(\xi_i, \eta_j) \\ (4 \times 1) \end{matrix} \right\} j(\xi_i, \eta_j)$$

$$[Q_h]^e = \sum_{j=1}^{NG} W_j h T_a \left\{ \begin{matrix} N(\xi, \eta_j) \\ (4 \times 1) \end{matrix} \right\} j(\xi, \eta_j)$$

4. นำเอลิเมนต์เมตริกซ์ (Element Matrix) ต่างๆ มารวมกันเป็นสมการรวมของระบบ (System of Simultaneous Equation)

$$\begin{aligned}[c]^{sys} &= \sum_{i=1}^n [c]^e \\ [K_c]^{sys} &= \sum_{i=1}^n [K_c]^e \\ [K_h]^{sys} &= \sum_{i=1}^n [K_h]^e \\ [K_v]^{sys} &= \sum_{i=1}^n [K_v]^e \\ [Q_c]^{sys} &= \sum_{i=1}^n [Q_c]^e \\ [Q_h]^{sys} &= \sum_{i=1}^n [Q_h]^e\end{aligned}$$

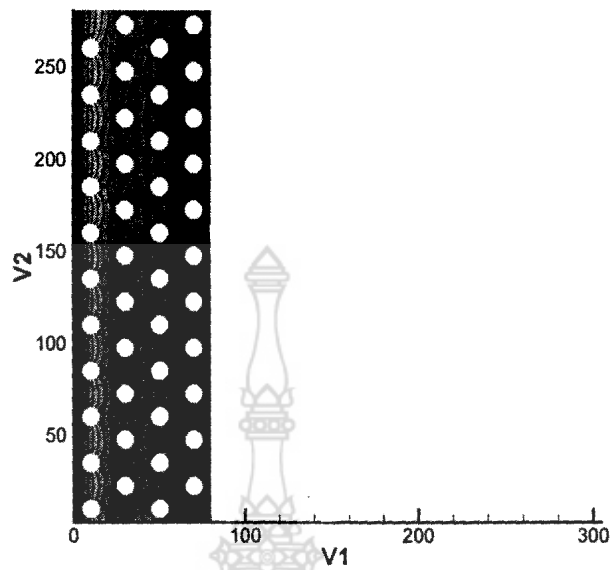
5. แทนค่าอุณหภูมิเริ่มแรก (Initial Temperature) ที่จุดต่อต่างๆ และเงื่อนไขขอบเขต (Boundary Condition) ลงในสมการรวมของระบบ

6. ทำการแก้สมการรวมของระบบ โดยใช้วิธีการเกอ์คิน (Galerkin Method)

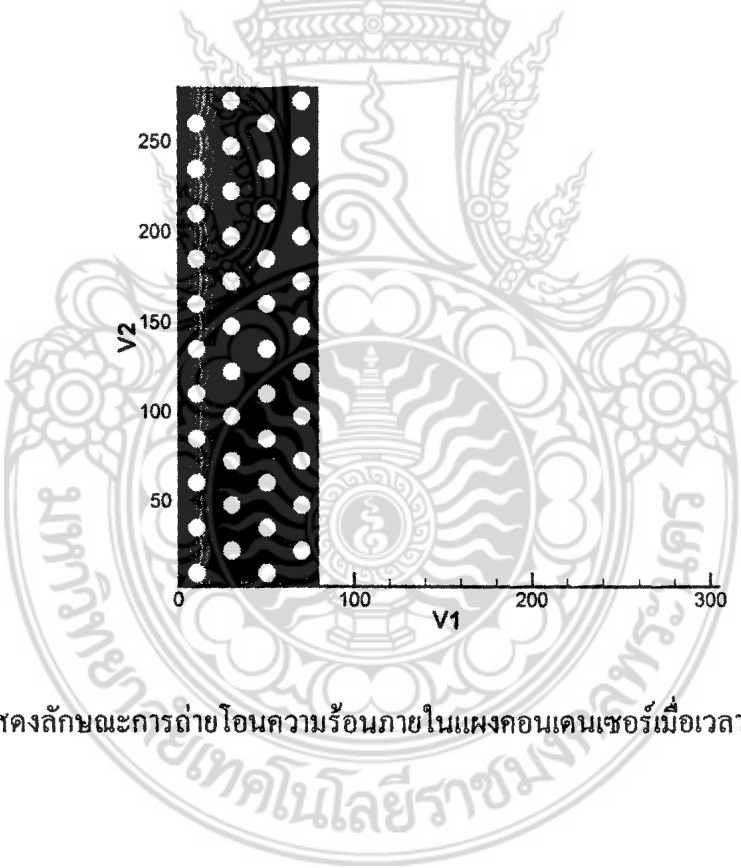
7. ตรวจสอบและวิเคราะห์ผลข้อมูลที่ได้

3.5.5 ผลของการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในแผงคอนเดนเซอร์

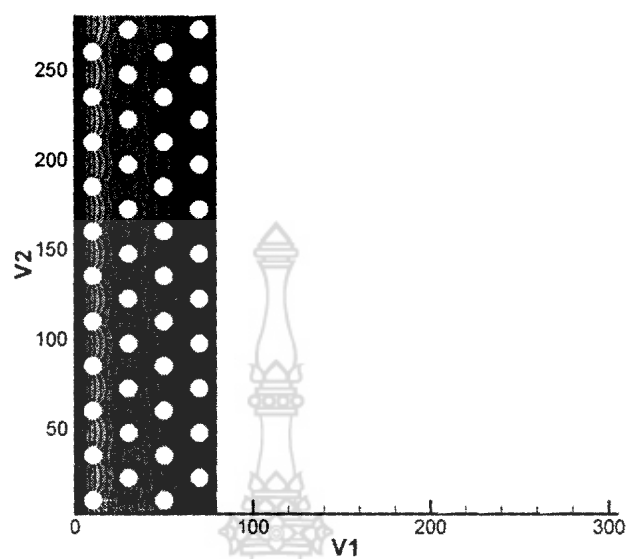
จากผลข้อมูลแสดงให้เห็นว่าการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิภายในแผงคอนเดนเซอร์นั้น จะมีลักษณะการลดลงสู่สภาวะอิ่มตัว นั่นคือ ค่าของอุณหภูมิที่บริเวณทางเข้าของแผงคอนเดนเซอร์ จะมีค่าลดลงตามลำดับ และมีอัตราการลดลงอย่างสม่ำเสมอ และเมื่อเวลาผ่านไป ค่าของอุณหภูมิภายในแผงคอนเดนเซอร์จะมีค่าคงที่ หลังจากนั้นไม่ว่าจะเพิ่มจำนวนเวลามากขึ้นเพียงใดก็ตามค่าของอุณหภูมิที่ตำแหน่งต่างๆ ภายในแผงคอนเดนเซอร์จะไม่มีเปลี่ยนแปลง



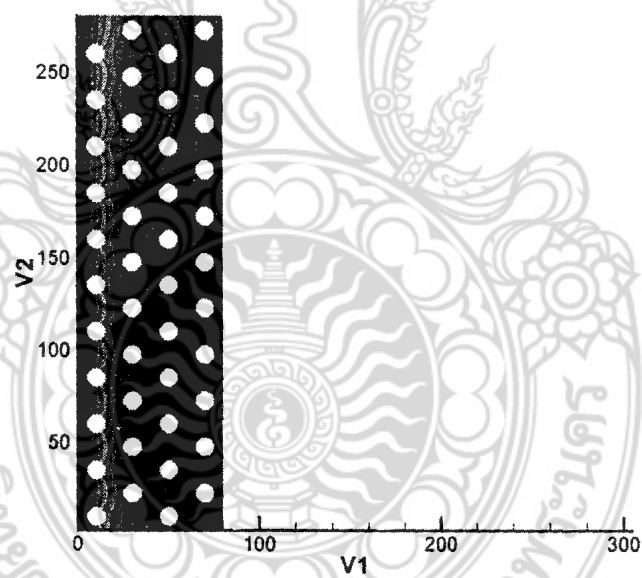
รูปที่ 3.10 แสดงลักษณะการถ่ายโอนความร้อนภายในแฟงคอนเดนเซอร์เมื่อเวลาผ่านไป 10 นาที



รูปที่ 3.11 แสดงลักษณะการถ่ายโอนความร้อนภายในแฟงคอนเดนเซอร์เมื่อเวลาผ่านไป 20 นาที



รูปที่ 3.12 แสดงลักษณะการถ่ายโอนความร้อนภายในแฟงคอนเดนเซอร์เมื่อเวลาผ่านไป 30 นาที



รูปที่ 3.13 แสดงลักษณะการถ่ายโอนความร้อนภายในแฟงคอนเดนเซอร์เมื่อเวลาผ่านไป 60 นาที

3.6 การออกแบบและสร้างชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ ประกอบด้วยขั้นตอนต่างๆ ดังนี้

3.6.1 การออกแบบชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศสำหรับการนำน้ำคอนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์นั้นได้เลือกใช้หัวฉีดไอน้ำ (Fog Nozzle) จำนวน 16 หัว ในการฉีดระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ โดยใช้ปั้มน้ำแรงดันสูงเป็นตัวสร้างความดัน นอกจากนี้เพื่อให้การทดสอบเป็นไปอย่างต่อเนื่องจึงทำการออกแบบและสร้างระบบผลิตน้ำเย็นเพื่อใช้ทดสอบแทนน้ำคอนเซตดังกล่าวและออกแบบและติดตั้งถังฝั่งระบายความร้อน เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ จากนั้นติดตั้งอุปกรณ์ตรวจวัดและควบคุมอุณหภูมิ เพื่อควบคุมการทำงานของปั้มน้ำแรงดันสูงให้สามารถทำงานตามเงื่อนไขที่กำหนด

3.6.2 การสร้างชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ

การดำเนินการสร้างชุดทดสอบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ เริ่มจากการสร้างโครงสร้าง จากนั้นติดตั้งชุดหัวฉีดพร้อมระบบท่อน้ำพร้อมตรวจสอบการรั่วไหล ติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆ และติดตั้งระบบไฟฟ้าควบคุมเป็นขั้นตอนสุดท้ายก่อนนำเครื่องไปทดสอบ



รูปที่ 3.14 แสดงชุดทดสอบระบบระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์



รูปที่ 3.15 แสดงชุดรังผึ้งระบายความร้อนพร้อมตัวบังคับทิศทางลม



รูปที่ 3.16 แสดงชุดหัวฉีดพร้อมระบบท่อน้ำ

บทที่ 4

ผลการทดสอบ

4.1 การทดสอบ

สำหรับการทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศเพื่อหาประสิทธิภาพการให้ความเย็นสามารถแบ่งการทดสอบออกเป็นดังนี้ แบบที่ 1 ทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศตามปกติโดยใช้อากาศเป็นสารตัวกลางในการระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ แบบที่ 2 ทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศโดยใช้น้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ (ควบคุมความดันด้านความดันสูงไว้ที่ 280 Psig และ 260 Psig ตามลำดับ)



รูปที่ 4.1 แสดงห้องทดสอบของเครื่องปรับอากาศ

4.2 เครื่องมือที่ใช้ในการทดสอบ

4.2.1 เครื่องมือวัดอุณหภูมิ

4.2.2 เครื่องมือวัดทางไฟฟ้า

4.2.3 เครื่องมือวัดความเร็วลม

4.2.4 นาฬิกาจับเวลา

4.3 ขั้นตอนการทดสอบ

4.3.1 ตรวจสอบความเรียบร้อยของห้องทดสอบ เพื่อป้องกันปริมาณความร้อนจากภายนอกเข้ามาในห้องทดสอบ

4.3.2 ตรวจสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศและชุดทดสอบระบบช่วยระบายความร้อนของแผงคอนเดนเซอร์

4.4 วิธีการทดสอบ

4.4.1 ให้เครื่องปรับอากาศทำงานเต็มที่โดยควบคุมอุณหภูมิภายในห้องทดสอบไว้ที่ 25 °C จากนั้นให้ทำการทดสอบการทำงานตามเงื่อนไขที่กำหนด

