การเพิ่มประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ

Improvable Efficiency Condenser in Split Type Air-conditioning

นายณัฐพงศ์	เขียวน้อย	รหัส	47360722
นายพรพิพัฒน์	อยู่สา	รหัส	47360813
นายไกรสร	กูลสุพรรณรัตน์	รหัส	47363197

14993342
ห้องสมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์
วันที่รับ......./................/..........
เลขทะเบียน 5200069
เลขเรียกหนังสือ................ปร. ณ339ก 2550
มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปีการศึกษา 2550

ใบรับรองโครงงาน

หัวข้อโครงงาน : การเพิ่มประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ
(Improvable Efficiency Condenser in Split Type Air-conditioning)

ผู้ดำเนินโครงงาน : นายณัฐพงศ์ เขียวน้อย รหัส 47360722
นายพรพิพัฒน์ อยู่สา รหัส 47360813
นายไกรสร กุลสุพรรณรัตน์ รหัส 47363197
อาจารย์ที่ปรึกษาโครงงาน : อาจารย์ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา
สาขาวิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร อนุมัติให้โครงงานฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร วิศวกรรมศาสตร์บัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบโครงงาน

....ประธานกรรมการ
(อาจารย์ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา)

....ประธานกรรมการ
(ดร.ปิยะนันท์ เจริญสวรรค์)

....ประธานกรรมการ
(อาจารย์สุรัตน์ ปัญญาแก้ว

หัวข้อโครงงาน : การเพิ่มประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ
ผู้ดำเนินโครงงาน : นายณัฐพงศ์ เขียวน้อย รหัสนิสิต 47360722
: นายพรพิพัฒน์ อยู่สา รหัสนิสิต 47360813
: นาย ไกรสร กุลสุพรรณรัตน์ รหัสนิสิต 47363197
อาจารย์ที่ปรึกษาโครงงาน : อาจารย์ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา
ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา : 2550

บทคัดย่อ

สภาพอากาศที่สูงขึ้นการระบายความร้อนของสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศที่คอยล์ร้อนลดลง ทำให้อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงขึ้น ดังนั้นโครงงานนี้จึงคิดค้นอุปกรณ์ต้นแบบเพื่อช่วยลดอุณหภูมิสภาวะอากาศภายนอกที่สูงให้ลดต่ำลงก่อนส่งผ่านเข้าคอยล์ร้อน จึงทำให้การระบายความร้อนดีขึ้นอีกทั้งยังช่วยประหยัดพลังงานไฟฟ้าในระบบอีกด้วย

ในโครงงานนี้ผู้ศึกษาทำการทดสอบและเปรียบเทียบผลการทดลองระหว่าง เครื่องปรับอากาศทั่วไปและเครื่องปรับอากาศทั่วไปที่มีการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน โดยทำการทดสอบที่สภาวะอุณหภูมิอากาศภายนอก 30 35 และ 40 องศาเซลเซียสภายหลังการทดลองพบว่า ระบบปรับอากาศที่มีการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนทำให้ อุณหภูมิอากาศภายนอกก่อนเข้าคอยล์ร้อนลดลงได้ประมาณ 3 – 4 องศาเซลเซียส สัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เพิ่มขึ้น 163 % ค่าอัตราส่วนประสิทธิ์ภาพพลังงาน(EER)เพิ่มขึ้น 156 % จึงสรุปได้ว่าระบบปรับอากาศที่มีการติดตั้งชุดอุปกรณ์ดังกล่าวจะทำให้ประสิทธิภาพของระบบดีขึ้น สำหรับชุดอุปกรณ์ต้นแบบช่วยระบายความร้อนนี้มีราคา 1,455 บาท หากมีการนำชุดอุปกรณ์ไปติดตั้งกับระบบปรับอากาศเดิมโดยที่ไม่ต้องมีการตัดต่อท่อสารทำความเย็นจะใช้ระยะเวลาคืนทุนประมาณ 4 เดือน สำหรับกรณีที่ต้องมีการเคลื่อนย้ายตำแหน่งของคอยล์ร้อนด้วยการตัดต่อท่อบรรจุสารทำความเย็น(ท่อทองแดง)นั้นจะใช้ระยะเวลาคืนทุนประมาณ 6 .เดือน

Project : **Improving Efficiency Condenser in Split Type Air-conditioning**

Project Operators : **Mr. Nuttapong Keawnoi ID NO. 47360722**

Mr. Pornpipat Yoosa ID NO. 47360813

Mr. Krisorn Kunsupanarat ID NO. 47363197

Abstract

In surrounding, High temperature that has effected heat transfer of Refrigerant in Condensing Unit (CDU) reduces. Following the reason, the total powers in uses is upper too. Therefore, in this project , the student invented the Prototypes Equipment for reducing outside temperature before sending to condenser . So the electric power in these systems is lower than normal systems.

In this project, we tested and compared data between Air – condition normal type and Air- condition which installed the equipment for reducing temperature. We tested in the outside temperature 30 35 and 40 degree Celsius . After the experiment the air – condition that install the equipment for reduce temperature, it make the temperature before entrance to condenser below 3 – 4 degree Celsius, Cop increased 163 %, EER increased 156 %. To summarize the experiment the performance of Air-conditioning system with equipment for reducing temperature is better than the normal type. For the cost of this equipment is 1455 baht, If we don't move the condensing unit , pay back of this case is 4 month but we must be moved the condensing unit pay back in 6 month

กิตติกรรมประกาศ

ในโครงงานที่จัดทำขึ้นนี้เป็นงานวิจัยและออกแบบอุปกรณ์ต้นแบบที่ช่วยเพิ่มการระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศ ส่งผลให้ผู้จัดทำได้รับความรู้และประสบการณ์ต่างๆ ในการทำงานอย่างมากมาย ซึ่งได้รับการสนับสนุนจาก บริษัท สิทธิโชค แอนจิเนียร์ริ่ง ซึ่งคอยสนับสนุนในการติดตั้งอุปกรณ์ทดสอบ ระบบปรับอากาศ ที่ใช้สำหรับทำการทดสอบและวิเคราะห์ข้อมูล อีกทั้ง อาจารย์ศิษฐ์ภัณฑ์ แคนลา อาจารย์ที่ปรึกษาที่คอยแนะนำและให้ความเรื่องระบบปรับอากาศอย่างครบถ้วน และคอยควบคุมโครงงานเวลาเกิดปัญหาในการทำงาน

ข้าพเจ้าขอขอบพระคุณผู้ที่มีส่วนเกี่ยวข้องทุกท่าน ที่มีส่วนร่วมในการช่วยเหลือการทำงานที่ทำให้ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้เสร็จสิ้นสมบูรณ์ ตลอดจนบิดา มารดา ที่คอยให้การดูแลและสนับสนุนการทำโครงงานของผู้จัดทำอย่างยิ่ง

คณะผู้จัดทำโครงงาน

มหาวิทยาลัยนเรศวร

สารบัญ

	หน้า
ใบรับรองโครงงาน	ก
บทคัดย่อ	ข
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	
บทที่ 1 บทนำ	
1. ความสำคัญและที่มาของปัญหา	9
2. วัตถุประสงค์ และขอบข่ายการทำโครงงาน	10
3. กิจกรรมการดำเนินงาน	12
บทที่ 2 บทนำ	
1. หลักการและทฤษฎี	14
2. กฎการอนุรักษ์พลังงาน	24
3. วัฏจักรทำความเย็นในระบบปรับอากาศ	25
4. การปรับปรุงประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ	29
5. หลักการของชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน	31
6. การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน	33
7. การพิจารณาแต่ละส่วนของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน	34
บทที่ 3 การออกแบบและทำการทดลอง	
1. การติดตั้งระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนกับชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน	40
2. การออกแบบและสร้างชุดทดลอง	40
3. ตำแหน่งการวัดและการติดตั้งอุปกรณ์ทดลอง	41
4. ลักษณะการติดตั้งอุปกรณ์การวัด	42
บทที่ 4 ผลการทดลอง	
1. ผลของการลดอุณหภูมิเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน	49
2. ผลของการทำความเย็น (Q_e) เมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน	50
3. ผลของการระบายความร้อน (Q_c) เมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน	51

สารบัญ (ต่อ)

4. อัตราการใช้กำลังงานส่วนเครื่องอัดไอ (W_c) เมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 52

5. ผลของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 53

6. ผลของอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 54

7. อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าสุทธิเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 55

8. จำนวนเงินที่ต้องจ่ายในแต่ละเดือนเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 56

บทที่ 5 สรุปการวิจารณ์ผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

1. สรุปผลการทดลอง 60

บรรณานุกรม 63

ภาคผนวก ก 64

ภาคผนวก ข 68

ภาคผนวก ค 72

ภาคผนวก ง 74

ภาคผนวก จ 77

ภาคผนวก ฉ 81

มหาวิทยาลัยนเรศวร

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ในประเทศไทยปัจจุบันนี้ไม่ว่าจะเป็น บ้านพัก สำนักงาน โรงพยาบาล โรงแรม หรือห้างสรรพสินค้าล้วนแต่นิยมติดตั้งระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน ทั้งนี้เนื่องจากระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนนั้นมีราคาลงทุนเบื้องต้นต่ำ ง่ายต่อการติดตั้งและบำรุงรักษา รวมทั้งไม่จำเป็นต้องใช้ช่างผู้ชำนาญการในการดูแลระบบปรับอากาศ

ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนแบ่งออกเป็น 2 ส่วนหลัก โดยส่วนแรกเป็นส่วนที่ติดตั้งอยู่ภายในห้องปรับอากาศ (Indoor Unit) และส่วนที่สองเป็นส่วนที่ติดตั้งอยู่ภายนอกห้องปรับอากาศ(Outdoor Unit) โดยทั้ง 2 ส่วนนี้จะเชื่อมต่อกันด้วยท่อทองแดงซึ่งภายในจะบรรจุสารทำความเย็นเพื่อใช้ในการแลกเปลี่ยนความร้อน ส่วนที่ติดตั้งอยู่ภายในห้องปรับอากาศประกอบด้วย คอยล์เย็น (Fan coils) หรือ Evaporator ส่วนที่อยู่นอกห้องปรับอากาศประกอบด้วย เครื่องอัดไอ (Compressor) คอยล์ร้อน (Condenser) และวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) โดยหลักการทำงานของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนนี้เริ่มจากอากาศภายในห้องปรับอากาศแลกเปลี่ยนความร้อนกับแหล่งกำเนิดความร้อนต่าง ๆ ทั้งจากภายในห้องปรับอากาศและภายนอกห้องปรับอากาศจะถูกพัดลมดูด ทำให้อุณหภูมิและความชื้นของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น(Evaporator) นั้นถูกจ่ายภายในห้องอีกครั้งหนึ่งส่วนสารทำความเย็นเมื่อได้รับความร้อนจะเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอและถูกส่งผ่านไปตามท่อทองแดง เข้าสู่เครื่องอัดไอ (Compressor) โดยเครื่องอัดไอ(Compressor) มีหน้าที่เพิ่มความดันและอุณหภูมิเพื่อให้สารทำความเย็นมีค่าสูงขึ้นเข้าสู่สภาวะไอร้อนยิ่งยวด (Superheat) จากนั้นสารทำความเย็นถูกระบายความร้อนหรือถูกส่งคอยล์ร้อน (Condenser) เพื่อระบายความร้อนกับอากาศภายนอกห้องปรับอากาศหลังจากนั้นสารทำความเย็นจะควบแน่นเป็นของเหลวกลายเป็นสถานะอิ่มตัว และเข้าสู่วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) ก่อนที่จะถูกส่งเข้าสู่สภาวะอากาศให้คอยล์เย็นอีกครั้งหนึ่งและทำงานเป็นวัฏจักรเช่นนี้ต่อไป ดังนั้นจะเห็นได้ว่าความดันของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนสามารถแบ่งออกได้ 2 ส่วน คือบริเวณส่วนที่ทางออกเครื่องอัดไอ (Compressor) ถึงทางเข้าวาล์วลดความดัน(Expansion Valve)เรียกว่าด้านความดันสูง (High side pressure) และบริเวณทางออกของวาล์วลดความดัน(Expansion Valve)ถึงทางเข้าของเครื่องอัดไอ(Compressor)เรียกว่าด้านความดันต่ำ (Low side pressure)

จากวัฏจักรทำความเย็นข้างต้นจะพบว่าพลังงานไฟฟ้าโดยส่วนใหญ่จะถูกป้อนให้กับเครื่องอัดไอ (Compressor) เพื่อที่จะอัดสารทำความเย็นในด้านความดันต่ำ(Low side pressure) ไปยังด้านความดันสูง (High side pressure) ดังนั้นหากเราพิจารณาลดความดันด้าน

ความดันสูง(High side pressure)ให้ต่ำลงจะส่งผลให้การทำงานของเครื่องอัดไอ(Compressor) ลดต่ำลงด้วยเหตุนี้เองในโครงงานนี้จึงออกแบบและสร้างชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนโดยการลดอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อน (Condenser) ให้มีค่าอุณหภูมิต่ำลงกว่าปกติ โดยอาศัยหลักการระเหยของน้ำ ซึ่งชุดอุปกรณ์ดังกล่าวประกอบด้วยเครื่องสูบน้ำขนาดเล็กส่งน้ำจากด้านล่างไปยังด้านบนของชุดอุปกรณ์ น้ำถูกพ่นออกมาเป็นละอองผ่านแผ่นระบายความร้อนเพื่อแลกเปลี่ยนกับอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อน(Condenser) ซึ่งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนนี้สามารถติดตั้งกับระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ติดตั้งแล้วกับที่ติดตั้งใหม่ ถึงแม้ว่าในปัจจุบันระบบปรับอากาศ ที่ใช้หลักการการระเหยของน้ำถูกนำมาใช้ในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนแล้วแต่จากการศึกษาข้อมูลในการติดตั้งระบบปรับอากาศส่วนใหญ่แล้วจะต้องทำการดัดแปลงระบบปรับอากาศภายในของเครื่องปรับอากาศแต่สำหรับชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่ทำขึ้นนี้สามารถติดตั้งเข้ากับส่วนของชุดคอนเดนซิ่น (Condenser Unit) ได้เลยโดยไม่ต้องมีการเปลี่ยนแปลงระบบเครื่องปรับอากาศ และง่ายต่อการดูแลรักษาระบบทั้งนี้เนื่องจากชุดอุปกรณ์ช่วยลดความดันนั้นอยู่ภายนอกห้องปรับอากาศ

1.2 วัตถุประสงค์

1. ออกแบบและสร้างชุดอุปกรณ์ที่ช่วยลดอุณหภูมิอากาศภายนอกก่อนส่งเข้าสู่คอยล์ร้อน (Condenser)

2. ศึกษาวิเคราะห์เปรียบเทียบประสิทธิภาพการใช้พลังงานระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่มีอยู่เดิมและระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

1.3 ขอบข่ายโครงงาน

1. ศึกษาออกแบบและสร้างอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนก่อนเข้าสู่คอยล์ร้อน(Condenser) ของเครื่องปรับอากาศขนาด 18,000 Btu/hr

2.ทดสอบเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการใช้พลังงานไฟฟ้าระหว่างเครื่องปรับอากาศปกติและเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยอุณหภูมิก่อนเข้าคอยล์ร้อน (Condenser)

1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1. ได้ชุดอุปกรณ์ที่ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนมาติดตั้งกับคอยล์ร้อน (Condenser) ที่ติดตั้งใหม่หรือที่ติดตั้งอยู่แล้ว

2. ประสิทธิภาพการใช้พลังงานที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนมีการใช้พลังงานลดต่ำลง

1.5 กิจกรรมการดำเนินงาน

กิจกรรมการดำเนินการ	2549								2550																											
	ม.ค.				ก.พ.				มี.ค.				เม.ย.				พ.ค.				มิ.ย.				ก.ค.				ส.ค.				ก.ย.			
	สัปดาห์																																			
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	31	32	33	34	35
1.5.1	*	*	*	*	*	*	*	*																												
1.5.2									*	*	*	*	*	*	*																					
1.5.3																*	*	*	*	*	*	*	*	*												
1.5.4																									*	*	*	*	*	*	*	*				
1.5.5																																	*	*	*	*

1.5.1 ศึกษาหลักการ และทฤษฎีส่วนของระบบปรับอากาศ

1.5.2 ออกแบบและสร้างชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

1.5.3 ออกแบบขั้นตอนการทดลองและทำการทดสอบ

1.5.4 สรุปและวิเคราะห์ผลการทดสอบ

1.5.5 ทำรายงานโครงงาน

1.6 สถานที่ปฏิบัติงาน

อาคารวิศวกรรมเครื่องกล – อุตสาหการ มหาวิทยาลัยนเรศวร

1.7 อุปกรณ์ที่ใช้

1. รำกระดาษ
2. ปั้มน้ำ
3. ท่อจ่ายน้ำ
4. ถาดเก็บน้ำ
5. สังกะสี

1.8 งบประมาณ

1. เครื่องสูบน้ำ	480 บาท
2. ท่อส่งน้ำ	100 บาท
3. ถาดเก็บน้ำ	600 บาท
4. สังกะสี	450 บาท
5. ค่าเอกสาร	300 บาท
6. อื่น ๆ	100 บาท

รวมเป็นเงินทั้งสิ้น 2,030.0 บาท

บทที่ 2

หลักการและทฤษฎี

ในปัจจุบันนี้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าประเภทหนึ่งที่มีการใช้ตามบ้านพัก สำนักงาน โรงพยาบาล โรงแรม หรือห้างสรรพสินค้าอย่างแพร่หลาย ทั้งนี้เนื่องจากประเทศไทยมีสภาวะอุณหภูมิสูง ทำให้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนมีความจำเป็นมากขึ้นรวมทั้งระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนนั้นมีราคาลงทุนเบื้องต้นต่ำ ง่ายต่อการติดตั้งและบำรุงรักษาและไม่จำเป็นต้องใช้ช่างผู้ชำนาญการในการติดตั้งหรือซ่อมแซมระบบปรับอากาศ ดังนั้นในโครงงานนี้เป็นการศึกษาวิธีการและสร้างชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน ทดสอบเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะและการใช้พลังงานไฟฟ้าระหว่าง เครื่องปรับอากาศปกติและเมื่อติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนก่อนเข้าคอยล์ร้อน(Condenser) ชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนจะทำให้ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนมีประสิทธิภาพการทำงานที่ดีขึ้นที่สภาวะอากาศภายนอกต่างๆ โดยพิจารณาศึกษาการระบายความร้อนของสารทำความเย็นในคอยล์ร้อน(Condenser) ด้วยหลักการระเหยของน้ำแทนอากาศ คือเมื่ออากาศถูกพัดลมดูดเข้ามาผ่านชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนซึ่งภายในชุดอุปกรณ์นี้จะมีวัสดุแผ่นระบายความร้อนเป็นตัวกลางดูดซับน้ำที่มีน้ำพ่นละอองลงมาจากข้างบน ซึ่งน้ำจะดึงความร้อนจากอากาศมาใช้ในการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอที่ความดันต่ำทำให้อากาศมีอุณหภูมิลดลงและความชื้นสัมพัทธ์สูงขึ้นหลังจากนั้นจะเข้าสู่คอยล์ร้อน(Condenser) ต่อไปยังระบบปรับอากาศ

2.1 ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน(Split type)

ระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนจะประกอบไปด้วยอุปกรณ์หลักๆ 4 ชนิด คือ

1.) เครื่องอัดไอ (Compressor)

2.) คอยล์ร้อน (Condenser)

3.) วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

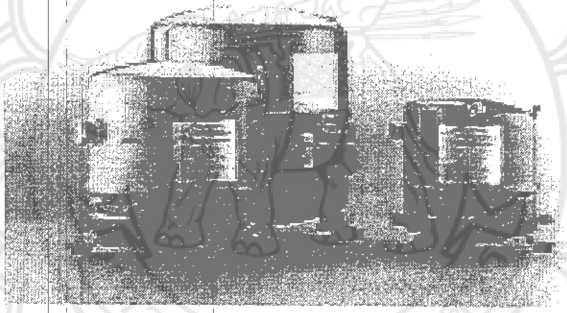
4.) เครื่องทำระเหย (Evaporator)

2.1.1) เครื่องอัดไอ (Compressor)

เครื่องอัดไอ (Compressor) ทำหน้าที่การอัดสารทำความเย็นขนาดที่มีสถานะเป็นไอที่ความดันต่ำ ให้เป็นสารทำความเย็นที่มีสถานะไอที่ความดันและอุณหภูมิสูงซึ่งเครื่องอัดไอ (Compressor) ที่ใช้งานในปัจจุบันมีดังนี้

1.) เครื่องอัดไอแบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor)

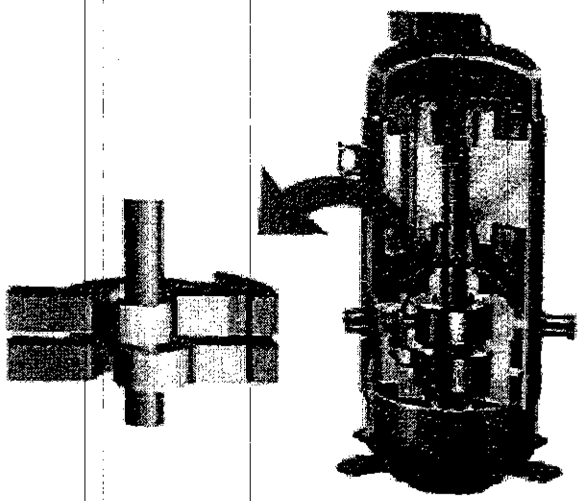
เครื่องอัดไอแบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor) คือ เครื่องอัดไอที่ประกอบด้วยลูกสูบซึ่งลูกสูบจะเคลื่อนที่ไปในแนวเส้นตรงภายในกระบอกสูบ เป็นการดูดหรืออัดอากาศ และมีก้านสูบกับเพลาข้อเหวี่ยงแสดงดังรูปที่ 2.1. ซึ่งเครื่องอัดไอแบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor) มีประสิทธิภาพดีแต่มีข้อเสียคือ เสียงดังและอัตราการใช้ลังงานไฟฟ้าสูง



รูปที่ 2.1 เครื่องอัดไอแบบลูกสูบ (Reciprocating Compressor)

2.) เครื่องอัดไอแบบโรตารี่ (Rotary Compressor)

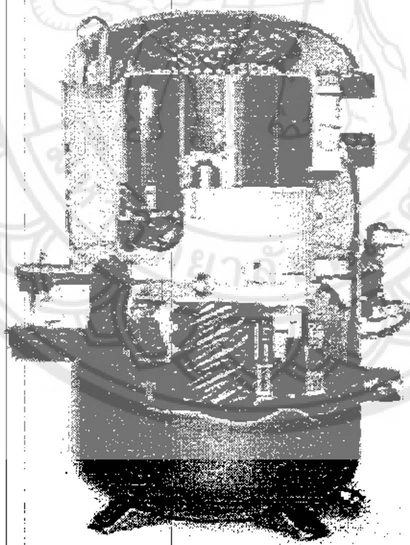
เครื่องอัดไอแบบโรตารี่ (Rotary Compressor) แบ่งออกได้ 2 ชนิด คือ ชนิดใบพัดอยู่กับที่ อาศัยโรเตอร์เป็นส่วนอัดให้ไอน้ำยามีความดันเพิ่มขึ้นโดยอาศัยใบพัดที่อยู่กับที่ช่วยเหลือและชนิดใบพัดหมุนจะอาศัยการหมุนของโรเตอร์เพื่อให้ใบพัดกวาดไอน้ำยาจากช่องทางเข้าเคลื่อนที่ไปยังช่องทางออกและเป็นการเพิ่มความดันให้ไอน้ำยา ดังรูปที่ 2.2 เครื่องอัดไอแบบโรตารี่ (Rotary Compressor) จะมี ประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าน้อย มีเสียงเงียบ ราคาไม่แพงโดยส่วนมากจะใช้กับระบบปรับอากาศขนาด 36,000 BTU/hr



รูปที่ 2.2 เครื่องอัดไอแบบโรตารี่(Rotary Compressor)

3.) เครื่องอัดไอแบบสกรู (Screw Compressor)

เครื่องอัดไอแบบสกรู (Screw Compressor) จะมีประสิทธิภาพปานกลาง แต่อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลงและจะใช้ในเครื่องปรับอากาศตั้งแต่ 18,000 BTU/hr ขึ้นไปดังรูปที่ 2.3



รูปที่ 2.3 เครื่องอัดไอแบบสกรู (Screw Compressor)

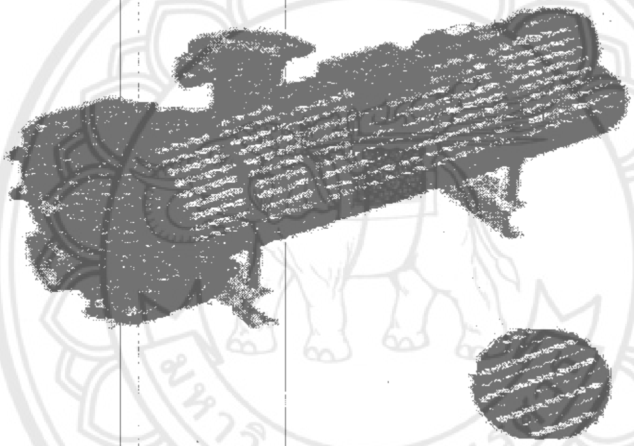
2.1.2) คอยล์ร้อน (Condenser)

คอยล์ร้อน(Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นโดยสารทำความเย็นจะควบแน่นเป็นของเหลวที่ความดันสูง ซึ่งสามารถจำแนกได้ดังนี้

2.1.2.1) คอยล์ร้อนที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-cooled Condenser) แบ่งได้ดังนี้

1.) คอยล์แบบท่อและถัง (Shell and Tube Condenser)

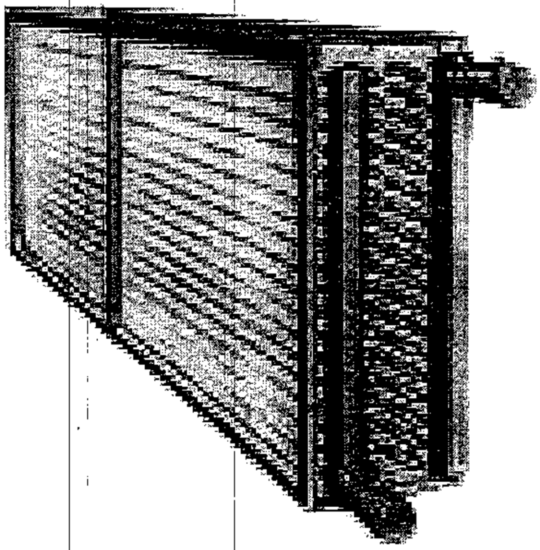
คอยล์แบบท่อและถัง (Shell and Tube Condenser) เป็นคอยล์ร้อน (Condenser) ที่นิยมใช้กันมากเนื่องจากน้ำไหลใน Shell จากปลายข้างหนึ่งของท่อแล้วออกไปอีกข้างหนึ่ง ดังรูปที่ 2.4



รูปที่ 2.4 คอยล์แบบท่อและถัง (Shell and Tube Condenser)

2.) คอยล์ร้อนแบบท่อสองชั้น (Double tube type Condenser)

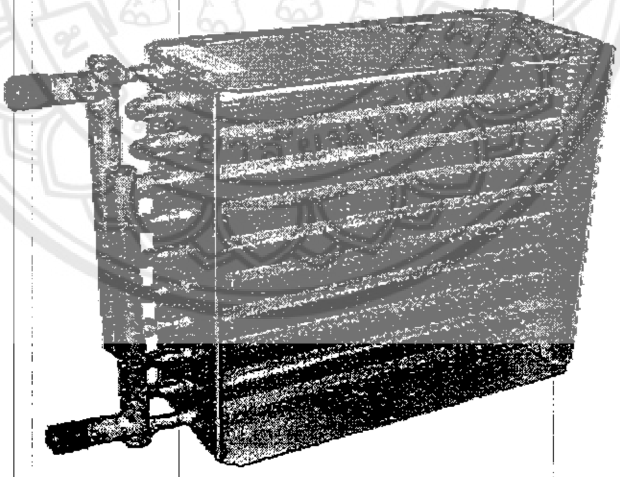
คอยล์ร้อนแบบท่อสองชั้น (Double tube type Condenser) จะประกอบด้วยท่อ2ท่อที่มีขนาดต่างกันนำมาสอดโดยให้มีจุดศูนย์กลางร่วมกันแสดงดังรูปที่ 2.5 ซึ่ง คอยล์ร้อนแบบท่อสองชั้น (Double tube type Condenser) นี้มีข้อเสียที่ต้องออกแบบให้สามารถทำความสะอาดภายในท่อเนื่องจากสิ่งสกปรกหรือตะกรันที่เกาะติดตามท่อ