4.4.2 วัดค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียก ที่ช่องทางเข้าของแฟนคอยล์ยูนิตแต่ละช่องแล้วนำมาหาค่าเฉลี่ย

4.4.3 วัดค่าอุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียก ที่ช่องทางออกของแฟนคอยล์ยูนิตแต่ละช่องแล้วนำมาหาค่าเฉลี่ย

4.4.4 วัดค่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้งบริเวณภายนอกห้องทดสอบ

4.4.5 วัดความเร็วลมที่ช่องทางออกของแฟนคอยล์ยูนิตแต่ละช่องแล้วนำมาหาค่าเฉลี่ย

4.5.6 อ่านค่าความดันด้านความดันสูงและค่าความดันด้านความดันต่ำของสารทำความเย็น โดยอ่านจากเกจวัดความดัน

4.4.7 นำผลการทดสอบที่ได้ไปคำนวณหาค่าอื่นๆ เช่น ความสามารถในการทำความเย็นสัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการให้ความเย็น เป็นต้น

4.5 บันทึกผลการทดสอบ

4.5.1 ผลการทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศปกติ

ตารางที่ 4.1 แสดงคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็น ในการทำงานของเครื่องปรับอากาศ

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	อากาศที่ทางเข้า คอยล์เย็น		อากาศที่ทางออก คอยล์เย็น		อุณหภูมิอากาศ โดยรอบ	
	<i>DB</i> (°F)	<i>WB</i> (°F)	<i>DB</i> (°F)	<i>WB</i> (°F)	<i>DB</i> (°F)	<i>WB</i> (°F)
9.00	76.1	64.4	59.9	57.2	85.6	74.5
10.00	75.2	63.5	59.0	56.3	87.1	77.7
11.00	76.1	64.4	59.9	57.2	88.3	78.1
12.00	75.2	63.5	58.1	56.3	89.6	79.3
13.00	75.2	63.5	59.0	56.3	90.5	79.4
14.00	75.2	63.5	58.1	56.3	90.7	79.6
15.00	75.2	63.5	58.1	56.3	90.7	79.6
16.00	76.1	64.4	59.9	57.2	91.0	79.9

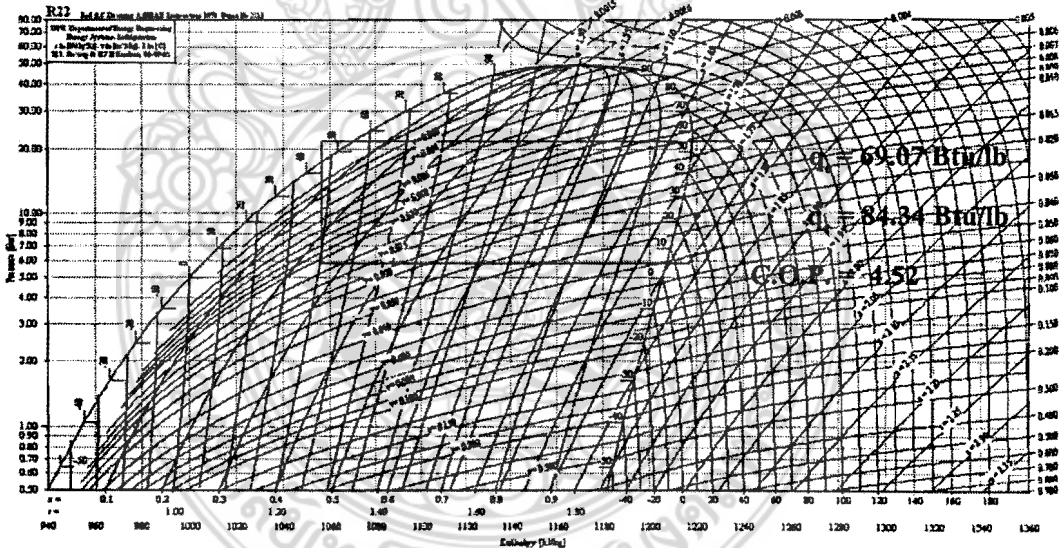
ตารางที่ 4.2 แสดงผลของภาระความร้อนสัมผัส ภาระความร้อนแฝง และภาระความร้อนรวม เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	ภาระความร้อนแฝง (<i>Btu/hr</i>)	ภาระความร้อนสัมผัส (<i>Btu/hr</i>)	ภาระความร้อนรวม (<i>Btu/hr</i>)
9.00	32,094	8,056	40,198
10.00	32,023	7,296	39,300
11.00	32,076	8,051	40,176
12.00	33,820	5,475	39,322
13.00	32,129	7,320	39,432
14.00	33,858	5,481	39,366
15.00	33,896	5,487	39,410
16.00	32,094	8,056	40,198

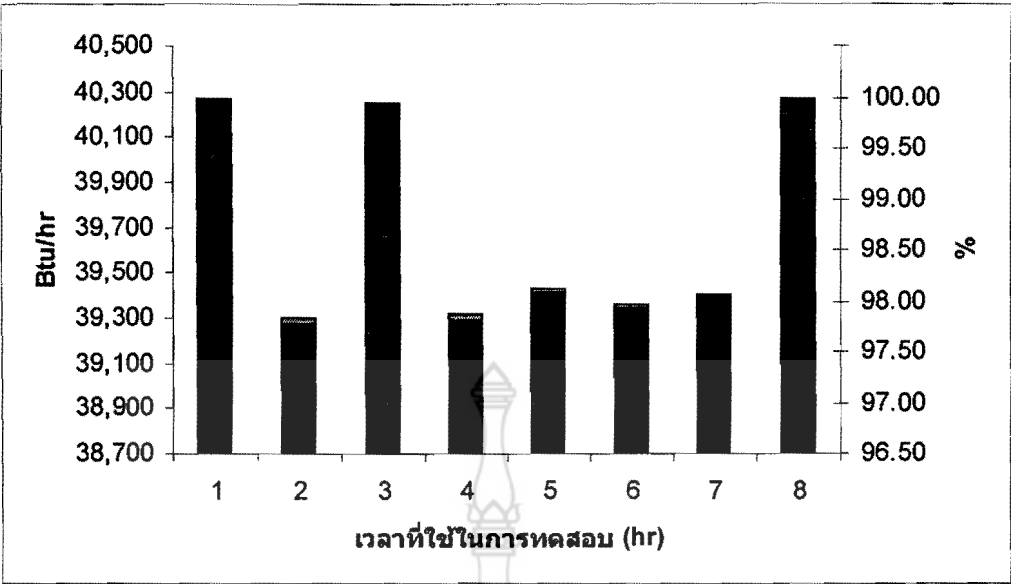
ตารางที่ 4.3 แสดงความสามารถในการทำความเย็น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการทำความเย็น เมื่อไม่เปิดระบบช่วย
ระบายความร้อน

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	ความสามารถใน การทำความเย็น (Btu/hr)	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ (kW)	สัมประสิทธิ์ สมรรถนะ (COP)	ประสิทธิภาพ การทำความเย็น (Btu/hr.Watt)
9.00	40,198	3.85	3.06	10.4
10.00	39,300	3.9	2.95	10.1
11.00	40,176	3.85	3.06	10.4
12.00	39,322	3.86	2.99	10.2
13.00	39,432	3.9	2.96	10.1
14.00	39,366	3.79	3.04	10.4
15.00	39,410	3.8	3.04	10.4
16.00	40,198	3.96	2.97	10.2

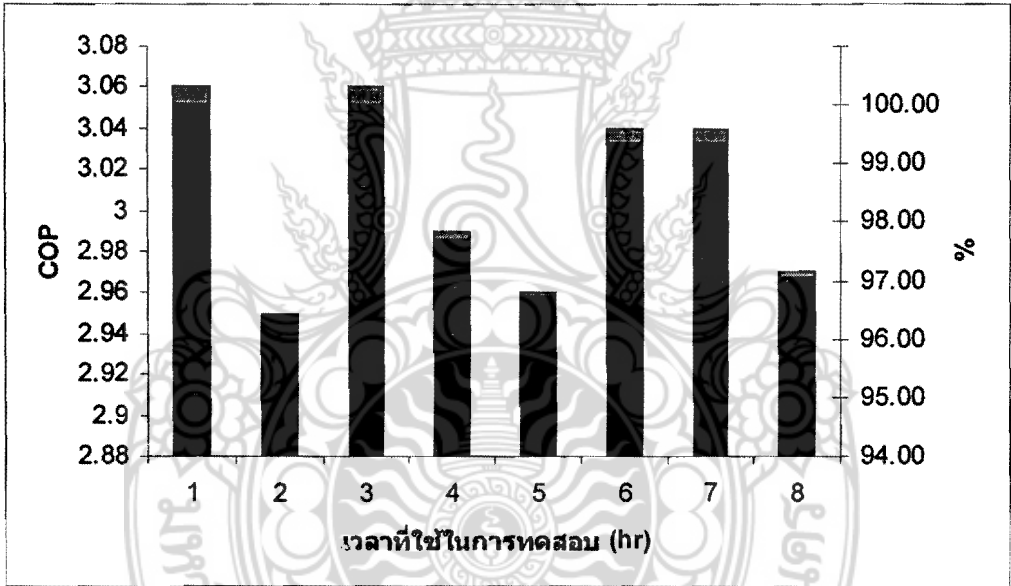
การวิเคราะห์การทำงานของวัฏจักรทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศเมื่อไม่เปิดระบบช่วย
ระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์



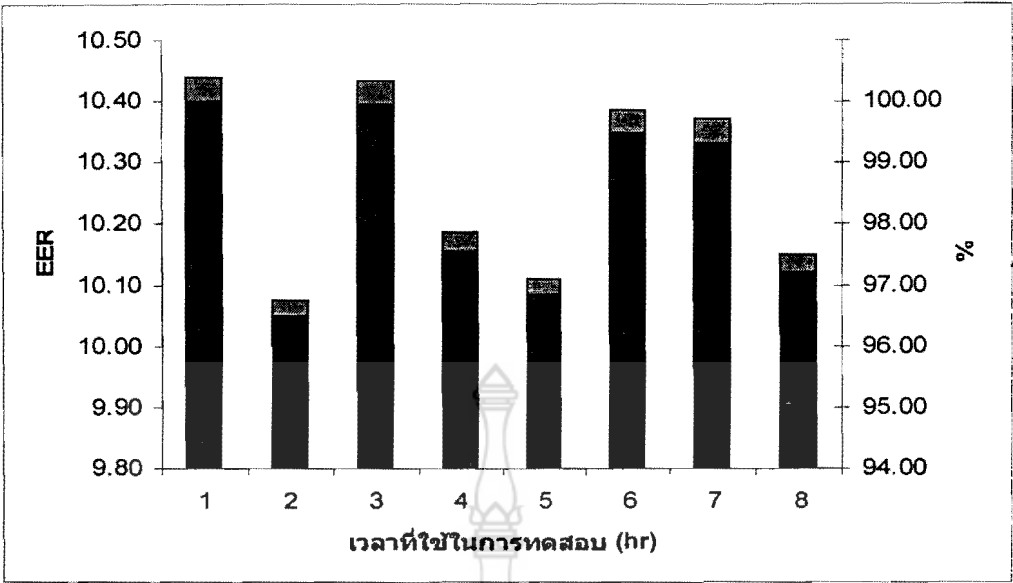
รูปที่ 4.2 แสดงวัฏจักรทำความเย็นบนแผนภาพเอนทัลปี (R-22) เมื่อไม่เปิดระบบช่วย
ระบายความร้อน