รูปที่ 2.5 คอยล์ร้อนแบบท่อสองชั้น (Double tube type Condenser)

2.1.2.2) คอยล์ร้อนที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-cooled Condenser)

คอยล์ร้อนชนิดนี้ส่วนมากทำมาจากอลูมิเนียม ทองแดง หรือเหล็กซึ่งเป็นการป้องกันการกัดกร่อน คอยล์ร้อนชนิดนี้จะระบายความร้อนด้วยอากาศแสดงดังรูปที่ 2.6



รูปที่ 2.6 คอยล์ร้อนที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-cooled Condenser)

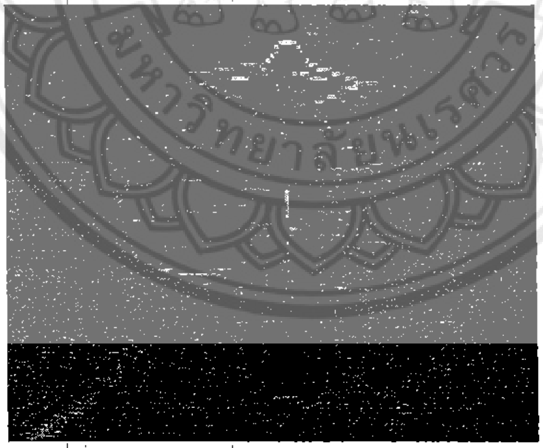
2.1.2.3) คอยล์ร้อนที่ระบายความร้อนด้วยอากาศและน้ำ (Evaporative Condenser) คือ จะระบายความร้อนโดยทำให้น้ำและอากาศมีอุณหภูมิสูงขึ้นแล้วน้ำบางส่วนเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอซึ่งทำให้ระบายความร้อนได้ดีขึ้นแต่การใช้น้ำและอากาศในการระบายความร้อนนี้จะทำให้คอยล์ร้อน (Condenser) เกิดการกัดกร่อนขึ้น ดังนั้นปัจจุบันนี้กำลังศึกษาอยู่และมีการนำมาใช้แล้ว

2.1.3) วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) เป็นอุปกรณ์ที่ควบคุมความแตกต่างของความดันระหว่างด้านความดันสูงและด้านความดันต่ำของระบบให้พอดีกับการระเหยของสารทำความเย็นด้านความดันต่ำใน วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) มีหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นจากสถานะที่มีความดันสูงให้มีความดันต่ำลง วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) สามารถแบ่งได้ดังนี้

1.) วาล์วลดความดันแบบอัตโนมัติ (Automatic Expansion Valve)

วาล์วลดความดันแบบอัตโนมัติ (Automatic Expansion Valve) อาศัยความดันที่แตกต่างของสปริงในการเปิดปิดซึ่งวาล์วชนิดนี้มีข้อเสียคือให้ประสิทธิภาพต่ำเมื่อเทียบกับวาล์วชนิดอื่นๆแสดงดังรูปที่ 2.7

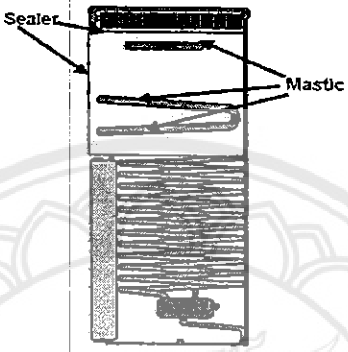


รูปที่ 2.7 วาล์วลดความดันแบบอัตโนมัติ (Automatic Expansion Valve)

มหาวิทยาลัยนเรศวร

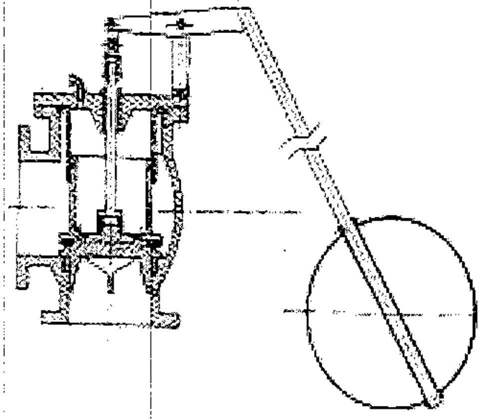
2.) วาล์วลดความดันควบคุมอุณหภูมิ (Thermostatic Expansion Valve)

วาล์วลดความดันควบคุมอุณหภูมิ (Thermostatic Expansion Valve) มีหน้าที่ควบคุมอุณหภูมิให้สารทำความเย็นมีปริมาณคงที่ตลอดเวลาไม่ว่าจะมีความต้องการปริมาณความเย็นเท่าไหร่แสดงดังรูปที่2.8 วาล์วชนิดนี้นิยมใช้กันมากเนื่องจากมีประสิทธิภาพสูงให้ความเย็นสม่ำเสมอ



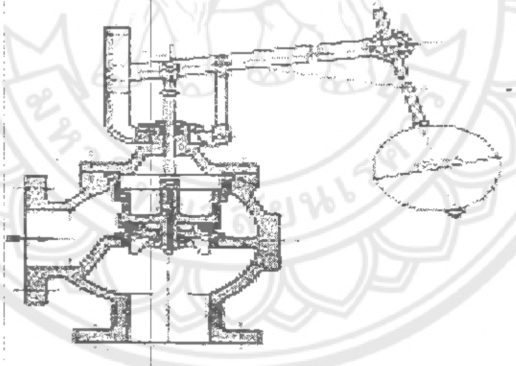
รูปที่2.8 วาล์วลดความดันควบคุมอุณหภูมิ (Thermostatic Expansion Valve)

3.) วาล์วลดความดันแบบใช้ลูกลอยทางด้านความดันต่ำ (Low Pressure Side Float Valve) ทำหน้าที่ควบคุมระดับของสารทำความเย็นเหลวภายในคอยล์เย็น (Condenser) ให้คงที่อยู่เสมอ โดยจะทำให้สารทำความเย็นไหลเข้าสู่คอยล์เย็น (Condenser) ในปริมาณที่กับปริมาณของสารทำความเย็นเหลวที่เปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอและจะปิดเมื่อระดับของสารทำความเย็นในคอยล์เย็น (Condenser) สูงเท่าที่ต้องการดังรูปที่ 2.9



รูปที่ 2.9วาล์วลดความดันแบบใช้ลูกลอยทางด้านความดันต่ำ (Low Pressure **Side Float Valve)**

4. วาล์วลดความดันแบบใช้ลูกลอยด้านความดันสูง (High Pressure Side Float Valve) วาล์วชนิดนี้เหมือนกับวาล์วชนิดวาล์วลดความ**ดันแบบ**ใช้ลูกลอยทางด้านความดันต่ำ (Low Pressure Side Float Valve) เพียงแต่วาล์วชนิดนี้จะรักษาระดับของสารทำความเย็นภายใน**ถังพัก**ด้านความดันสูง แสดงในรูปที่ 2.10

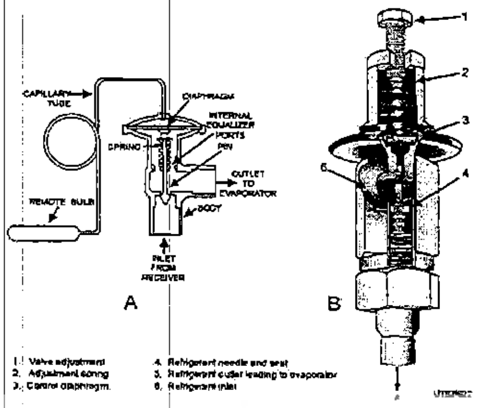


รูปที่8.10วาล์วลดความดันแบบใช้ลูกลอยด้านความดันสูง (High Pressure Side Float Valve)

5.) วาล์วลดความดันแบบไส้ (Capillary Tube Expansion Valve)

วาล์วลดความดันแบบไส้(Capillary Tube Expansion Valve) คือ ท่อลดแรงดันหรือท่อรูเข็มโดยมีหน้าที่ลดแรงดันของสารทำความเย็น (ของเหลว) จากที่ถูกระบายความร้อนแล้วมายังมีอุณหภูมิสูง-แรงดันสูง เมื่อมาเจอท่อรูเข็ม ทำให้ของเหลวนั้น ผ่านได้น้อย ทำให้ของเหลวนั้น มีอุณหภูมิลดลง และแรงดันลดลง สารทำความเย็น (ของเหลว) จะไหลพอดีเหมาะสมกับพื้นที่ของคอยล์เย็นเพื่อที่จะ

มารับความร้อนในห้องได้อีกครั้ง วาล์วลดความดันแบบไส้ (Capillary Tube Expansion Valve) จะติดตั้งระหว่างคอยล์ร้อนกับคอยล์เย็น ดังรูปที่ 2.11



รูปที่ 2.11 วาล์วลดความดันแบบไส้ (Capillary Tube Expansion Valve)

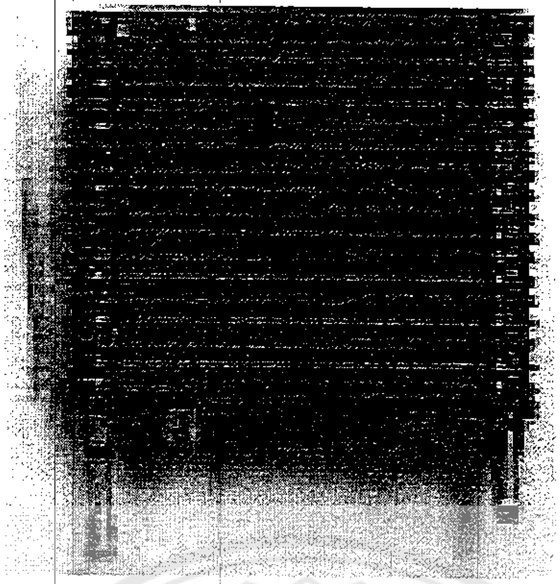
2.1.4) เครื่องทำระเหย (Evaporator)

เครื่องทำระเหย (Evaporator) เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยนำความร้อนที่ได้จากในพื้นที่ทำความเย็นมาถ่ายเทความเย็นให้กับสารทำความเย็น สารทำความเย็นจะได้รับความร้อนและเปลี่ยนสถานะจากของแหลวกลายเป็นไอที่สภาวะความดันต่ำ

เครื่องทำระเหย(Evaporator) สามารถแบ่งได้ดังนี้

1.) เครื่องทำระเหยแบบท่อ (Shell Evaporator)

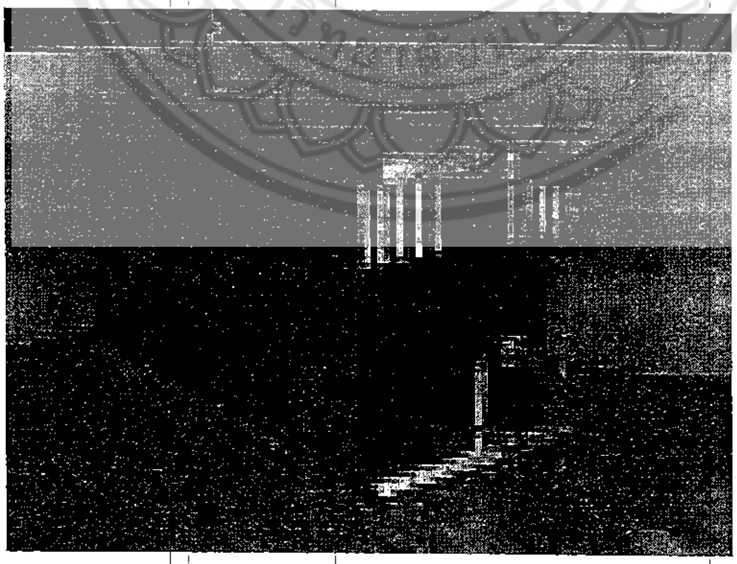
เครื่องทำระเหยแบบท่อ (Shell Evaporator) คือ เครื่องทำความเย็นที่ประกอบด้วยท่อเรียงกันไปมาเป็นแบบชั้นซึ่งมีอยู่ 2 แบบ คือ Flat Zigzag coil และ Oval trombone ซึ่งเครื่องทำระเหยแบบท่อนี้ถ้าสร้างด้วยวัสดุเหล็กจะใช้ในการทำความเย็นขนาดใหญ่และใช้น้ำยาแอมโมเนีย แต่ถ้าสร้างด้วยท่อทองแดงจะใช้ในการทำความเย็นขนาดเล็กและใช้น้ำยา R-134 ดังรูปที่ 2.12



รูปที่ 2.12 เครื่องทำระเหยแบบท่อ (Shell Evaporator)

2.) เครื่องทำระเหยแบบแผ่นเรียบ (Plat Evaporator)

เครื่องทำระเหยแบบแผ่นเรียบ (Plate Evaporator) คือ เครื่องทำความเย็นชนิดเปียกแบบหนึ่งที่มีลักษณะเป็นท่อที่มีแผ่นโลหะเชื่อมอยู่ระหว่างท่อเหล่านี้ การใช้งานจะใช้ใน ตู้เย็น หรือตู้แช่แข็งต่างๆ ดังรูปที่ 2.13



รูปที่2.13 เครื่องทำระเหยแบบแผ่นเรียบ (Plat Evaporator)

2.2 กฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy)

จากนิยามของกฎการอนุรักษ์พลังงาน (Conservation of Energy) พลังงานเป็นคุณสมบัติที่ไม่สูญหายแต่เมื่อเกิดกระบวนการสามารถที่จะเปลี่ยนแปลงพลังงานอยู่ในรูปอื่นได้ ดังนั้นในการพิจารณาการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นในวัฏจักรทำความเย็นจึงต้องอาศัยหลักการอนุรักษ์พลังงาน และพิจารณากระบวนการแบบการไหลคงตัว ดังนี้

2.2.1) สมดุลพลังงานที่เปลี่ยนปลงสำหรับกระบวนการไหลแบบคงตัว

กระบวนการไหลแบบคงตัวสามารถนิยามได้คือ กระบวนการที่เกิดขึ้นในขณะที่มีการทำงานที่มีสภาวะคงที่โดยเงื่อนไขของกระบวนการไหลแบบคงตัวมีดังนี้

- สมบัติทุกอย่างไม่เปลี่ยนแปลงตามเวลา เช่น ปริมาตร มวล และพลังงานรวมในระบบ
- คุณสมบัติที่ขอบเขตของระบบไม่มีการเปลี่ยนแปลงนั้นก็คือสมบัติทางเข้าและทางออกจะไม่เกิดการเปลี่ยนแปลงตลอดกระบวนการ

จากสมการการอนุรักษ์พลังงาน

$$\dot{Q}-\dot{W} = \left[(h_2 - h_1) + (\frac{V_2^{\ 2} - V_1^{\ 2}}{2}) + g(z_2 - z_1) \right] \tag{2.1}$$

สมการในรูปต่อหนึ่งหน่วยมวล kJ/kg

$$\dot{q}-\dot{w} = \dot{m}\left[(h_2 - h_1) + (\frac{V_2^{\ 2} - V_1^{\ 2}}{2}) + g(z_2 - z_1) \right] \tag{2 .2}$$

โดยที่

$\dot{q}$	คือ พลังงานที่นำเข้าสู่ระบบ kJ/kg
$\dot{w}$	คือ พลังงานที่ออกสู่ระบบ kJ/kg
$\dot{m}$	คือ อัตราการไหลเชิงมวล kg/s
v_1, v_2	คือ ความเร็วสภาวะที่ 1 และ 2 m/s
h_1, h_2	คือ เอนทาลปีจำเพาะสภาวะที่ 1 และ 2 kJ/kg
z_1, z_2	คือ ระดับความสูงวัดจากจุดอ้างอิงที่สภาวะที่ 1 และ 2 m
g	คือ แรงโน้มถ่วงของโลก มีค่าประมาณ 9.81 m/s^2

...สมุดคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร

ปร.
ณ332ก
2550

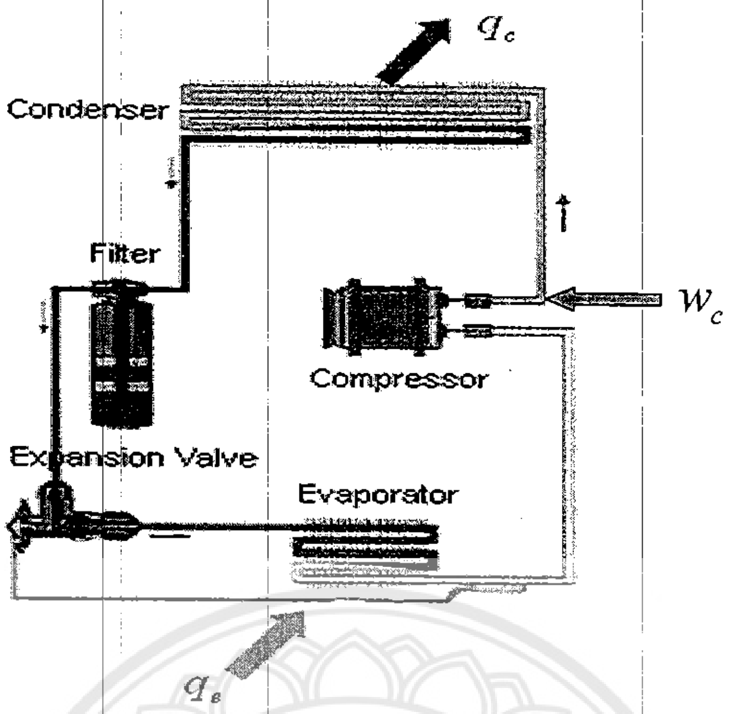
2.3 วัฏจักรทำความเย็นในระบบปรับอากาศ

การวิเคราะห์วัฏจักรทำความเย็นในระบบปรับอากาศจะประกอบด้วย 4 กระบวนการ ซึ่งสามารถอธิบายได้จากกฎการอนุรักษ์พลังงานที่กล่าวในสมการที่ 2.2 ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นปรกอบด้วย เครื่องอัดไอ (Compressor) คอยล์ร้อน (Condenser) เครื่องทำระเหย (Evaporator) และ วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) โดยวงจรการทำความเย็นแบบอัดไอประกอบด้วยกระบวนการพื้นฐาน 4 กระบวนการดังนี้

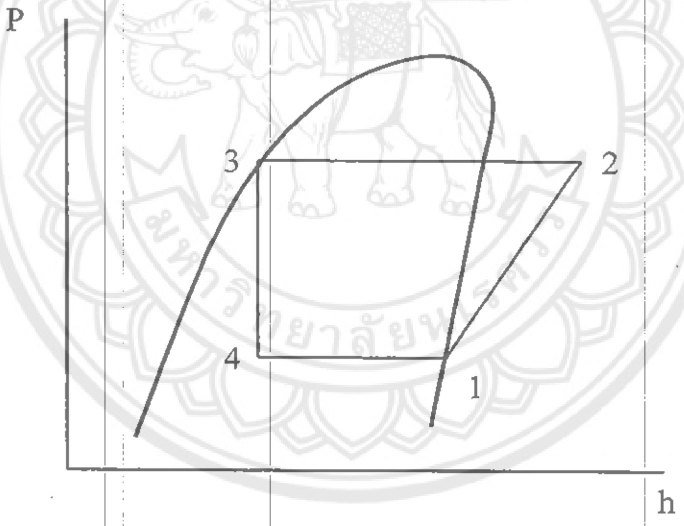
1. กระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิก (Compression Process)
2. กระบวนการถ่ายเทความร้อนสูงภายใต้ความดันคงที่ (Vaporizing Process)
3. กระบวนการทร็อตทลิ่งในวาล์วลดความดัน (Expansion Process)
4. กระบวนการกลั่นตัวภายใต้ความดันคงที่ (Condensing Process)

ซึ่งกระบวนการทั้ง 4 แสดงไว้ในรูปที่ 2.14 และ 2.15

มหาวิทยาลัยนเรศวร



รูปที่ 2.14 แสดงวัฏจักรการทำความเย็น



รูปที่ 2.15 แสดงแผนภาพ $P-h$ Diagram

กระบวนการอัดตัวแบบไอเซนโทรปิก (1-2)

พิจารณาจากรูป 2.14 ส่วนเครื่องอัดไอ (Compressor)

สมมติฐาน : 1.) เป็นกระบวนการที่ไม่เกิดการถ่ายเทความร้อนและย้อนกลับได้

2.) อัตราการไหลเชิงมวลคงที่

3.) ไม่พิจารณางาน พลังงานศักย์ และพลังงานจลน์ ที่เกิดขึ้นระหว่างเกิดกระบวนการ

เมื่อสารทำความเย็นที่เปลี่ยนสถานะเป็นไอขณะแลกเปลี่ยนความร้อนกับอุณหภูมิสูงภายในห้องนั้นจะถูกส่งเข้ามาในส่วนเครื่องอัดไอ (Compressor) ซึ่งจะทำหน้าที่ในการอัดสารทำความเย็นทำให้สารทำความเย็นมีความดันและอุณหภูมิสูงขึ้น จากสมมติฐานที่ตั้งไว้ จะได้สมการสำหรับกระบวนการที่ 1 – 2 คือ

$$w_c = h_2 - h_1 \qquad (2.3)$$

โดยที่

w_c คือ งานเข้าสู่เครื่องอัดไอ(Compressor) , kJ/kg

h_1, h_2 คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าและออกจากคอมเพรสเซอร์ ตามลำดับ kJ/kg

กระบวนการ ถ่ายเทความร้อนสูงภายใต้ความดันคงที่ (2-3)

พิจารณาจากรูป 2.14 คอยล์ร้อน (Condenser)

สมมติฐาน : 1.) เป็นกระบวนการความดันคงที่

2.) อัตราการไหลเชิงมวลคงที่

3.) ไม่พิจารณางาน พลังงานศักย์ และพลังงานจลน์ ที่เกิดขึ้นระหว่างเกิดกระบวนการ

สารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์เข้าสู่คอยล์ร้อน(Condenser) ทำให้สารที่ความดันและอุณหภูมิสูงเกิดการควบแน่นกลายเป็นของผสมระหว่างไอกับของเหลวเกิดการถ่ายเทความร้อนออกในส่วนนี้ด้วย จากสมมติฐานที่ตั้งไว้ จะได้ สมการสำหรับกระบวนการที่ 2 – 3 คือ

$$q_c = h_2 - h_3 \qquad (2.4)$$

โดยที่

q_c คือ พลังงานความร้อนที่ออกจากคอยล์ร้อน (Condenser) ,kJ/ kg

h_2, h_3 คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำงานที่เข้าและออกจากคอนเดนเซอร์ตามลำดับ, kJ/kg

กระบวนการ ทรอตลิ่งในวาล์วลดความดัน (3-4)

พิจารณาจากรูป 2.15 ส่วนวาล์วลดความดัน (Expansion Valve)

สมมติฐาน : 1.) ไม่มีการถ่ายเทความร้อน และเอนทาลปีคงที่

2.) อัตราการไหลเชิงมวลคงที่

3.) ไม่พิจารณางาน พลังงานศักย์ และพลังงานจลน์ ที่เกิดขึ้นระหว่างเกิดกระบวนการ

สารทำความเย็นที่ควบแน่นเข้าสู่วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) จะทำให้สารทำความเย็นเกิดการขยายตัวโดยไม่เกิดการถ่ายเทความร้อน (เอนทาลปีคงที่) ทำให้ความดันลดต่ำลงก่อนที่จะเข้าสู่แฟนคอยล์ (Fan coil) ต่อไป

จากสมมติฐานที่ตั้งไว้ จะได้ สมการสำหรับกระบวนการที่ 3 – 4 คือ

$$h_3 = h_4 \qquad (2.5)$$

โดยที่ h_4 คือ เอนทาลปีจำเพาะของสารทำงานที่ออกจากวาล์วลดความดัน, kJ/ kg

กระบวนการกลั่นตัวภายใต้ความดันคงที่ (4-1)

พิจารณาจากรูป 2.15 ส่วนคอยล์เย็น (Evaporator)

สมมติฐาน : 1.) เป็นกระบวนการความดันคงที่

2.) อัตราการไหลเชิงมวลคงที่

3.) ไม่พิจารณางาน พลังงานศักย์ และพลังงานจลน์ ที่เกิดขึ้นระหว่างเกิดกระบวนการ

สารทำความเย็นที่เกิดการขยายตัวที่วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) สารทำความเย็นบางส่วนจะดูดความร้อนจากของเหลวส่วนที่เหลือ ในส่วนนี้ของผสมระหว่างไอกับของเหลวบางส่วนที่เกิดจากการควบแน่นที่กระบวนการ 2 – 3 จะไหลเข้าสู่เครื่องระเหย (Evaporator) และดูดความร้อนในส่วนบริเวณที่ความดันคงที่ (กระบวนการ 1-2) และกลายเป็นไอหมด แล้วเริ่มวัฏจักรใหม่อีกครั้ง จากสมมติฐานที่ตั้งไว้ จะได้ สมการสำหรับกระบวนการที่ 4 -1 คือ

$$q_e = h_1 - h_4 \qquad (2.6)$$

โดยที่

q_e คือ พลังงานความร้อนที่ออกจากเครื่องระเหย (Evaporator) kJ/kg

วัฏจักรทำความเย็นที่เกิดขึ้น สามารถวัดค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบประอากาศ COP (Coefficient of Performance) สามารถแสดงได้จาก อัตราส่วนของพลังงานความร้อนที่ออกจากเครื่องระเหย q_e กับพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับเครื่องอัดไอ

$$COP = \frac{q_e}{w_c} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \tag{2.7}$$

สมการที่ 2.7 สามารถวัดค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแต่ละรุ่นได้

สำหรับอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เป็นค่าที่ใช้แสดงค่าประสิทธิภาพในการทำงาน ยกตัวอย่างเช่น เครื่องปรับอากาศ เบอร์ 5 หมายความว่า เป็นเครื่องปรับอากาศที่มีค่า (EER) มากกว่า 10.6 ถ้าเทียบกับเครื่องปรับอากาศแบบเก่าที่ยังมีค่า (EER) ถึงค่านี้ คือ ที่สภาวะการทำงานเดียวกัน

$$EER = \frac{Q_e}{W_{input,Total}} \times 3412 \tag{2.8}$$

โดยที่

EER คือ อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน BTU/hr

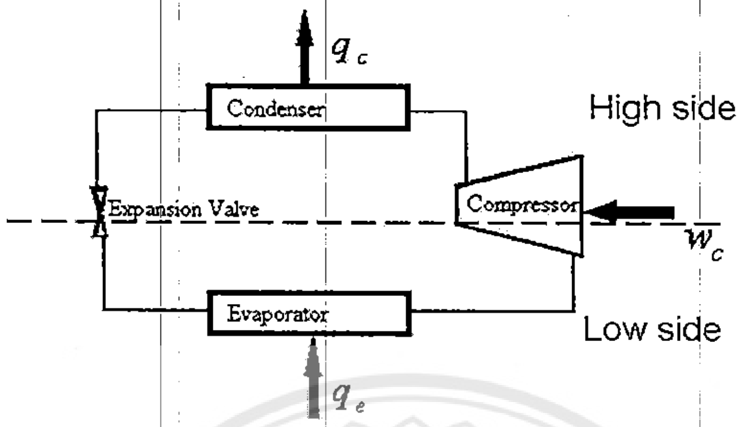
Q_e คือ พลังงานความร้อนที่ส่วนเครื่องระเหย (Evaporator) kW

$W_{watttotal}$ คือ อัตราการใช้ไฟฟ้าสุทธิทั้งหมด (Watt hr)