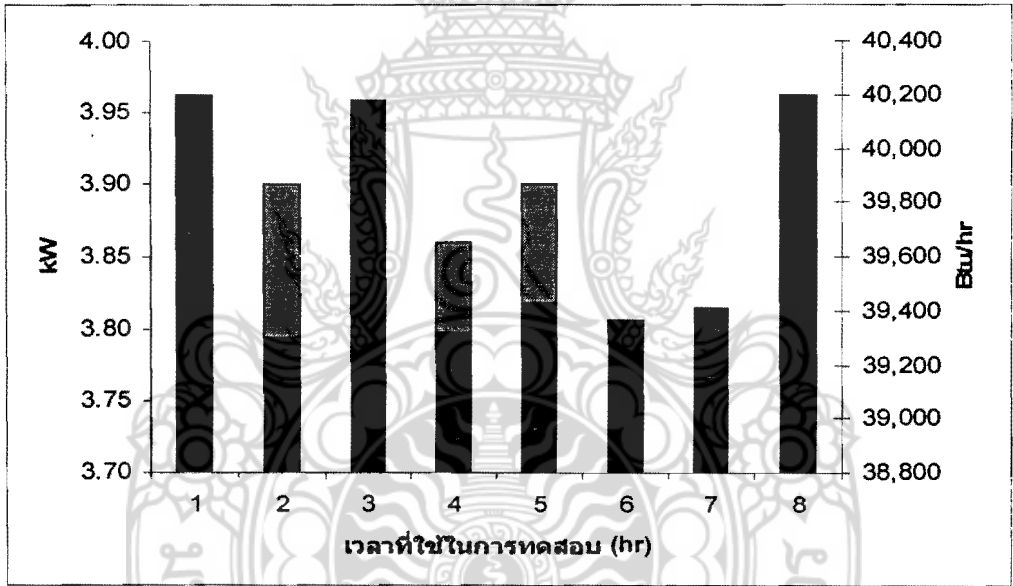
รูปที่ 4.3 แสดงความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน



รูปที่ 4.4 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน



รูปที่ 4.5 แสดงประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน



รูปที่ 4.6 แสดงกำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์กับความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อไม่เปิดระบบช่วยระบายความร้อน

4.5.2 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ โดยใช้น้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ ที่ความดันทำงาน 280 Psig

ตารางที่ 4.4 แสดงคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 280 Psig

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	อากาศที่ทางเข้า คอยล์เย็น		อากาศที่ทางออก คอยล์เย็น		อุณหภูมิอากาศ โดยรอบ	
	<i>DB</i> (°F)	<i>WB</i> (°F)	<i>DB</i> (°F)	<i>WB</i> (°F)	<i>DB</i> (°F)	<i>WB</i> (°F)
9.00	76.1	64.4	57.2	56.3	84.7	77.0
10.00	75.2	63.5	56.3	55.4	87.1	77.7
11.00	75.2	63.5	56.3	55.4	88.3	78.1
12.00	75.2	63.5	56.3	55.4	89.6	79.3
13.00	76.1	64.4	57.2	56.3	90.5	79.4
14.00	76.1	64.4	57.2	56.3	90.7	79.6
15.00	75.2	63.5	56.3	55.4	90.7	79.6
16.00	75.2	63.5	56.3	55.4	90.1	79.4

ตารางที่ 4.5 แสดงผลของภาระความร้อนสัมผัส ภาระความร้อนแฝง และภาระความร้อนรวม เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 280 Psig

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	ภาระความร้อนแฝง (<i>Btu/hr</i>)	ภาระความร้อนสัมผัส (<i>Btu/hr</i>)	ภาระความร้อนรวม (<i>Btu/hr</i>)
9.00	37,443	7,287	44,737
10.00	37,422	6,464	43,902
11.00	37,464	6,471	43,951
12.00	37,380	6,457	43,853
13.00	37,443	7,287	44,737
14.00	37,484	7,295	44,787
15.00	37,360	6,453	43,829
16.00	37,422	6,464	43,902

4.5.2 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ โดยใช้ น้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ ที่ความดันทำงาน 280 Psig

ตารางที่ 4.4 แสดงคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 280 Psig

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	อากาศที่ทางเข้า คอยล์เย็น		อากาศที่ทางออก คอยล์เย็น		อุณหภูมิอากาศ โดยรอบ	
	DB (°F)	WB (°F)	DB (°F)	WB (°F)	DB (°F)	WB (°F)
9.00	76.1	64.4	57.2	56.3	84.7	77.0
10.00	75.2	63.5	56.3	55.4	87.1	77.7
11.00	75.2	63.5	56.3	55.4	88.3	78.1
12.00	75.2	63.5	56.3	55.4	89.6	79.3
13.00	76.1	64.4	57.2	56.3	90.5	79.4
14.00	76.1	64.4	57.2	56.3	90.7	79.6
15.00	75.2	63.5	56.3	55.4	90.7	79.6
16.00	75.2	63.5	56.3	55.4	90.1	79.4

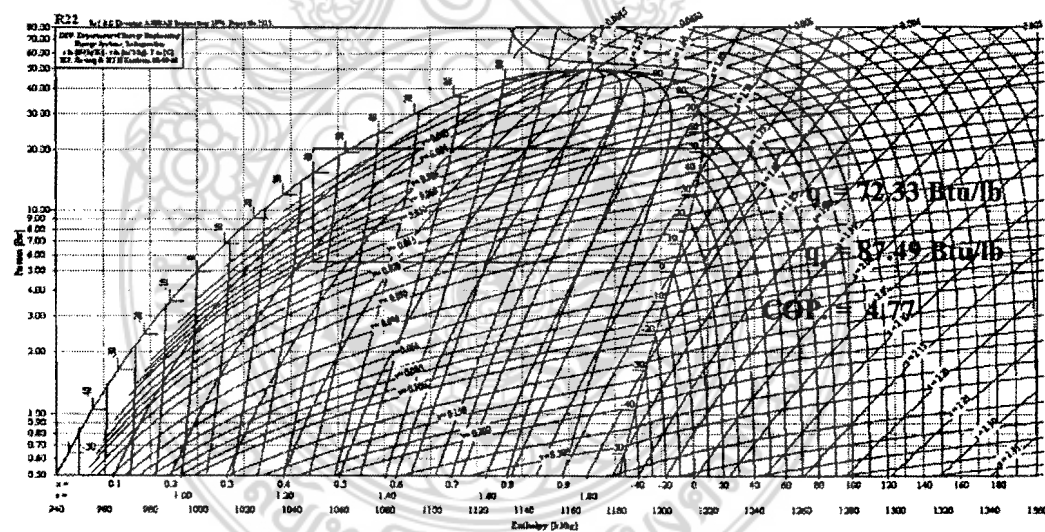
ตารางที่ 4.5 แสดงผลของการระความร้อนสัมผัส การระความร้อนแฝง และการระความร้อนรวม เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 280 Psig

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	การระความร้อนแฝง (Btu/hr)	การระความร้อนสัมผัส (Btu/hr)	การระความร้อนรวม (Btu/hr)
9.00	37,443	7,287	44,737
10.00	37,422	6,464	43,902
11.00	37,464	6,471	43,951
12.00	37,380	6,457	43,853
13.00	37,443	7,287	44,737
14.00	37,484	7,295	44,787
15.00	37,360	6,453	43,829
16.00	37,422	6,464	43,902

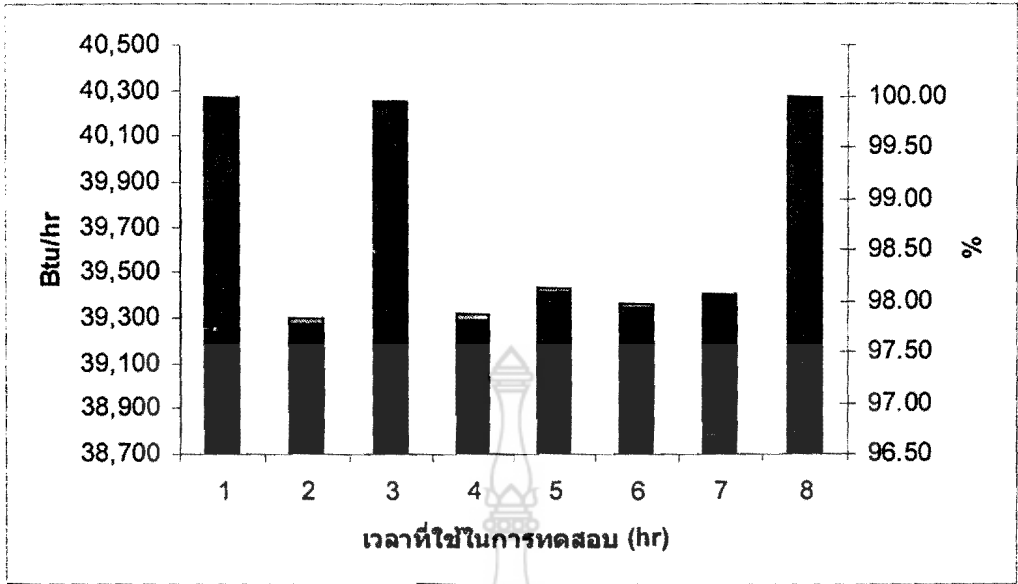
ตารางที่ 4.6 แสดงความสามารถในการทำความเย็น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการทำความเย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบาย
ความร้อน ที่ความดันทำงาน 280 Psig

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	ความสามารถใน การทำความเย็น (Btu/hr)	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ (kW)	สัมประสิทธิ์ สมรรถนะ (COP)	ประสิทธิภาพ การทำความเย็น (Btu/hr.Watt)
9.00	44,737	3.73	3.51	12.0
10.00	43,902	3.89	3.31	11.3
11.00	43,951	3.89	3.31	11.3
12.00	43,853	3.73	3.45	11.8
13.00	44,737	3.72	3.52	12.0
14.00	44,787	3.90	3.37	11.5
15.00	43,829	3.90	3.29	11.2
16.00	43,902	3.89	3.31	11.3

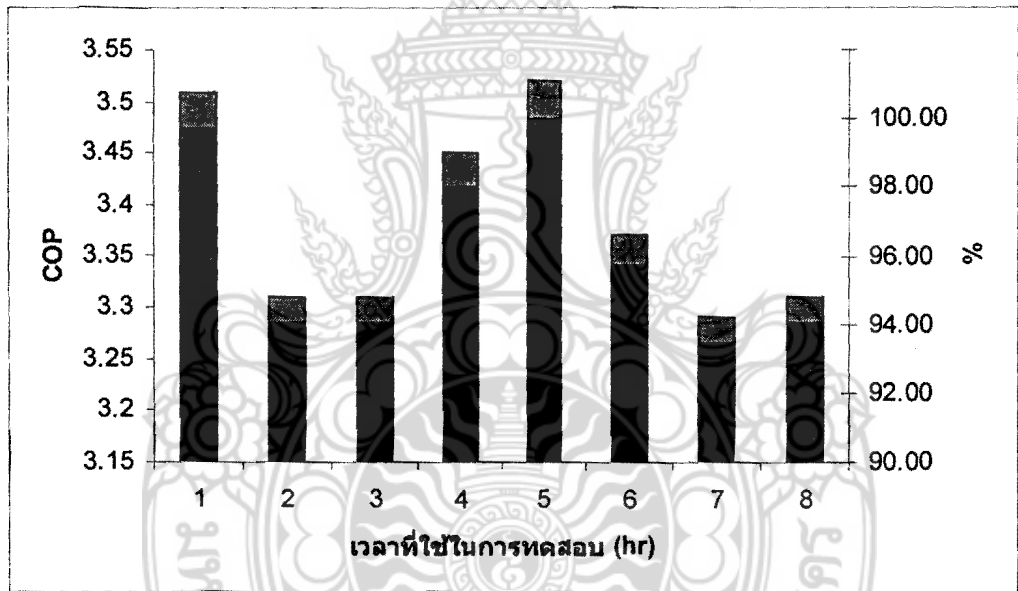
การวิเคราะห์การทำงานของวัฏจักรทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศเมื่อเปิดระบบช่วยระบาย
ความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ ที่ความดันทำงาน 280 Psig



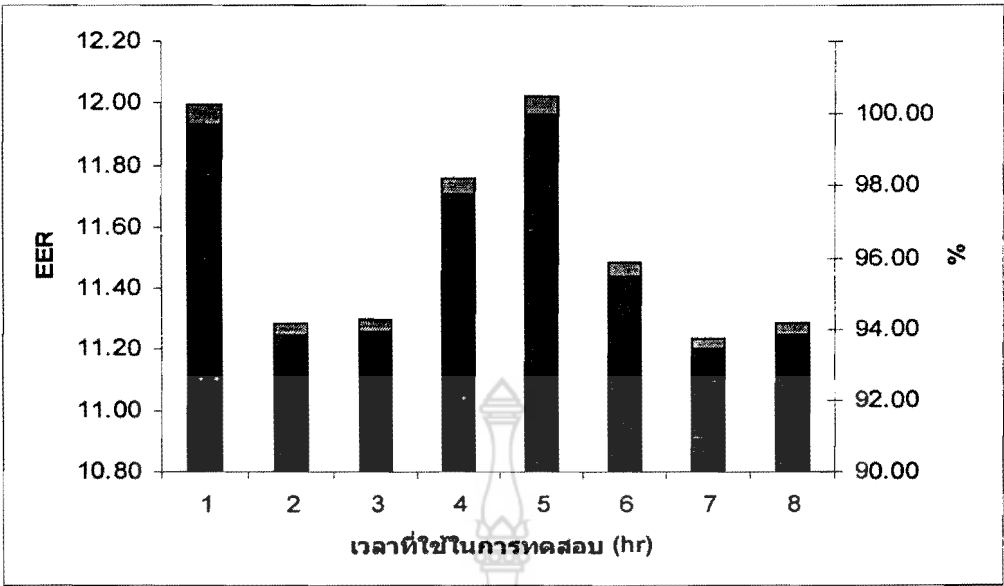
รูปที่ 4.7 แสดงวัฏจักรทำความเย็นบนแผนภาพมอลเลอร์ (R-22) เมื่อเปิดระบบช่วย
ระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)



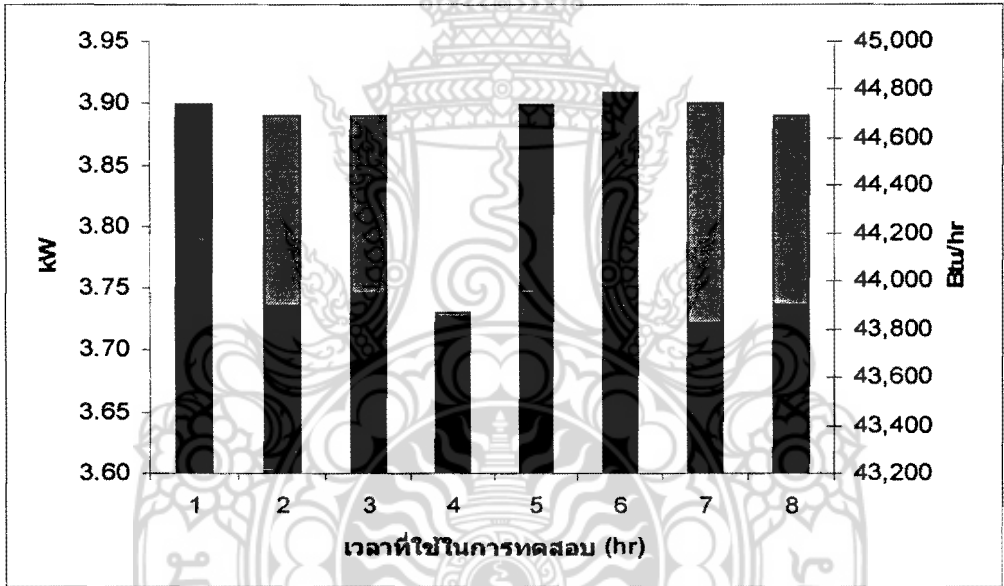
รูปที่ 4.8 แสดงความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)



รูปที่ 4.9 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)



รูปที่ 4.10 แสดงประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)



รูปที่ 4.11 แสดงกำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์กับความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 280 \text{ Psig}$)

4.5.3 ผลทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศ โดยใช้ น้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ ที่ความดันทำงาน 260 Psig

ตารางที่ 4.7 แสดงคุณสมบัติต่างๆ ของอากาศที่ไหลผ่านคอยล์เย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 260 Psig

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	อากาศที่ทางเข้า คอยล์เย็น		อากาศที่ทางออก คอยล์เย็น		อุณหภูมิอากาศ โดยรอบ	
	DB (°F)	WB (°F)	DB (°F)	WB (°F)	DB (°F)	WB (°F)
9.00	76.1	64.4	56.3	55.4	85.1	77.1
10.00	75.2	63.5	55.4	54.5	86.9	77.2
11.00	75.2	63.5	55.4	53.6	88.2	78.0
12.00	75.2	63.5	55.4	54.5	89.8	79.5
13.00	76.1	64.4	56.3	55.4	90.5	79.4
14.00	75.2	63.5	55.4	54.5	90.7	79.6
15.00	75.2	63.5	55.4	53.6	91.2	80.0
16.00	76.1	64.4	56.3	55.4	91.0	79.9

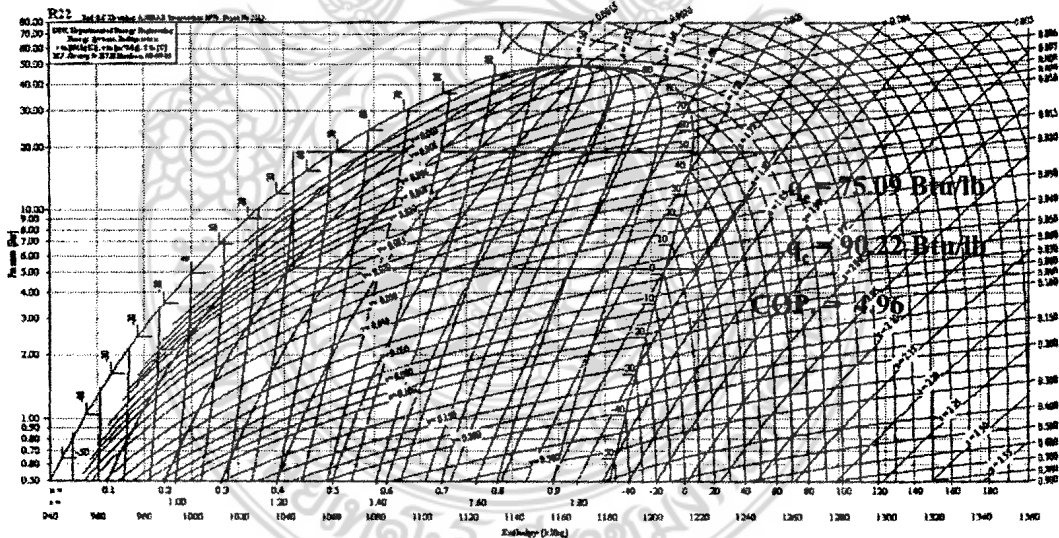
ตารางที่ 4.8 แสดงผลของภาระความร้อนสัมผัส ภาระความร้อนแฝง และภาระความร้อนรวม เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ที่ความดันทำงาน 260 Psig

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	ภาระความร้อนแฝง (Btu/hr)	ภาระความร้อนสัมผัส (Btu/hr)	ภาระความร้อนรวม (Btu/hr)
9.00	39,269	10,109	49,411
10.00	39,204	9,185	48,357
11.00	39,160	13,631	52,753
12.00	39,139	9,170	48,276
13.00	39,313	10,121	49,466
14.00	39,204	9,185	48,357
15.00	39,248	13,661	52,871
16.00	39,226	10,098	49,356

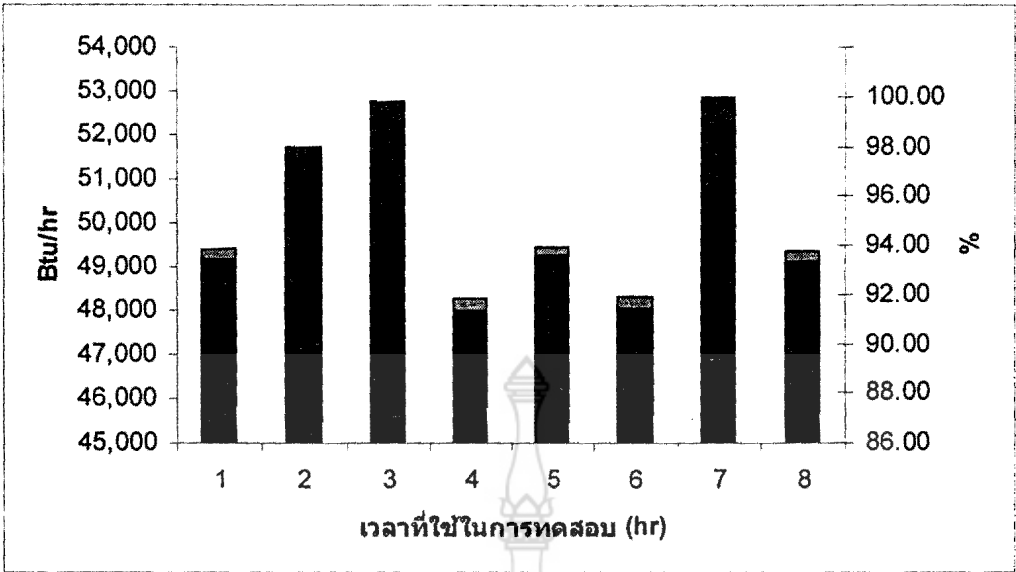
ตารางที่ 4.9 แสดงความสามารถในการทำความเย็น กำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และประสิทธิภาพการทำความเย็น เมื่อเปิดระบบช่วยระบาย
ความร้อน ที่ความดันทำงาน 260 Psig

เวลาที่ใช้ ในการทดสอบ (h)	ความสามารถใน การทำความเย็น (Btu/hr)	กำลังไฟฟ้าที่ใช้ ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์ (kW)	สัมประสิทธิ์ สมรรถนะ (COP)	ประสิทธิภาพ การทำความเย็น (Btu/hr.Watt)
9.00	49,411	3.63	3.99	13.6
10.00	48,357	3.80	3.73	12.7
11.00	52,753	3.79	4.08	13.9
12.00	48,276	3.63	3.90	13.3
13.00	49,466	3.63	3.99	13.6
14.00	48,357	3.79	3.74	12.8
15.00	52,871	3.62	4.28	14.6
16.00	49,356	3.46	4.18	14.3

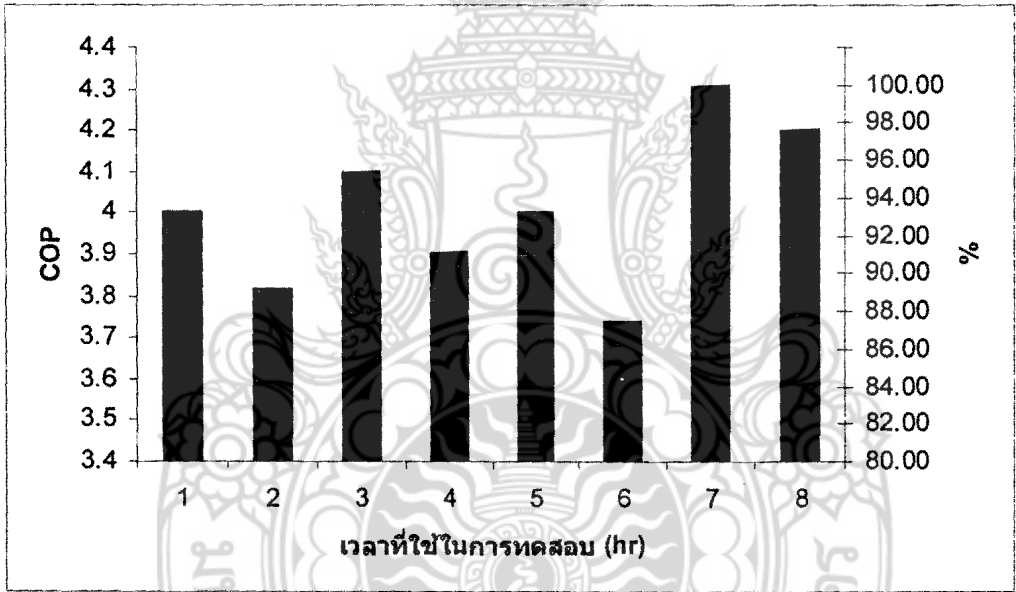
การวิเคราะห์การทำงานของวัฏจักรทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศเมื่อเปิดระบบช่วยระบาย
ความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ ที่ความดันทำงาน 260 Psig