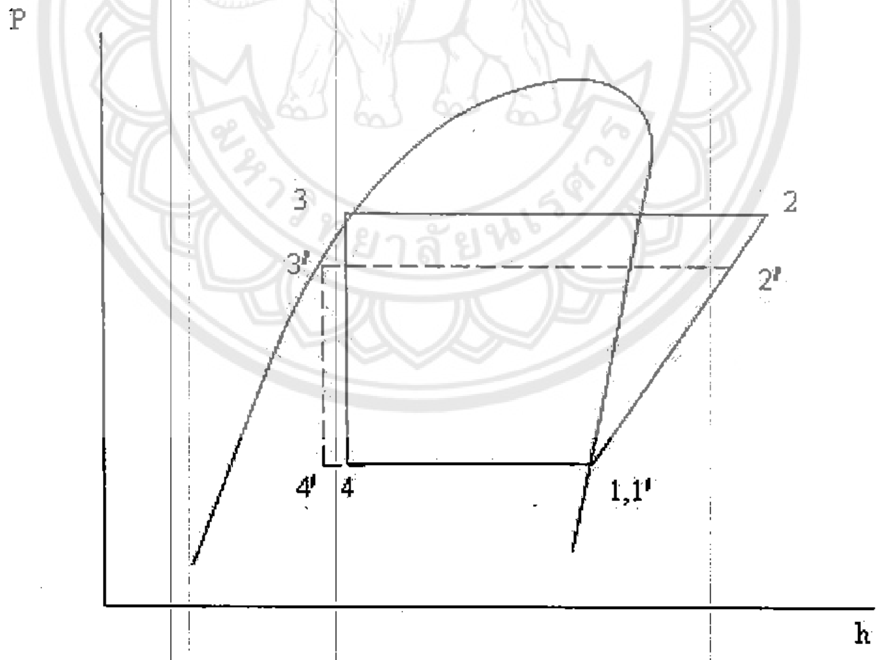
$1kW = 3412\frac{BTU}{hr}$

2.4 การปรับปรุงประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ (Improve Efficiency of Air conditioning)

ในการปรับปรุงประสิทธิภาพระบบปรับอากาศนั้นพิจารณาจาก ด้านความดันสูง (High side Pressure) ซึ่งเป็นส่วนที่สารทำความเย็นออกจากเครื่องอัดไอถึงทางเข้าส่วนของวาล์วลดความดัน ในส่วนนี้ถ้าสามารถจะลดความดันในด้านนี้ลงได้แล้ว ผลที่ได้คือการทำงานของเครื่องอัดไอจะน้อยลงสามารถที่จะอธิบายได้จาก P – H diagram



รูปที่ 2.16 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นแบบด้านความดันสูง-ต่ำ



รูป 2.17 P – h diagram วัฏจักรทำความเย็น

กระบวนการ 1 -2 -3- 4 คือ วัฏจักรทำความเย็นแบบเดิม

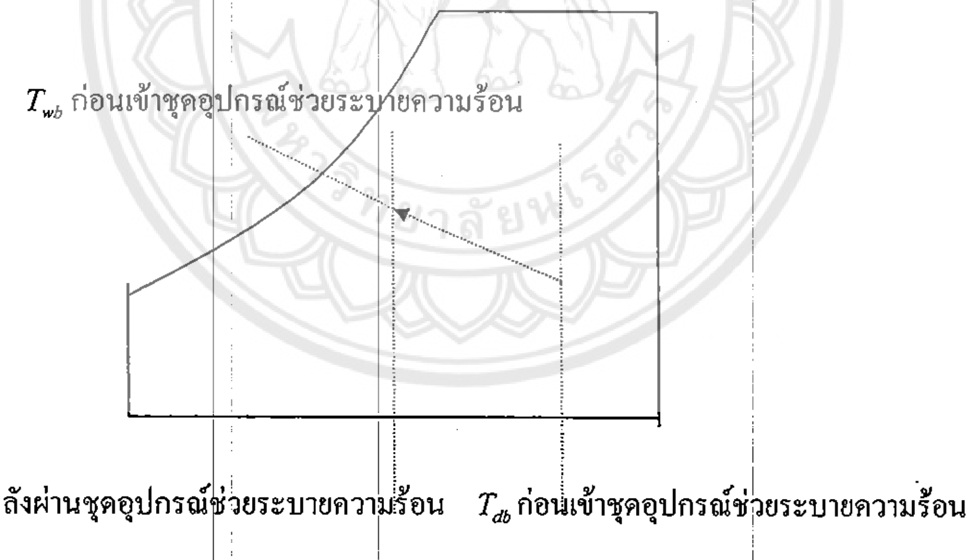
กระบวนการ $1'$-$2'$-$3'$-$4'$ คือ วัฏจักรทำความเย็นเมื่อทำการปรับปรุง

รูปที่ 2.17 แสดง P – h ไดอะแกรม การลดอุณหภูมิที่ส่วนของคอยล์ร้อน จากการศึกษาข้อมูลพลังงานโดยรวมที่ใช้ภายในระบบปรับอากาศ ส่วนใหญ่แล้วให้พลังงานกับเครื่องอัดไอ (Compressor) ดังนั้นเมื่อทำการปรับปรุงประสิทธิภาพแล้ว ในส่วนด้านความดันสูง (High side) จะลดต่ำลง เป็นผลให้พลังงานที่เครื่องอัดไอทำงานลดลง รวมทั้งพลังงานรวมที่ต้องให้กับระบบน้อยลงเช่นกันคือสามารถที่จะประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้มากกว่าเดิมเมื่อทำการปรับปรุงประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ

2.5 หลักการของชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

ระบบการทำงานของชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน โดยที่ระบบนี้จะลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อน (Condenser Unit) โดยอาศัยการระเหยของน้ำเมื่ออากาศถูกพัดลมดูดมาผ่านวัสดุที่ดูดซับน้ำ น้ำจะดึงความร้อนจากอากาศมาใช้ในการเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายมาเป็นไอทำให้อุณหภูมิลดลง ความชื้นสัมพัทธ์สูงขึ้น ดังรูป 2.18

กระบานการทำให้อากาศเย็นด้วยการระเหยนี้ทำให้ความร้อนแฝงของอากาศเพิ่มขึ้นความร้อนลดลงโดยไม่มีแหล่งความร้อนภายนอกเข้ามาเกี่ยวข้องและใช้น้ำพ่นเป็นละอองให้กับแผ่นระบายความร้อนอย่างต่อเนื่องซึ่งน้ำบางส่วนจะระเหยทำให้อากาศมีความชื้นสูงขึ้นแต่อุณหภูมิลดต่ำลงซึ่งน้ำที่ไม่ระเหยจะซึมลงไปยังถาดเก็บน้ำแล้วเครื่องสูบน้ำจะดูดไปพ่นเป็นละอองให้ตกลงมาผ่านวัสดุผ้ามุ้งวนเวียนเช่นนี้เรื่อยไป



รูปที่ 2.18 หลักการทำงานชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

เมื่อทำการสมดุลมวลก่อนเข้าและหลังออกจาอุปกรณ์ช่วยลดอุณหภูมิทำระเหยจะได้ดังสมาการ

$$\dot{m}_{a1} + \dot{m}_{w1} = \dot{m}_{a2} + \dot{m}_{w2} \quad (2.8)$$

โดยที่

$\dot{m}_{a1}$ คือ อัตราการไหลของอากาศก่อนเข้าชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน kg/s

$\dot{m}_{w1}$ คือ อัตราการระเหยของน้ำก่อนเข้าชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน kg/s

$\dot{m}_{a2}$ คือ อัตราการไหลของอากาศหลังผ่านเข้าชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน kg/s

$\dot{m}_{w2}$ คือ อัตราการระเหยของน้ำหลังผ่านเข้าชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน kg/s

สมดุลพลังงาน

$$Q_{in} = Q_{out} \tag{2.9}$$

$$\dot{m}_{a1} h_{a1} + \dot{m}_{w1} h_{w1} = \dot{m}_{a2} h_{a2} + \dot{m}_{w2} h_{w2} \tag{2.10}$$

โดยที่

h_{a1} คือ เอนทาลปีจำเพาะของอากาศก่อนเข้าชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน kJ / kg

h_{w1} คือ เอนทาลปีจำเพาะของน้ำก่อนเข้าชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน kJ / kg

h_{a2} คือ เอนทาลปีจำเพาะของอากาศหลังผ่านชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน kJ / kg

h_{w2} คือ เอนทาลปีจำเพาะของน้ำหลังผ่านชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน kJ / kg

โดยที่อัตราการไหลโดยมวลของอากาศหาได้จากสมการดังนี้

$$\dot{m}_a = \rho_{air} \times v \times A \tag{2.11}$$

โดยที่

ρ_{air} คือ ความหนาแน่นของอากาศ kg/ m^3

A คือ พื้นที่หน้าตัดที่อากาศไหลผ่าน m^2

v คือ ความเร็วของอากาศไหลผ่าน m/s

2.6 การวิเคราะห์ผลตอบแทนการลงทุน

ในทางเศรษฐศาสตร์เมื่อมีการวางแผนในการลงทุนเพื่อหวังถึงผลกำไรที่จะได้จากการลงทุนนั้น ต้องมีการตรวจสอบว่าสิ่งที่ต้องลงทุนนั้นมีความเหมาะสมหรือไม่ ซึ่งสามารถพิจารณาจากค่าผลตอบแทน(กำไร) เป็นตัวชี้วัด กับระยะเวลาคืนทุนเป็นเกณฑ์ ดังนั้นในโครงงานนี้จึงทำการวิเคราะห์ถึงหลักทางเศรษฐศาสตร์ เพื่อแสดงถึงความคุ้มค่าในการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ของอากาศภายนอกห้องปรับอากาศก่อนเข้าสู่คอยล์ร้อน (Condenser)

2.6.1 ระยะเวลาคืนทุน (Payback Period)

ระยะเวลาผลตอบแทนสุทธิสะสมจากการดำเนินงานมีค่าเท่ากับ เงินลงทุน ผลที่ได้รับจากการประเมินการลงทุน โดยวิธีนี้คือ จะทำให้ทราบว่าจะได้รับเงินคืนทุนช้าหรือเร็วเท่าใด ถ้าคืนทุนได้เร็วเท่าใดโอกาสที่เสี่ยงต่อการขาดทุนก็มีน้อยลง และสามารถนำเงินทุนที่คืนทุนไปลงทุนกิจการอื่นได้ วิธีหาระยะเวลาคืนทุน สามารถหาได้จาก

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{\text{เงินลงทุน}}{\text{กระแสเงินสุทธิต่อปี}} \qquad (2.12)$$

โดยที่

กระแสเงินสุทธิต่อปี คือ ค่าไฟฟ้าที่ลดต่อปี

2.6.2 การคำนวณค่าใช้ไฟฟ้า

ในโครงงานนี้จะทำการเปรียบเทียบค่าไฟฟ้าที่ได้จากอุปกรณ์ที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ลดอุณหภูมิกับเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งอยู่เดิมแล้ว สมการที่ใช้สำหรับคำนวณค่าใช้จ่ายไฟฟ้าคือ

$$\text{จำนวนเงินที่จ่ายค่าไฟฟ้า (บาท/ชม.)} = \frac{P}{t} \times (\psi) \qquad (2.13)$$

โดยที่

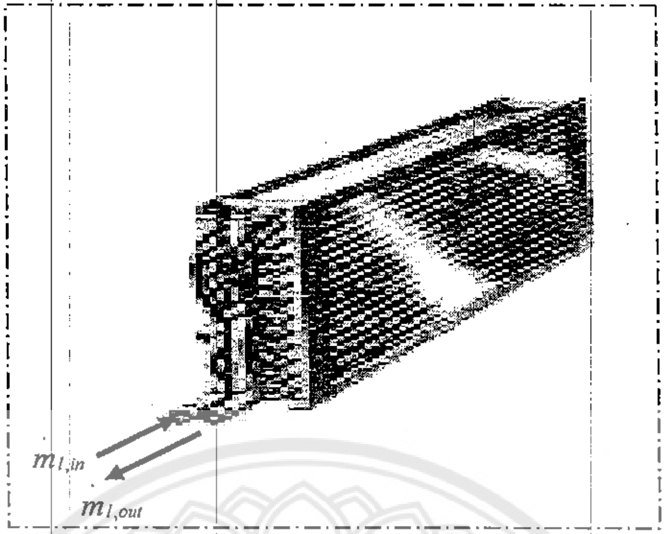
P คือ กำลังไฟฟ้าหน่วย (kW)

t คือ เวลา (hr)

ψ คือ ค่าคงที่อัตราค่าไฟฟ้าต่อหนึ่งหน่วย(kW)

2.7 การพิจารณาแต่ละส่วนของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน

2.7.1 พิจารณาที่ส่วนของคอยล์เย็น



รูปที่ 2.19 คอยล์เย็น

การพิจารณาที่สารทำความเย็นในระบบปรับอากาศ เมื่อสารทำความเย็นที่บรรจุอยู่ภายในคอยล์เย็นได้รับความร้อนจากภายในห้องปรับอากาศจนเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ฉะนั้น ความร้อนที่สารทำความเย็นได้รับ ย่อมเท่ากับความร้อนภายในห้องปรับอากาศที่สูญเสียไป สมการของสารทำความเย็นในระบบ คือ

$$Q_e = \dot{m}_R (h_1 - h_4) \qquad (2.14)$$

โดยที่

Q_e คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนสารทำความเย็นส่วนคอยล์เย็น

$\dot{m}_R$ คือ อัตราการไหลของสารทำความเย็น

และสมการการถ่ายเทความร้อนที่อากาศภายในห้องถ่ายเทไปยังสารทำความเย็นคือ

$$Q_{a,loss} = \dot{m}_a \, c_{p,air} \Delta T \qquad (2.14 ก.)$$

หรือ

$$Q_{a,loss} = \dot{m}_a \, \Delta h \qquad (2.14 ข.)$$

โดยที่

$Q_{a,loss}$ คือ ค่าความร้อนของอากาศภายในห้องสูญเสียให้กับสารทำความเย็น

$\dot{m}_a$ คือ อัตราการไหลของอากาศที่เกิดการถ่ายเทในระบบ

จาก Dry air mass balance

$$\sum \dot{m}_a = \dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_4} \quad (2.15)$$