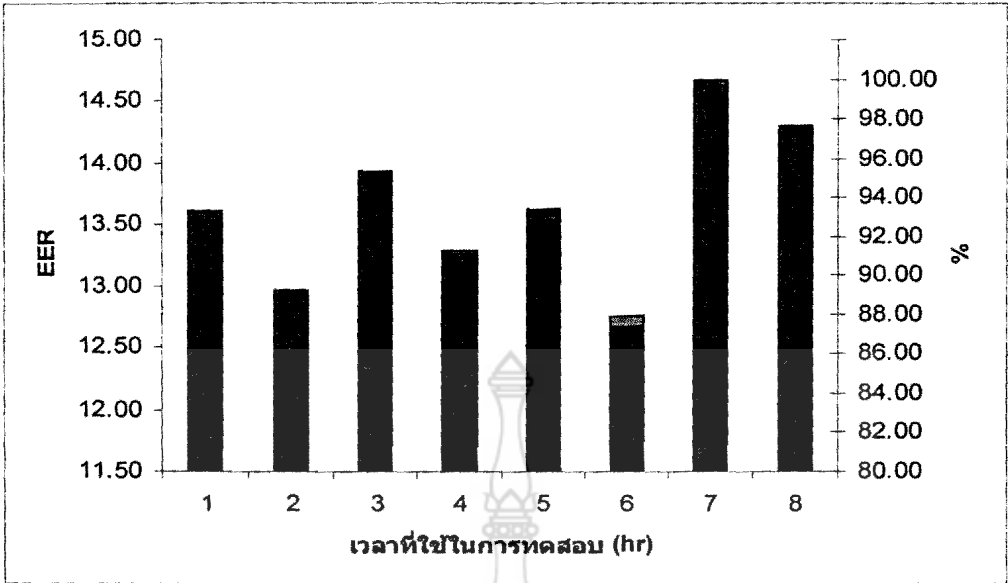
รูปที่ 4.12 แสดงวัฏจักรทำความเย็นบนแผนภาพมอลเลียร์ (R-22) เมื่อเปิดระบบช่วย
ระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)



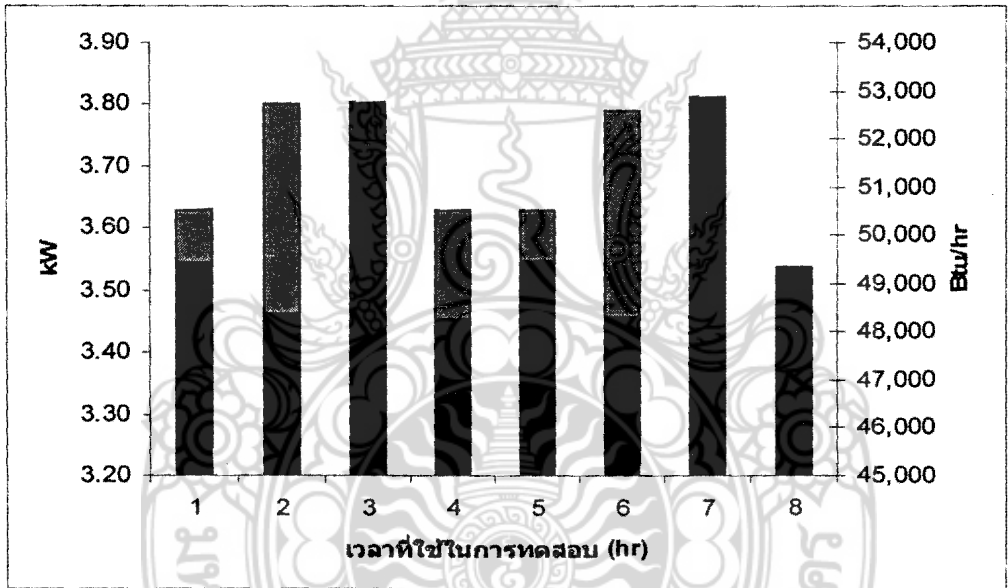
รูปที่ 4.13 แสดงความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)



รูปที่ 4.14 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)



รูปที่ 4.15 แสดงประสิทธิภาพการให้ความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)



รูปที่ 4.16 แสดงกำลังไฟฟ้าที่ใช้ขับเคลื่อนคอมเพรสเซอร์กับความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อเปิดระบบช่วยระบายความร้อน ($P_H = 260 \text{ Psig}$)

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดสอบ

จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศโดยใช้อากาศเป็นตัวกลางในการระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ จะพบว่าความสามารถในการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 39,675 Btu/hr สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 3.01 และประสิทธิภาพการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 10.3 Btu/hr.Watt ส่วนการนำน้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ จะเห็นได้ว่าการนำน้ำคอนเดนเซตมาช่วยในการระบายความร้อนของแผงคอนเดนเซอร์ได้เป็นอย่างดี สังเกตได้จากความดันทำงานของระบบที่ลดลงอย่างเห็นได้ชัดเจน ซึ่งส่งผลทำให้ระบบมีประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนดีขึ้น จากผลการทดสอบที่ความดันทำงาน 280 Psig พบว่าความสามารถในการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 44,212 Btu/hr สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 3.38 และประสิทธิภาพการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 11.5 Btu/hr.Watt และที่ความดันทำงาน 260 Psig พบว่าความสามารถในการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 49,856 Btu/hr สัมประสิทธิ์สมรรถนะเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 3.99 และประสิทธิภาพการทำความเย็นเฉลี่ยมีค่าเท่ากับ 13.6 Btu/hr.Watt และเมื่อเปรียบเทียบการทดสอบการทำงานจะพบว่าที่ความดันทำงาน 280 Psig ความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 11.43 % และประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 12.43 % และที่ความดันทำงาน 260 Psig ความสามารถในการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 25.60 % และประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 32.43 % โดยตัวแปรที่มีผลต่อประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ได้แก่ ความสามารถในการระบายความร้อนของแผงคอนเดนเซอร์ที่ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของสารทำความเย็น (ความดันทำงาน) และอุณหภูมิของอากาศโดยรอบนั่นเอง

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1 ในการทดสอบการนำน้ำคอนเดนเซตมาระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ จะต้องควบคุมอุณหภูมิของน้ำคอนเดนเซตให้คงที่ หากอุณหภูมิของน้ำคอนเดนเซตไม่คงที่ จะทำให้ความสามารถในการทำงานของคอนเดนเซอร์เปลี่ยนแปลงตลอดเวลา

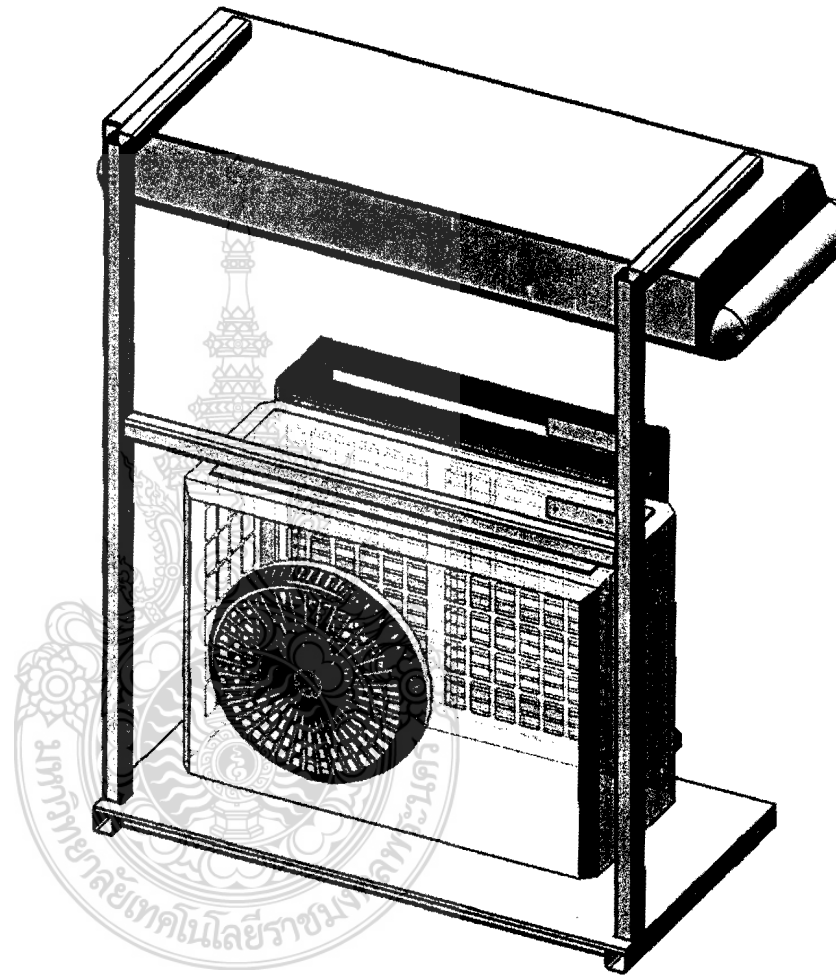
5.2.2 ในการทดสอบการทำงานของเครื่องปรับอากาศจะต้องควบคุมสถานะของอากาศให้คงที่ หากสถานะต่างๆ ไม่คงที่ จะทำให้ผลการทดสอบผิดพลาดได้