จะได้

$$Q_{a,loss} = \dot{m}_a(h_1 - h_4) \quad \text{kW} \quad (2.15\ ก)$$

เมื่อ พิจารณาหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นจะได้ดังนี้

จาก $Q_e = Q_{a,loss}$

$$\dot{m}_l(h_1 - h_4) = \dot{m}_a c_p(T_1 - T_4)$$

$$\dot{m}_R = \frac{\dot{m}_a c_p(T_1 - T_4)}{(h_1 - h_4)} \quad (2.15\ ข)$$

สมมติฐาน: กำหนดให้อัตราการไหลของสารทำความเย็น ($\dot{m}_l$) มีค่าคงที่

Consider condensate from Evaporator

เมื่อส่วนทำความเย็นภายในระบบปรับอากาศมีความยาวมากพอ จะทำให้อากาศที่ถ่ายเทภายในระบบถึงจุดอิ่มตัว (Dew point) จึงทำให้เกิดการควบแน่นของไอน้ำ กลายเป็นหยดน้ำ ซึ่งสังเกตได้จากท่อน้ำที่ต่อออกมาจากภายนอกห้องปรับอากาศ

Conservation of Energy

$$\dot{Q} + \dot{m}(h + \frac{V^2}{2} + gz)_i = \dot{W} + \dot{m}(h + \frac{V^2}{2} + gz) \quad (2.16)$$

Dry air mass balance

$$\sum \dot{m}_a = \dot{m}_{a_1} = \dot{m}_{a_4} \quad (2.16\ ก)$$

Water mass balance

$$\dot{m}_a \omega_4 = \dot{m}_a \omega_1 + \dot{m}_w \quad (2.16\ ข)$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_4 - \omega_1) \quad (2.16\ ค)$$

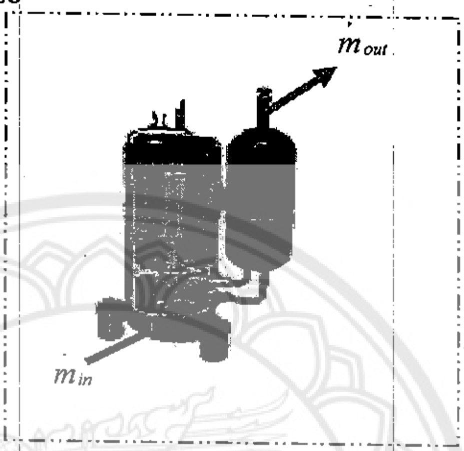
สมมติฐาน:

1. ความดันและปริมาตรไม่เปลี่ยนแปลง $w \approx 0$
2. ไม่พิจารณาผลต่างของ $\Delta KE, \Delta PE$

แทนค่าลงในสมการ Conservation of Energy จะได้

$$\dot{Q} = \dot{m}_a[h_1 + \omega_4 h_1 - \omega_1 h_1 - h_4] \quad \text{kW} \qquad (2.17)$$

2.7.2 พิจารณาที่ส่วนเครื่องอัดไอ



รูปที่ 2.20 เครื่องอัดไอ

อาศัยความสัมพันธ์ของ P – h diagram วัดค่าอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นที่สภาวะเข้าและออกในส่วนของเครื่องอัดไอ เพื่อประมาณค่าหาเอนทาลปีที่สภาวะต่างๆ เมื่อพิจารณาที่สารทำความเย็นในระบบปรับอากาศคือ

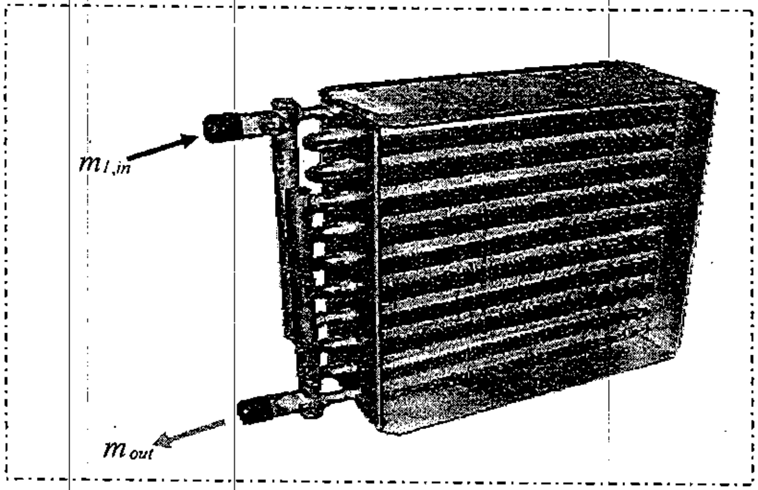
$$\Delta Q = \Delta W$$

$$W_c = \dot{m}_R(h_2 - h_1) \qquad (2.18)$$

โดยที่

W_c คือ งานที่เกิดการถ่ายเทในส่วนของ เครื่องอัดไอ

2.7.3 พิจารณาที่ส่วนคอยล์ร้อน



รูปที่ 2.21 คอยล์ร้อน

พิจารณาที่สารทำความเย็นในระบบปรับอากาศอาศัยความสัมพันธ์ของ P – h diagram วัดค่าอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นที่สภาวะเข้าและออกในส่วนของคอยล์ร้อน เพื่อประมาณค่าหาเอนทาลปีที่สภาวะต่างๆ

สมการ $Q_c = m_R \ (h_2 - h_3)$ (2.19)

โดยที่

Q_c คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนสารทำความเย็นส่วนคอยล์ร้อน

และ พิจารณาด้านการถ่ายเทความร้อนในอากาศ จาก

Dry air mass balance

$$\sum m_a = m_2 = m_{a_3} \qquad (2.19 \text{ ก.})$$

Conservation of Energy

$$Q + m_a(h_i + \frac{v_1^2}{2} + gz)_i = W + m_a + (h_o + \frac{v_1^2}{2} + gz)_o \qquad (2.19 \text{ ข.})$$

สมมติฐาน:

1. ไม่มีงานเกิดขึ้นภายในระบบ ($\Delta w \approx 0$)
2. $\Delta ke, \Delta Pe$ น้อยมาก

จะได้

$$Q_{c,air} = \dot{m}_a(h_{2,a} - h_{3,a}) \qquad (2.20)$$

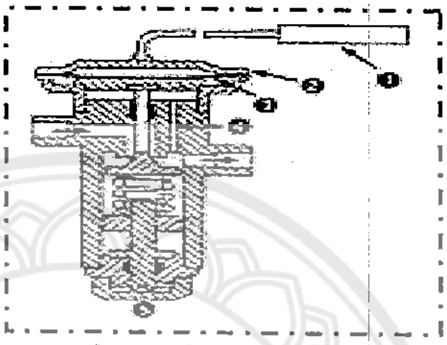
โดยที่

$Q_{c,air}$ คือ ค่าการถ่ายเทความร้อนของอากาศส่วนของ คอยล์ร้อน

$h_{2,a}$ คือ เอนทาลปีของอากาศขาเข้าส่วน คอยล์ร้อน

$h_{3,a}$ คือ เอนทาลปีของอากาศขาออกส่วน คอยล์ร้อน

2.7.4 พิจารณาที่ส่วน วาล์วลดความดัน

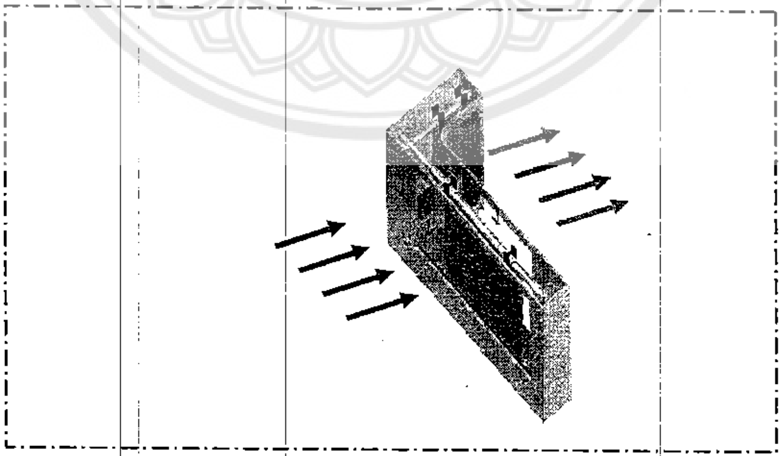


รูปที่ 2.22 วาล์วลดความดัน

อาศัยความสัมพันธ์ของ P – h diagram และวัดค่าอุณหภูมิด้วยการติดตั้ง Thermometer และความดันด้วย Pressure gageที่สภาวะนั้น ๆ เพื่อกำหนดหาค่าของ เอนทาลปีที่สภาวะต่าง ๆ

สมการ $h_3 = h_4$ (2.21)

2.7.5 ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน



รูปที่ 2.23 ชุดช่วยระบายความร้อน

การพิจารณาชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนดังนี้

2.7.5.1 การถ่ายเทความร้อนด้วยอากาศ

Dry air mass balance:

$$\sum \dot{m}_{a,i} = \sum \dot{m}_{a,o} \quad (2.22)$$

Total heat transfer:

$$\dot{Q} = \dot{m}_a c_p (T_o - T_i) \quad (2.22\text{ ก})$$

2.7.5.2 การถ่ายเทความร้อนด้วยน้ำ

Water mass balance:

$$\dot{m}_a \omega_i = \dot{m}_a \omega_o + \dot{m}_w \quad (2.22\text{ ข})$$

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a (\omega_i - \omega_o) \quad (2.22\text{ ค})$$

Conservation of Energy

$$\dot{Q} + \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)_i = \dot{W} + \dot{m}\left(h + \frac{V^2}{2} + gz\right)_o \quad (2.22\text{ ง})$$

สมมติฐาน:

1. ความดันและปริมาตรไม่เปลี่ยนแปลง $w \approx 0$
2. ไม่พิจารณาผลต่างของ $\Delta KE, \Delta PE$

แทนค่าลงในสมการ Conservation of Energy จะได้

$$\dot{Q} = \dot{m}_a [h_o + \omega_i h_o - \omega_o h_o - h_i] \quad \text{kW} \quad (2.22\text{ จ})$$

บทที่ 3

การออกแบบและทำการทดลอง

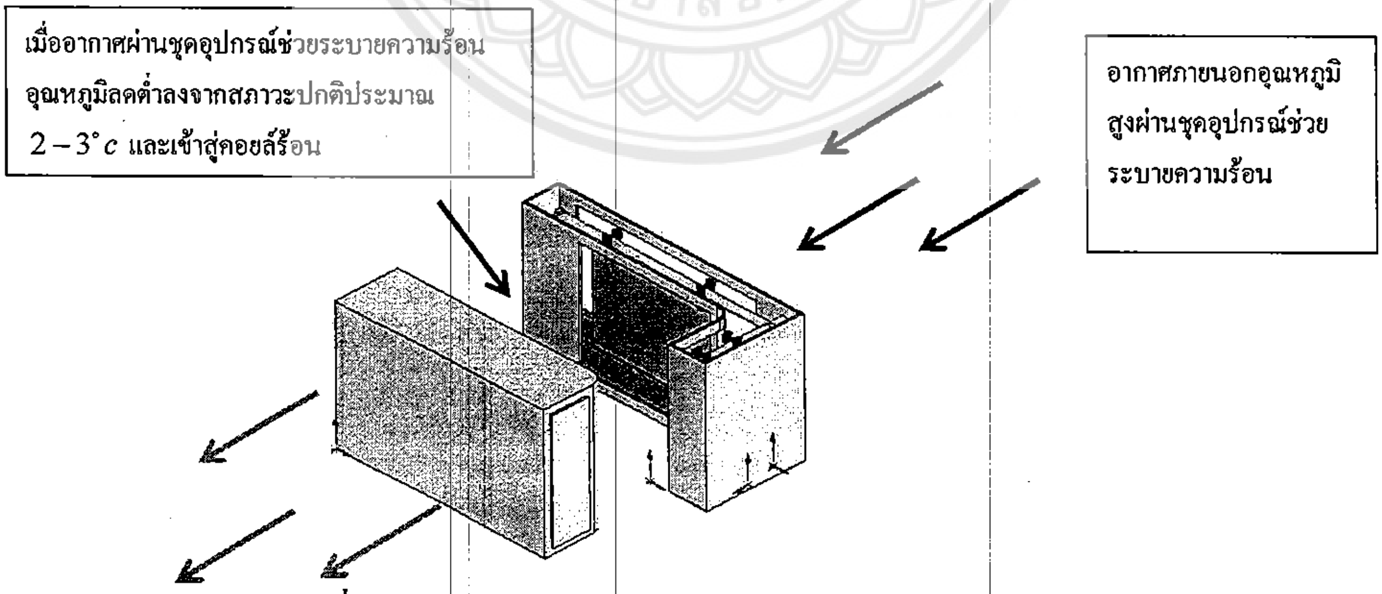
3.1 การติดตั้งระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนกับชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

การติดตั้งระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยชุดของคอยล์ร้อน (Condensing Unit) จะอยู่ด้านนอกห้องสำหรับชุดคอยล์เย็น (Fun coil Unit) จะอยู่ด้านในห้อง ซึ่งการทำโครงงานครั้งนี้จะติดตั้งระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด $18{,}000\frac{BTU}{hr}$ ($5.3kW$) เพื่อทำการทดสอบโดยติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ทางด้านหน้าของคอยล์ร้อน เพื่อทำการทดสอบประสิทธิภาพในการลดอุณหภูมิก่อนเข้าคอยล์ร้อน และวิเคราะห์ถึงความคุ้มทุนของการลงทุนและประสิทธิภาพการทำงานหลังการติดตั้งของระบบ

3.2 การออกแบบและสร้างชุดทดลอง

การออกแบบชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนแบบระเหยด้วยน้ำโดยการลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อน(Condenser) ด้วยการใช้น้ำพ่นละอองลงบนแผ่นระบายความร้อนเพื่อให้อากาศแลกเปลี่ยนความร้อนกับแผ่นระบายความร้อนจึงทำให้อุณหภูมิลดต่ำลงก่อนที่จะเข้าชุดคอยล์ร้อน (Condenser Unit) สามารถแสดงได้ดังรูป 3.1

ขั้นตอนการสร้างชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน เริ่มต้นนำเหล็กฉากขนาด1/4 นิ้วที่มีความยาว 110 เซนติเมตร สูง 90 เซนติเมตรมาเชื่อมเป็นโครงสร้างรูปตัวแอล (L) โดยมีถาดสำหรับใส่น้ำอยู่ด้านล่างแล้วปั๊มน้ำจะ สูบน้ำขึ้นมาตามท่อน้ำแล้วพ่นละอองน้ำลงมาที่แผ่นระบายความร้อน จากนั้นน้ำที่ผ่านแผ่นระบายความร้อนก็จะไหลกลับมาที่ถาดน้ำด้านล่าง แล้วปั๊มก็จะทำหน้าที่ส่งน้ำขึ้นไปพ่นละอองน้ำและเป็นกระบวนการที่เกิดซ้ำแบบนี้ต่อไป



รูปที่ 3.1 ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน กับชุดคอยล์ร้อน (Condensing Unit)

3.3ตำแหน่งการวัดและการติดตั้งอุปกรณ์ทดลอง

ตำแหน่งที่วัดค่าแต่ละจุดของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ทำการทดลองคือ

3.3.1) ตำแหน่งที่ 1 วัดอุณหภูมิและความดันที่ทางออกจาก คอยล์เย็น

3.3.2) ตำแหน่งที่ 1’ วัดอุณหภูมิและความดันที่ทางเข้า เครื่องอัดไอ

3.3.3) ตำแหน่งที่ 2 วัดอุณหภูมิและความดันที่ทางออกจากเครื่องอัดไอ

3.3.4) ตำแหน่งที่ 2’วัดอุณหภูมิและความดันที่ทางเข้าคอยล์ร้อน

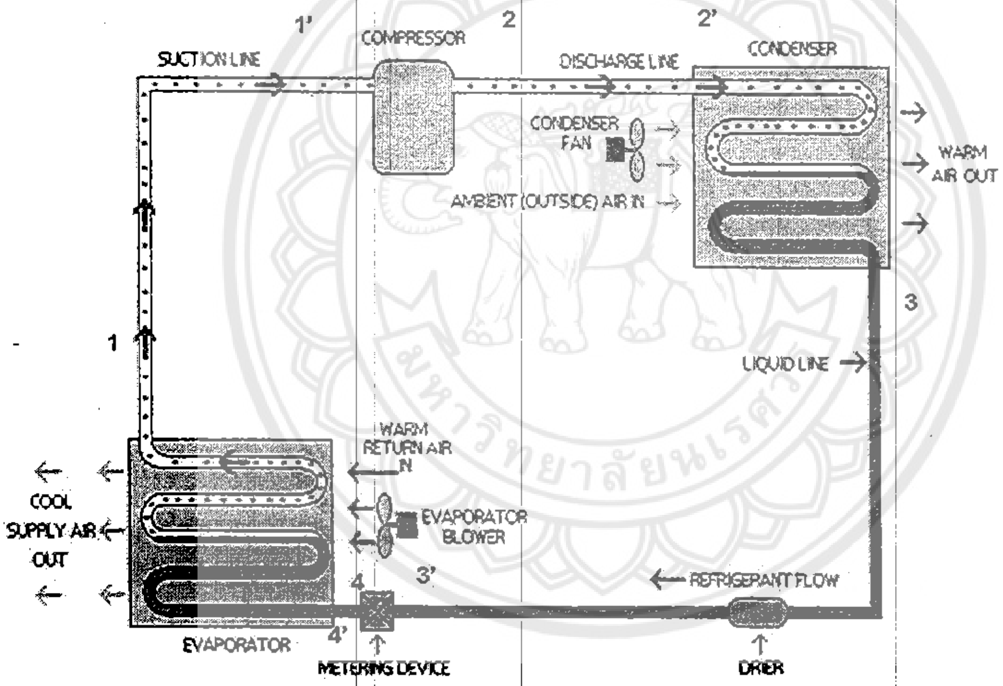
3.3.5) ตำแหน่งที่ 3 วัดอุณหภูมิและความดันที่ทางออกจาก คอยล์ร้อน

3.3.6) ตำแหน่งที่ 3’ วัดอุณหภูมิและความดันที่ทางเข้า วาล์วลดความดัน

3.3.7) ตำแหน่งที่ 4 วัดอุณหภูมิและความดันที่ทางออกจาก วาล์วลดความดัน

3.3.8) ตำแหน่งที่ 4’ วัดอุณหภูมิและความดันที่ทางเข้า คอยล์เย็น

แสดงดังรูปที่ 3.3

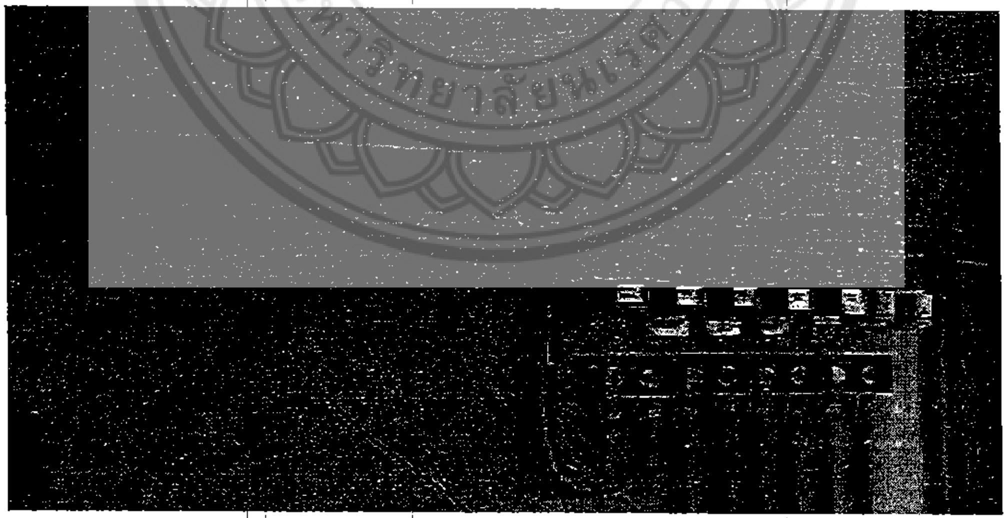


รูปที่ 3.2 ตำแหน่งการวัดความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็น

3.4 ลักษณะการติดตั้งอุปกรณ์การวัด

3.4.1.) การติดตั้งอุปกรณ์การวัดค่าต่างๆจากการทดลองของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยแสดงดังรูปที่ 3.4 สำหรับทางด้านภายในห้องปรับอากาศ (Indoor Unit) จะติดตั้ง Pressure gage ที่ทางออกและทางเข้า คอยล์เย็น และติดตั้ง Kilowatt hour meter สำหรับพัดลมของ คอยล์เย็นรวมทั้งติดตั้ง Thermometer วัดอุณหภูมิอากาศที่ คอยล์เย็น และความชื้นอากาศที่ Supply air และ Return air และติดตั้งThermometer วัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและทางออกจาก คอยล์เย็น แสดงดังรูปที่ 3.5

รูปที่ 3.3 ลักษณะการติดตั้งอุปกรณ์ระบบการทดสอบ



รูปที่ 3.4 ลักษณะการติดตั้งส่วน ภายในห้อง (Indoor Unit)

3.4.2) สำหรับทางด้านภายนอกห้อง (Outdoor Unit) จะติดตั้ง Pressure gage ที่ทางเข้าและออกจากคอยล์ร้อน และที่ทางเข้าและออกจาก วาล์วลดความดัน รวมทั้งติดตั้ง Thermometer ที่ทางเข้าและทางออกของ เครื่องอัดไอ, คอยล์ร้อน, วาล์วลดความดัน และติดตั้ง Kilowatt hour meterที่ คอยล์ร้อน, เครื่องอัดไอ แสดงดังรูปที่ 3.6

รูปที่ 3.5 ลักษณะการติดตั้งส่วนภายนอกห้อง (Outdoor Unit)

3.4.3) การติดตั้ง Kilowatt hour meter คือ

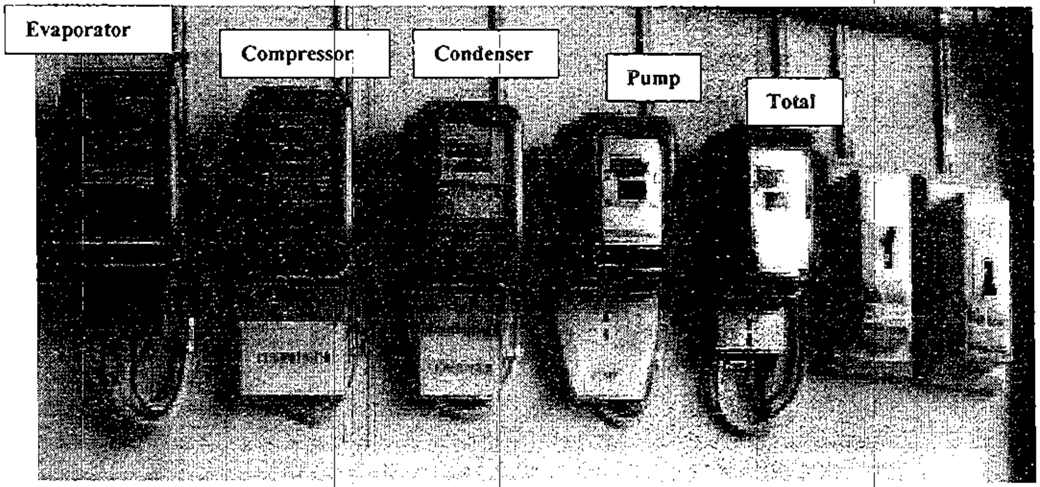
3.4.3.1) ติดตั้งที่คอยล์เย็น เพื่อวัดค่าการใช้ไฟฟ้าของพัดลมกระจายลมเย็น

3.4.3.2) ติดตั้งที่เครื่องอัดไอ เพื่อวัดค่าการใช้ไฟฟ้าของ เครื่องอัดไอ

3.4.3.3) ติดตั้งที่ คอยล์ร้อน เพื่อวัดค่าการใช้ไฟฟ้าของพัดลมระบายความร้อน

3.4.3.4) ติดตั้งที่ ปั๊มน้ำเพื่อวัดค่าการใช้ไฟฟ้าของปั๊มน้ำ

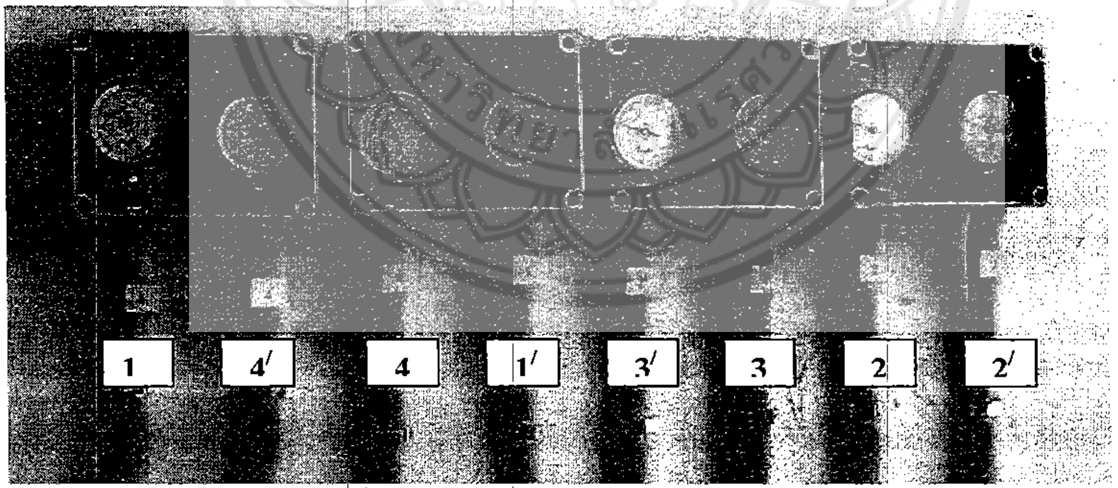
3.4.3.5) ติดตั้ง Kilowatt hour meter Total คือวัดค่าการใช้ไฟฟ้าทั้งระบบของเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทดสอบ ซึ่งแสดงดังรูปที่ 3.7



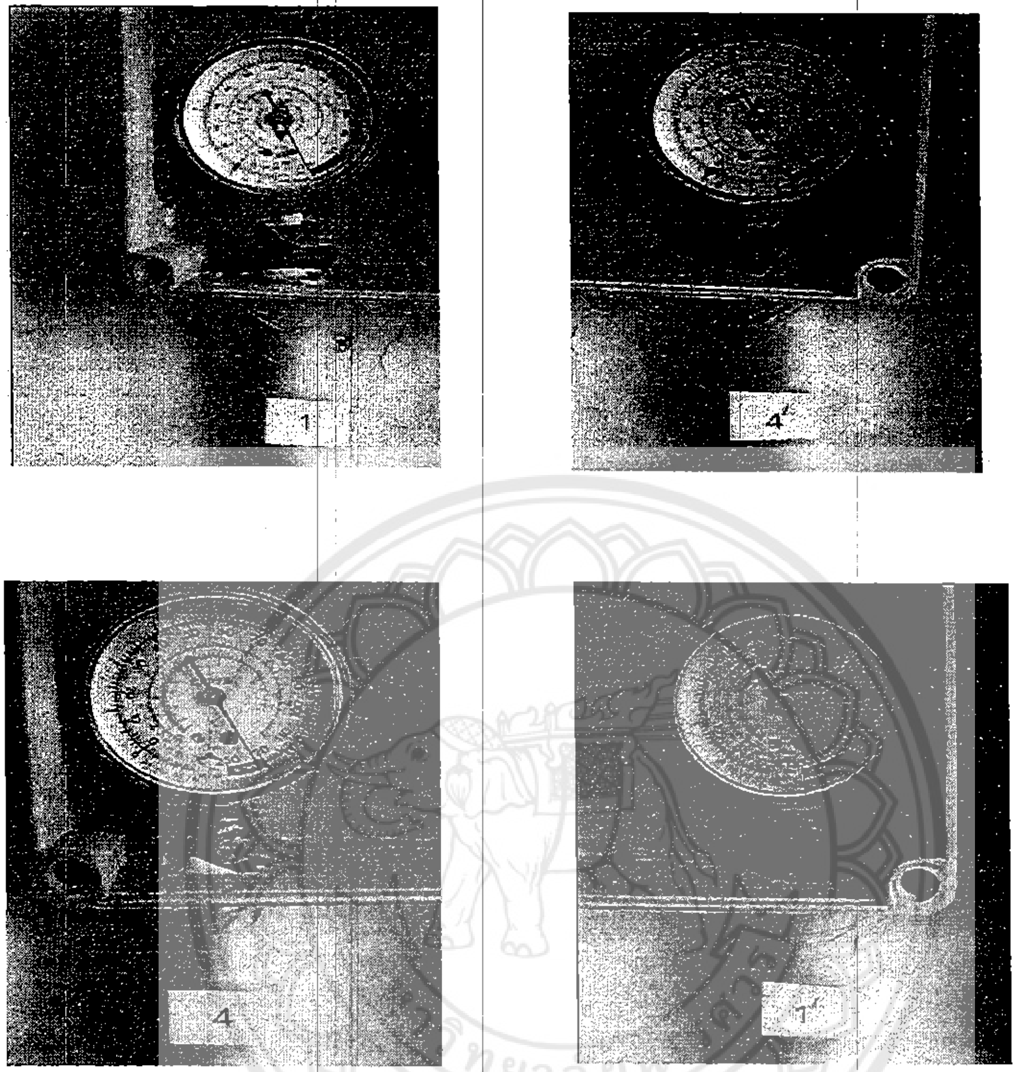
รูปที่ 3.6 ลักษณะการติดตั้ง Kilowatt hour meter