บรรณานุกรม

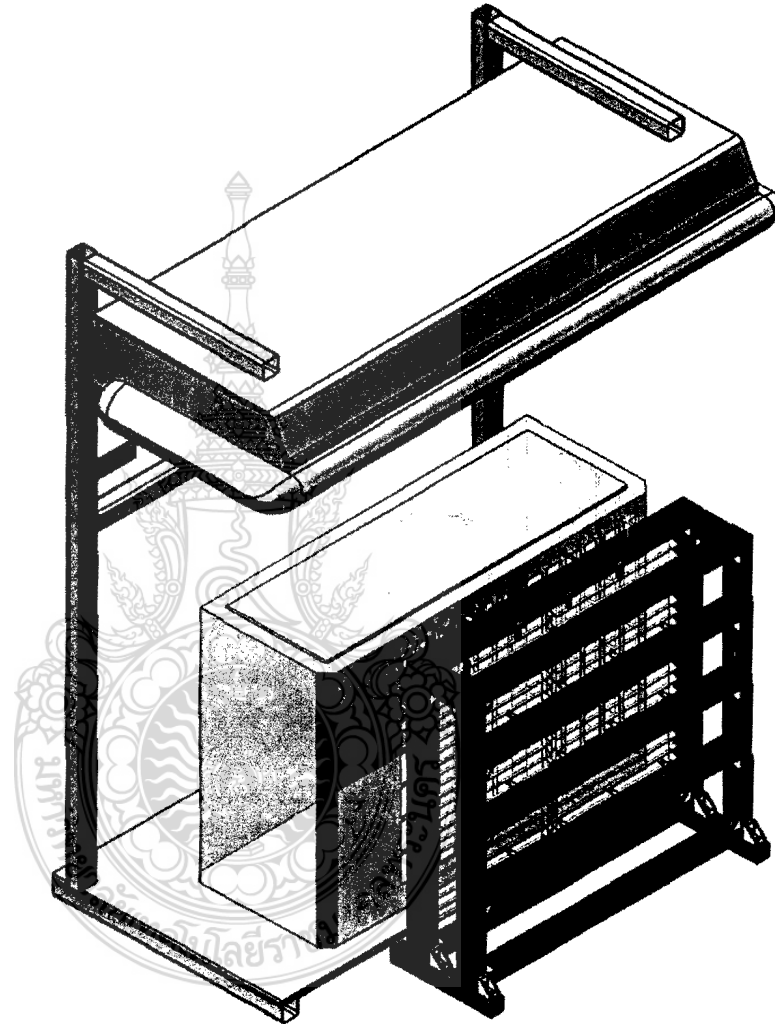
1. ชูชัย ค.ศิริวัฒนา. การทำความเย็นและปรับอากาศ. กรุงเทพฯ : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น), 2550.
2. ชนาคม สุนทรชัยนาคแสง. การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพฯ : ฟิสิกส์เซนเตอร์, 2547.
3. ปราโมทย์ เคชะอำไพ ; ไฟไนต์เอลิเมนต์ในงานวิศวกรรม. กรุงเทพฯ : จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย, 2537
4. พิชิต ฤกษ์นันท์ ; และสพรั่ง สุวภิรมย์โชติ. การทำความเย็น. กรุงเทพฯ : สถาบันเทคโนโลยี พระจอมเกล้าธนบุรี, ม.ม.ป.
5. มนตรี พิรุณเกษตร. การถ่ายเทความร้อน. กรุงเทพฯ : วิทยพัฒน์, 2545.
6. มนตรี พิรุณเกษตร. อุณหพลศาสตร์ 2. กรุงเทพฯ : วิทยพัฒน์, 2540.
7. สมชัย อัครทิวา ; และขวัญจิต วงษ์ขารี. เทอร์โมไดนามิกส์. กรุงเทพฯ : ฟิสิกส์เซนเตอร์, 2546.
8. สมศักดิ์ สุโมตยกุล. เครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ. กรุงเทพฯ : ซีเอ็ดดูเคชั่น, 2542.
9. Cengel Yanus A. ; and Boles Michael A. Thermodynamics. Forth Edition. Singapore : McGraw-Hill, 2002.
10. Dossat Roy J. Principles of Refrigeration. Fourth Edition. America : Prentice-Hall, 1997.
11. Incropera Frank P. ; and De Witt David P. Introduction to Heat Transfer. Forth Edition. America : McGraw-Hill, 2002.
12. McQuiston Faye C. ; and Parker Jerald D. Heating Ventilating and Air Conditioning. Forth Edition. Singapore : John Wiley & Sons, 1994.
13. Reddy J.N. An Introduction to the Finite Element Method. Singapore : McGraw-Hill, 1993.
14. Sonntag Richard E. ; Borgnakke Claus ; and Van Wylen Gordon J. Fundamentals of Thermodynamics. Sixth Edition. Singapore : McGraw-Hill, 2003.
15. Stoecker Wilbert F. ; and Jones Jerold W. Refrigeration and Air Conditioning. Second Edition. Singapore : McGraw-Hill, 1958.

ภาคผนวก
แบบโครงสร้างต่างๆ

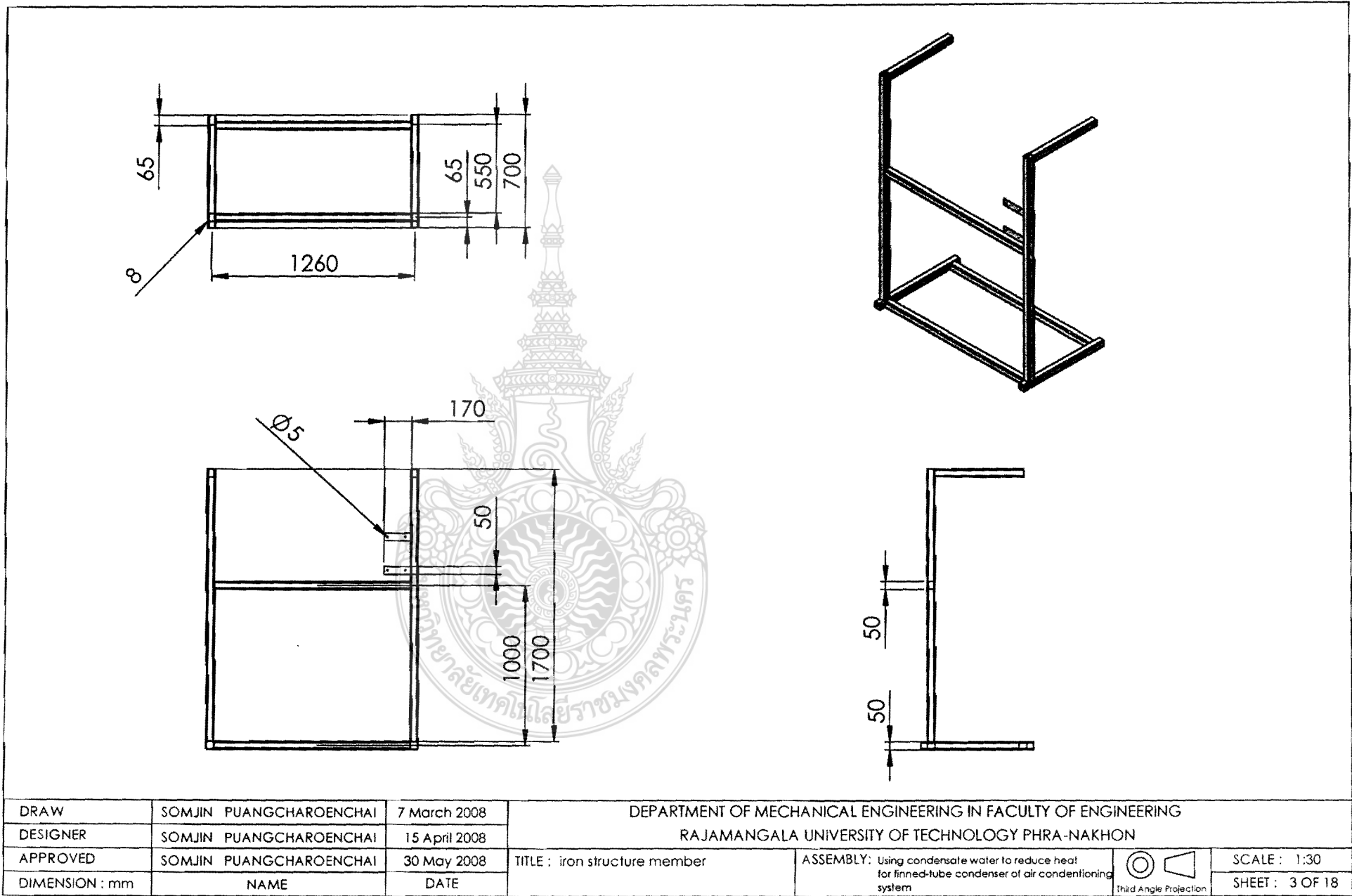


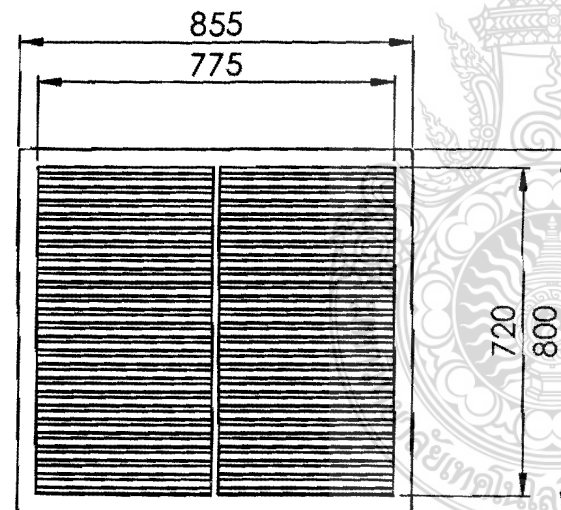
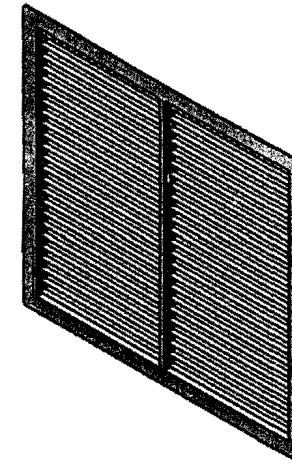
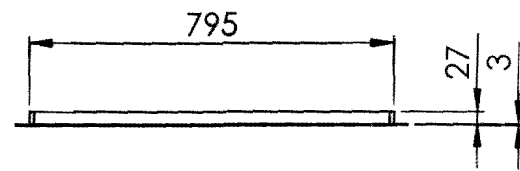


DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : iron structure member assem	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	 SCALE : 1:15 SHEET : 1 OF 18
DIMENSION : mm	NAME	DATE			

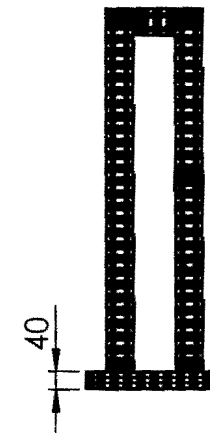
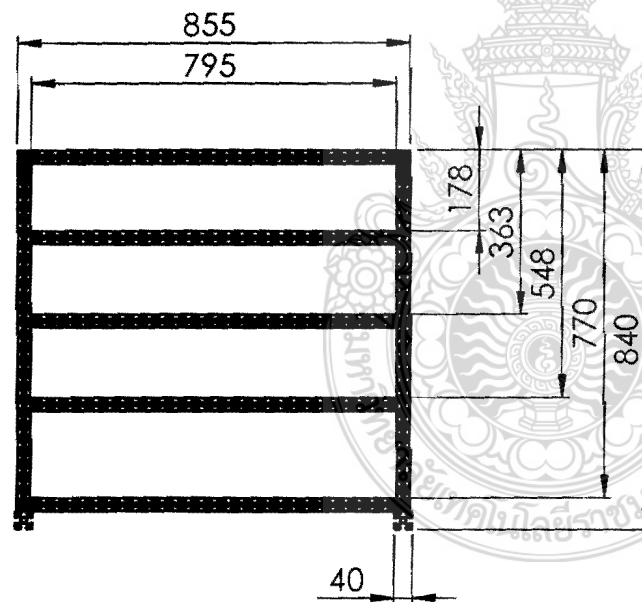
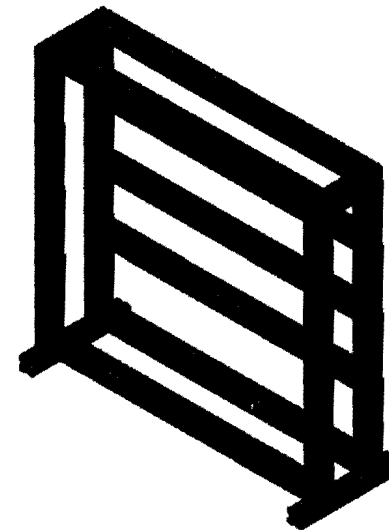
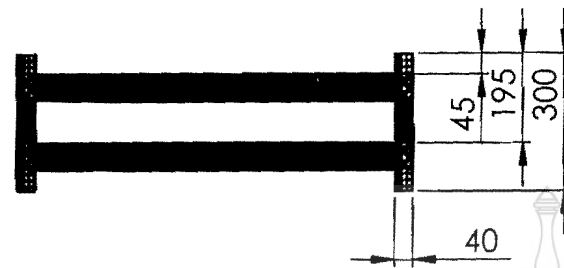


DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008	RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : iron structure member assem	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	SCALE : 1:15
DIMENSION : mm	NAME	DATE		 Third Angle Projection	SHEET : 2 OF 18

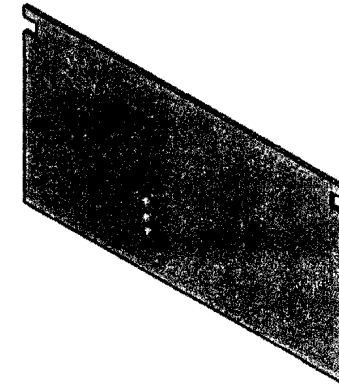
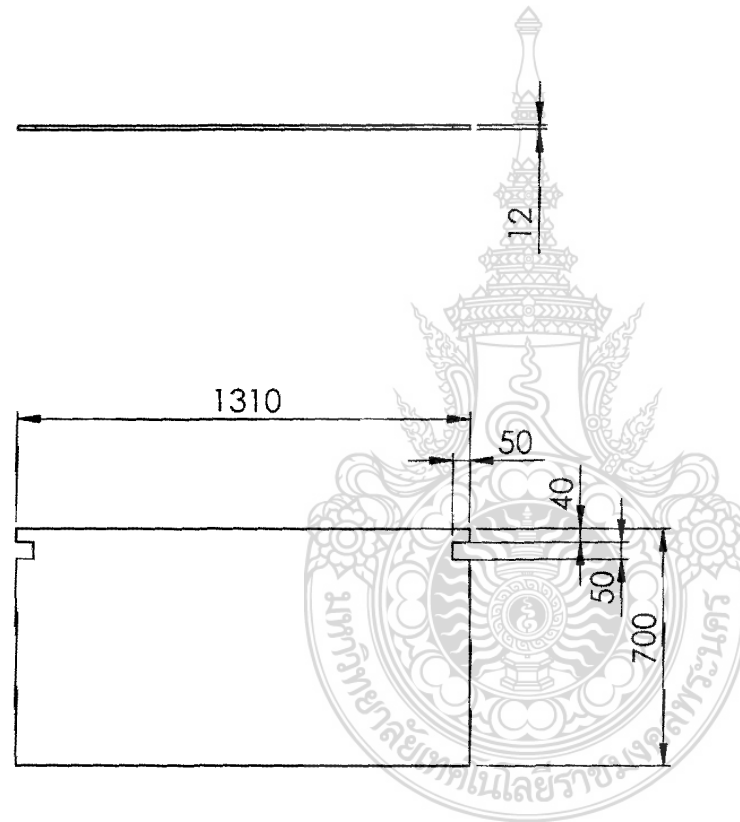


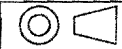


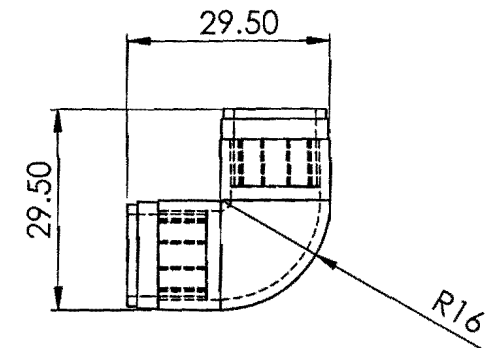
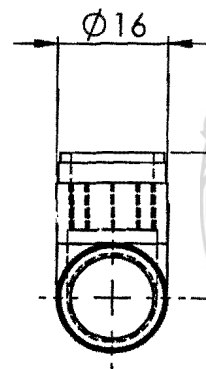
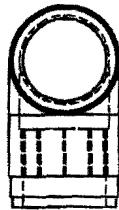
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : terrace	ASSEMBLY : Using condensate water to reduce heat for finned-tube condensing system	 SCALE : 1:15 SHEET : 4 OF 18
DIMENSION : mm	NAME	DATE			



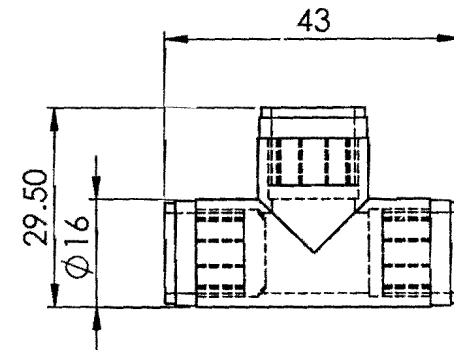
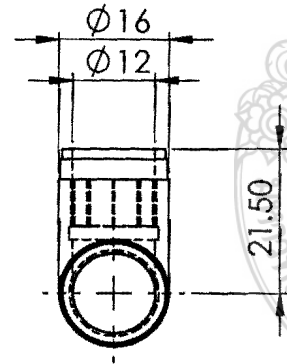
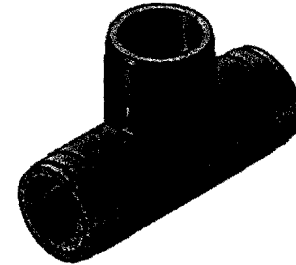
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : Structure Member	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	SCALE : 1:15 SHEET : 5 OF 18
DIMENSION : mm	NAME	DATE			



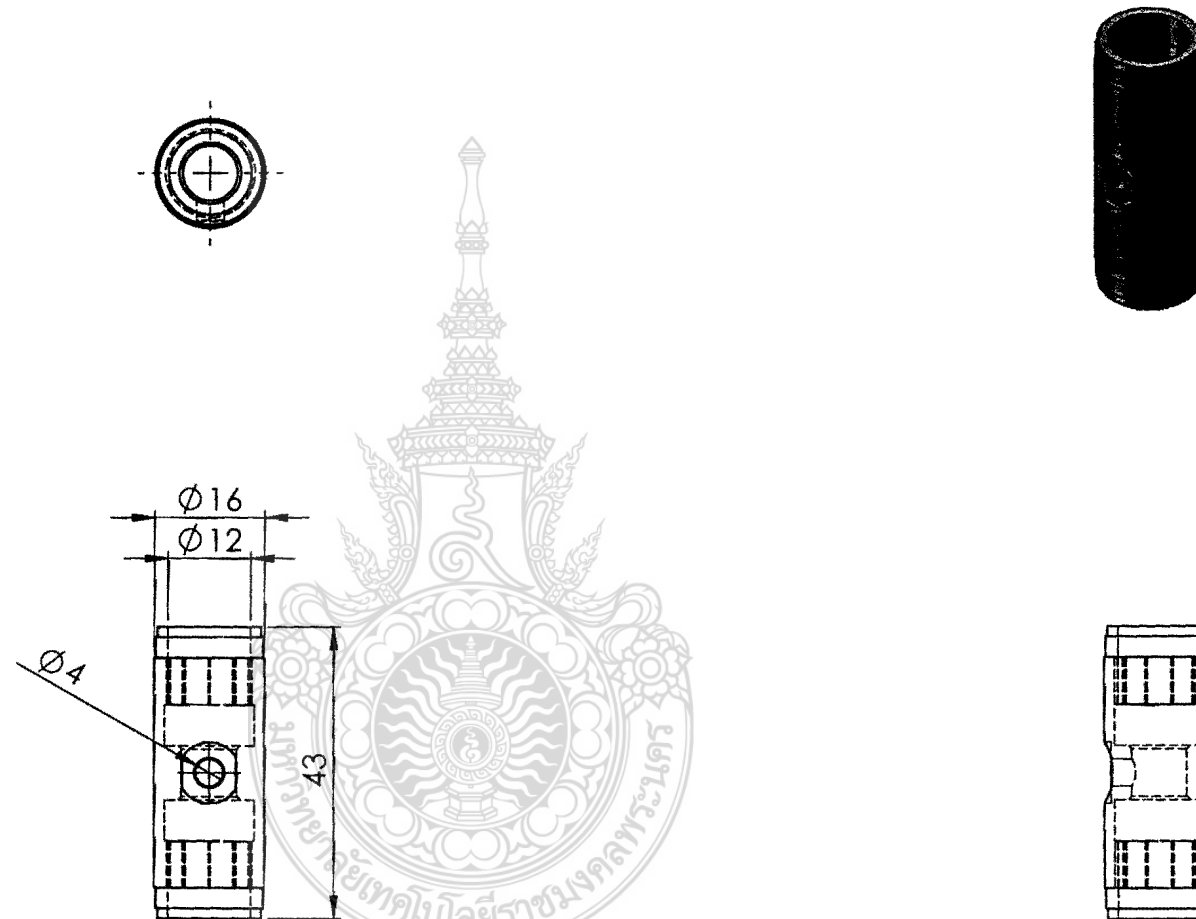
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : thick plate	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	 SCALE : 1:20 SHEET : 6 OF 18
DIMENSION : mm	NAME	DATE			



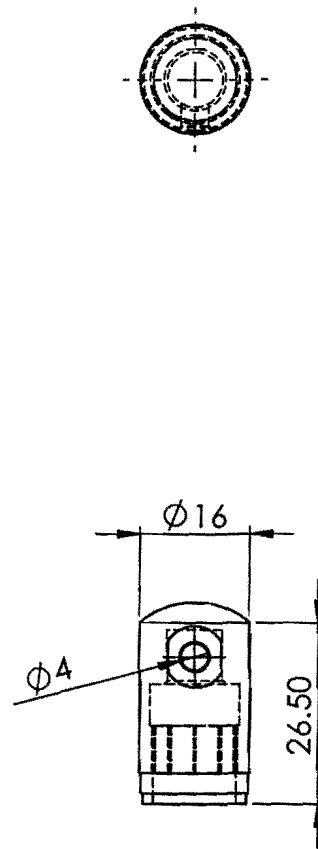
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : elt way connecting	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	Third Angle Projection
DIMENSION : mm	NAME	DATE			SCALE : 1:1 SHEET : 7 OF 18



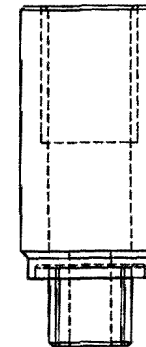
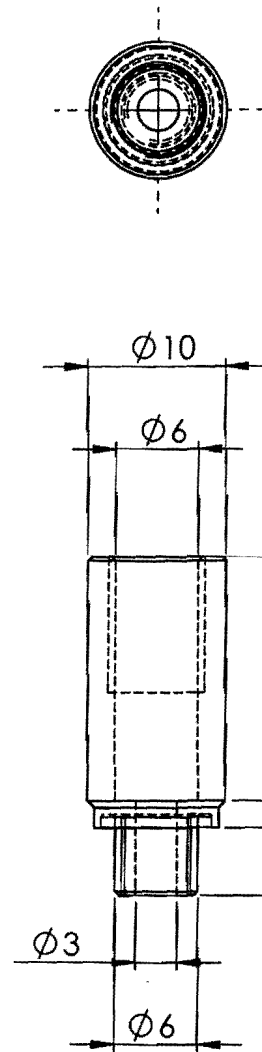
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON	
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008		
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : three way connecting	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system
DIMENSION : mm	NAME	DATE	 SCALE : 1:1 SHEET : 8 OF 18	



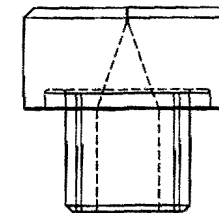
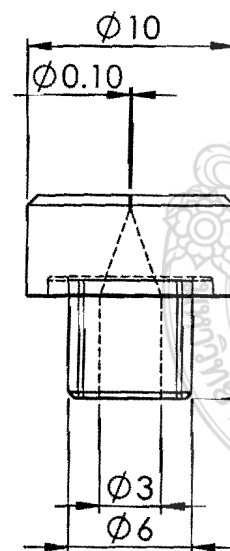
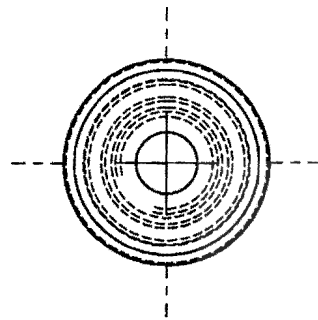
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : Pole nozzle1	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	
DIMENSION : mm	NAME	DATE			SCALE : 1:1 SHEET : 9 OF 18



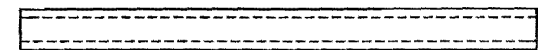
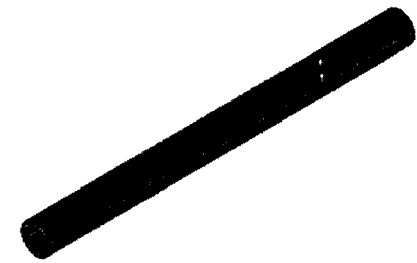
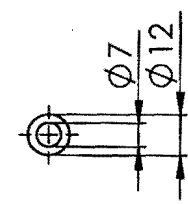
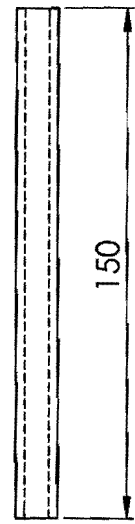
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON	
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008		
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : Pole nozzle	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system
DIMENSION : mm	NAME	DATE	 Third Angle Projection	
			SCALE : 1:1 SHEET : 10 OF 18	



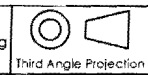
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : nozzle1	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	SCALE : 2:1
DIMENSION : mm	NAME	DATE		Third Angle Projection	SHEET : 11 OF 18

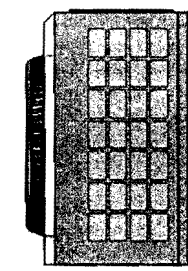
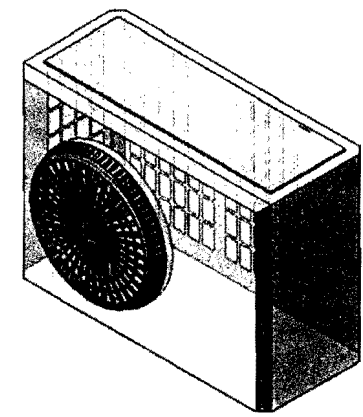


DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : nozzle2	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	Third Angle Projection
DIMENSION : mm	NAME	DATE			SCALE : 3:1 SHEET : 12 OF 18



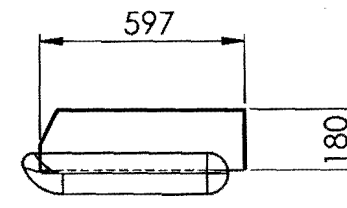
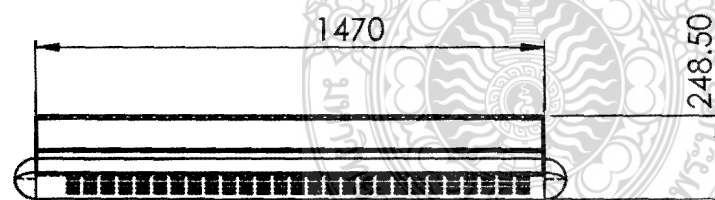
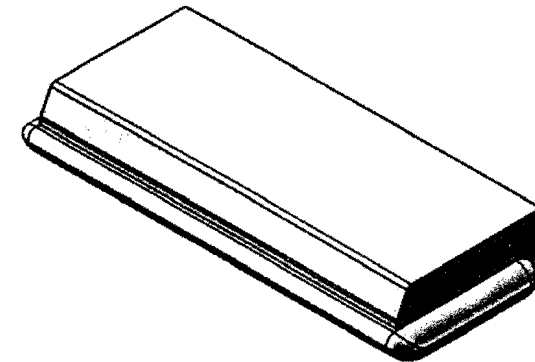
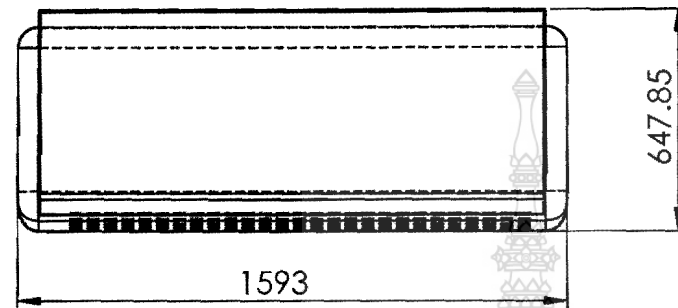
DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : tube1	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	SCALE : 5:1
DIMENSION : mm	NAME	DATE			SHEET : 13 OF 18



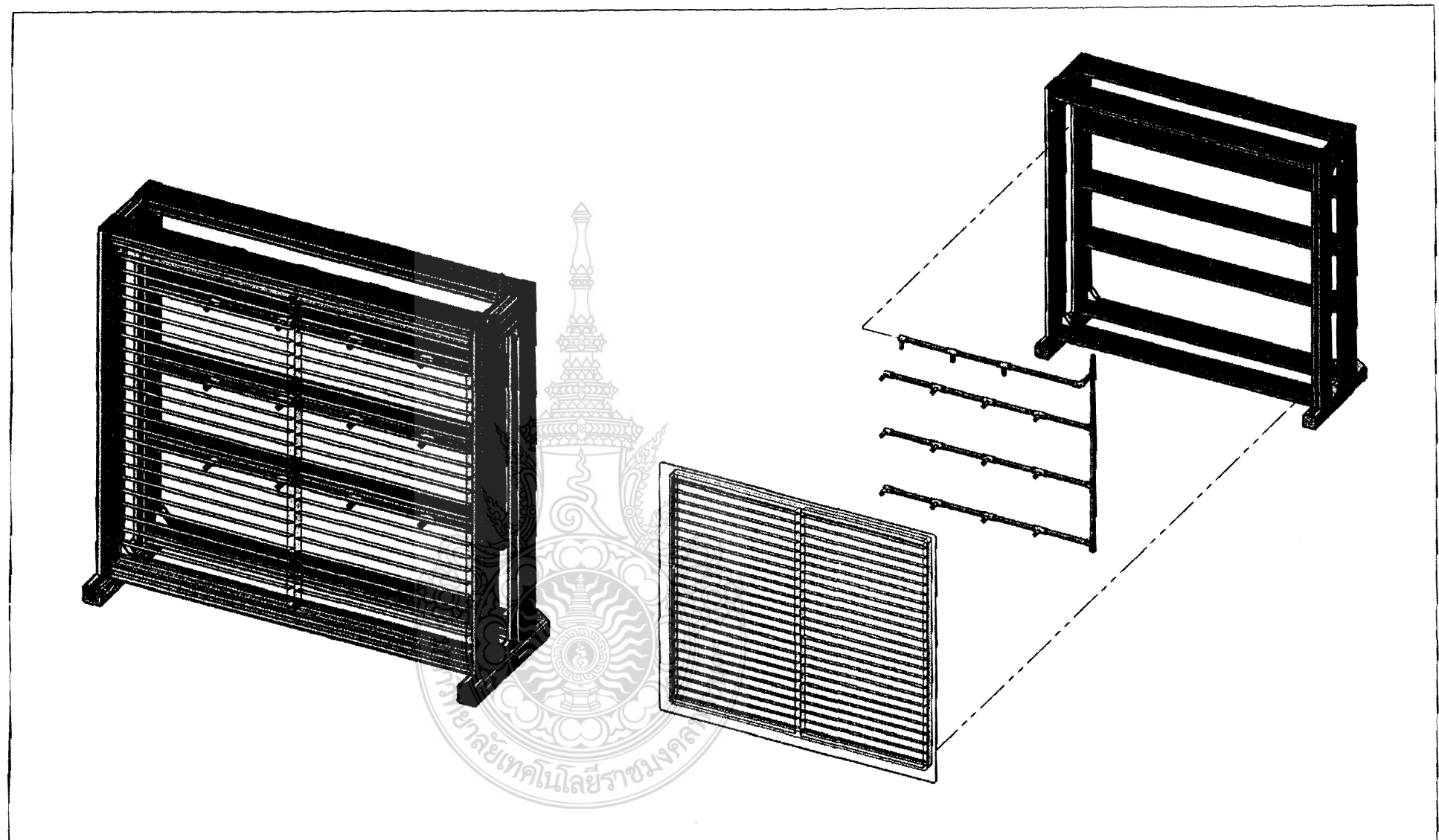


DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : Condensing Unit	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	 Third Angle Projection
DIMENSION : mm	NAME	DATE			

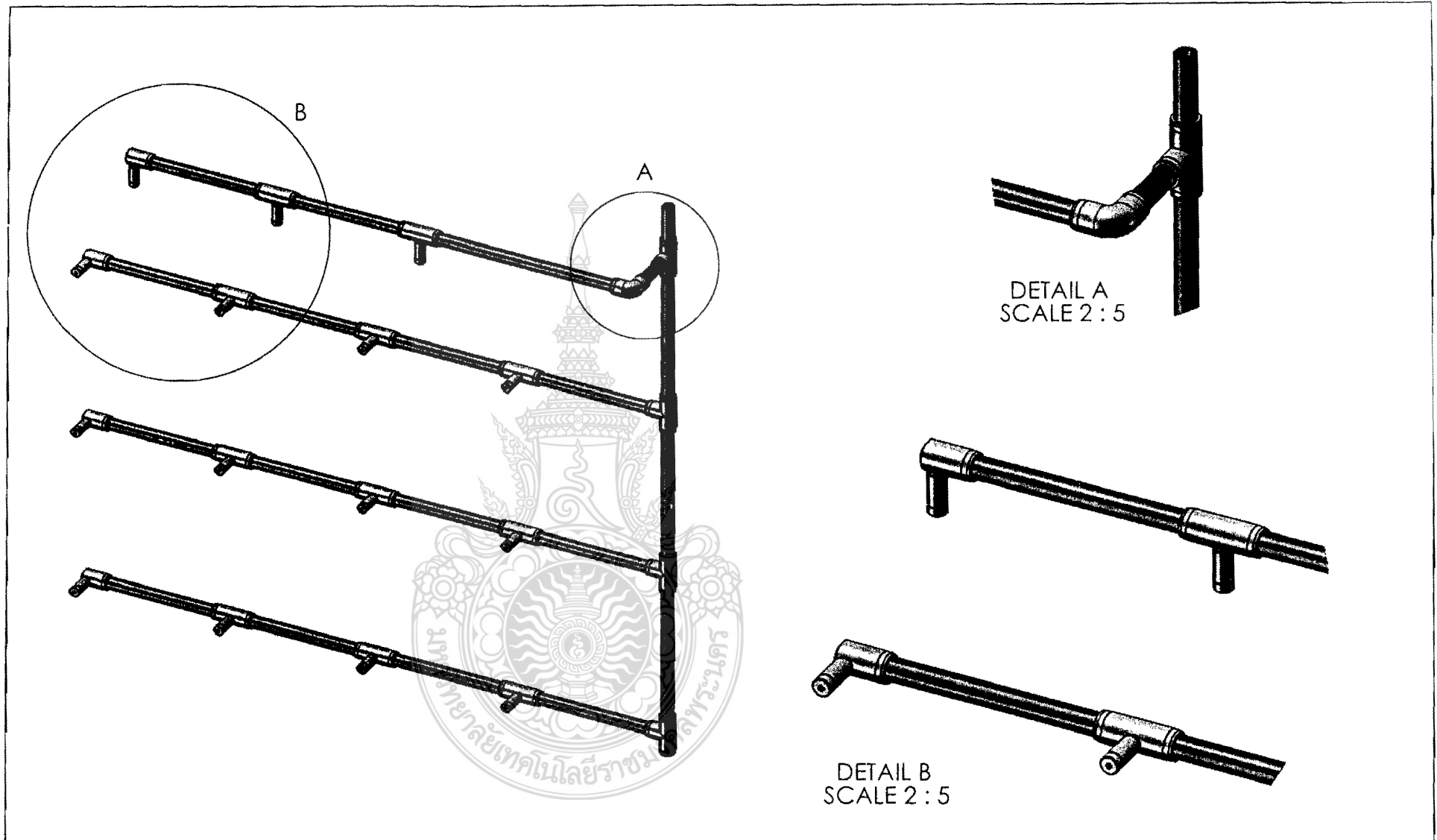
SCALE : 1:20
SHEET : 14 OF 18



DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON			
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008				
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : Evapolater	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	 Third Angle Projection	SCALE : 1:20
DIMENSION : mm	NAME	DATE				SHEET : 15 OF 18



DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : Assem2	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	SCALE : 1:20
DIMENSION : mm	NAME	DATE		 Third Angle Projection	SHEET : 16 OF 18



DRAW	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	7 March 2008	DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING IN FACULTY OF ENGINEERING RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY PHRA-NAKHON		
DESIGNER	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	15 April 2008			
APPROVED	SOMJIN PUANGCHAROENCHAI	30 May 2008	TITLE : Assem2	ASSEMBLY: Using condensate water to reduce heat for finned-tube condenser of air conditioning system	 SCALE : 1:5 SHEET : 17 OF 18
DIMENSION : mm	NAME	DATE			