3.4.4) การติดตั้ง Pressure gage วัดความดันสารทำความเย็น

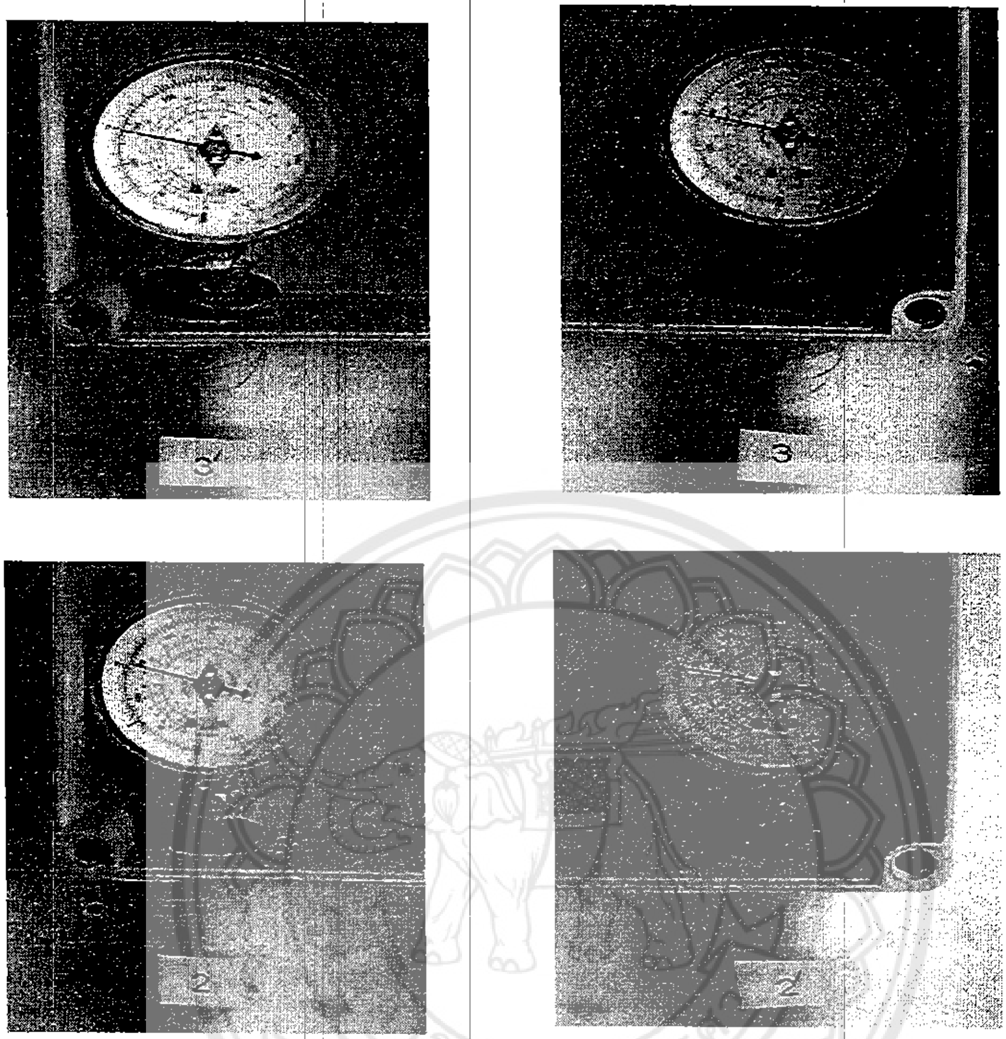
การติดตั้ง Pressure gage ซึ่งจะติดตั้งทางด้าน Low side Pressureและทางด้าน High side Pressure แสดงในรูปที่ 3.8 โดยทางด้าน Low side Pressureจะติดตั้งที่ทางเข้าและทางออกของคอยล์เย็น และที่ทางออก วาล์วลดความดัน รวมทั้งที่ทางเข้าเครื่องอัดไอ แสดงดังรูปที่ 3.9 สำหรับด้าน High side Pressure จะติดตั้งที่ทางออกเครื่องอัดไอ ที่ทางเข้าคอยล์ร้อน ที่ทางออกคอยล์ร้อนรวมทั้งที่ทางเข้า วาล์วลดความดัน แสดงดังรูปที่ 3.10



รูปที่ 3.7 ลักษณะการติดตั้ง Pressure gage

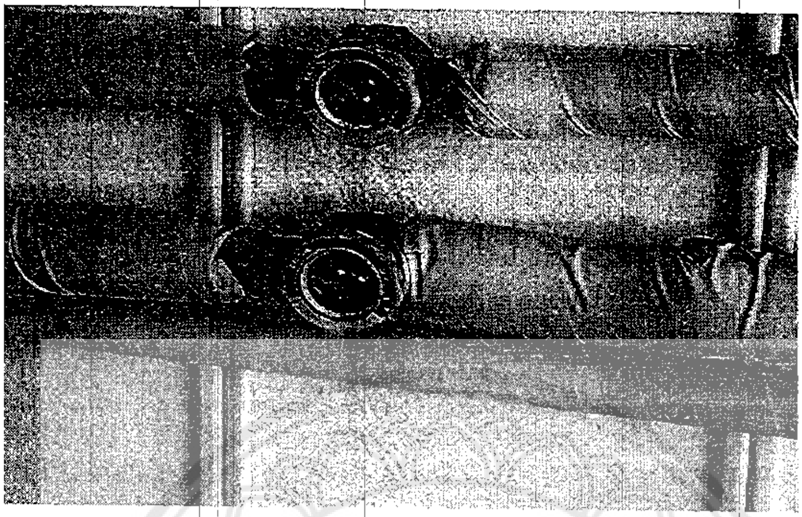


รูปที่ 3.8 ลักษณะการติดตั้ง Pressure gage ด้าน Low side Pressure



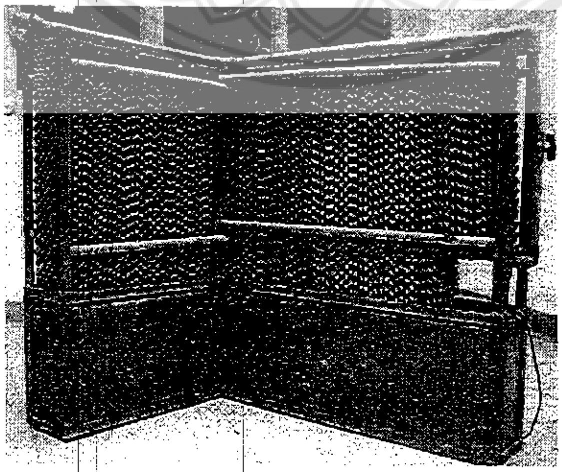
รูปที่ 3.9 ลักษณะการติดตั้ง Pressure gage ด้าน High side Pressure

3.4.5) การติดตั้ง Site glass เพื่อดูสถานะของสารทำความเย็นแต่ละจุดคือติดตั้งที่จุดทางเข้าและออกจาก คอยล์เย็น, เครื่องอัดไอ, คอยล์ร้อน, วาล์วลดความดัน แสดงดังรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.10 ลักษณะการติดตั้ง Site glass

3.4.6) การติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน จะติดตั้งด้านหน้าของชุดคอยล์ร้อนและติด Thermometer ที่ทางเข้าและทางออกของชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน เพื่อวัดอุณหภูมิของอากาศ รวมทั้งติดตั้ง Thermometer ที่ทางน้ำเข้าและออกจากชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนเพื่อวัดอุณหภูมิของน้ำที่พ่นละออง ลงมา สำหรับการวัดอัตราการไหลของน้ำจะติดตั้งวาล์วที่ท่อน้ำก่อนที่จะถึงจุดพ่นละอองน้ำด้านบนโดยวัดที่ วาล์วเปิด100% มีอัตราการไหล 4.5 ลิตร/นาที และวาล์วเปิด 50% มีอัตราการไหล 0.8 ลิตร/นาทีแสดงดังรูปที่ 3.12



รูปที่ 3.11 ลักษณะชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน

3.4.7) ต้นทุนในการสร้างชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนแสดงดังตาราง 3.1 ต้นทุนในการสร้างชุดอุปกรณ์ที่แสดงข้อมูลด้านล่างนี้อาจจะมีมีราคาที่แตกต่างกันตามท้องที่ที่มีการจำหน่าย ดังนั้นหากต้นทุนในการสร้างชุดอุปกรณ์มีราคาที่ไม่สูงมากนักแล้ว จุดคุ้มทุนก็จะใช้เวลาไม่นาน และเหมาะแก่การลงทุน

ตารางที่ 3.1 ต้นทุนของชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

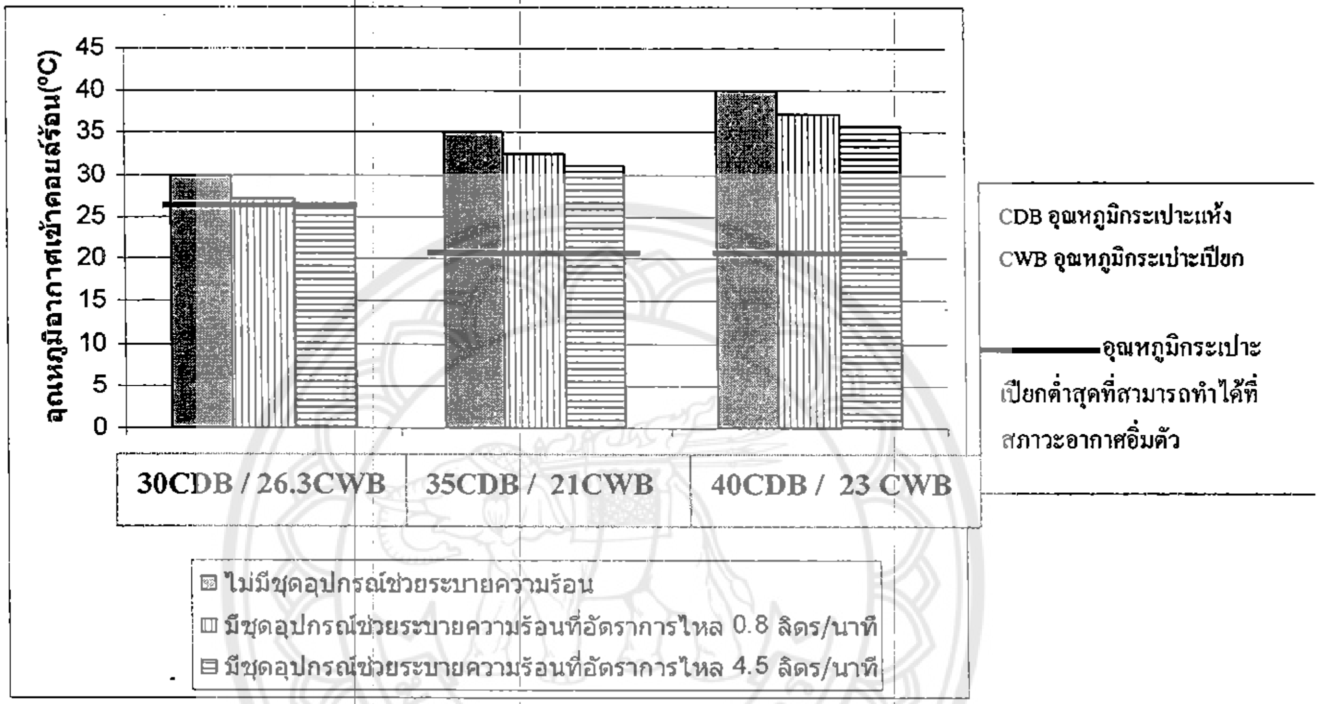
วัสดุอุปกรณ์	ราคา
แผ่นสังกะสีเรียบ 1 แผ่น	400
เหล็กฉาก 3 เส้น	390
อุปกรณ์จ่ายน้ำ (ท่อน้ำ PVC และ วาล์ว)	65
ปั๊มน้ำ 1 ชุด	500
แผ่นระบายความร้อน 1 แผ่น	100
รวม	1,455 บาท

บทที่ 4

ผลการทดลองและผลการวิเคราะห์

4.1 ผลของการลดอุณหภูมิเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

อุณหภูมิของอากาศกระเปาะแห้งที่ชุดอุปกรณ์จะสามารถลดได้มากที่สุดในแต่ละสภาวะนั้นย่อมขึ้นกับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศที่สภาวะจุดอิ่มตัว กล่าวคือประสิทธิภาพของชุดอุปกรณ์ที่ดีต้องสามารถลดอุณหภูมิกระเปาะแห้งให้เท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียก

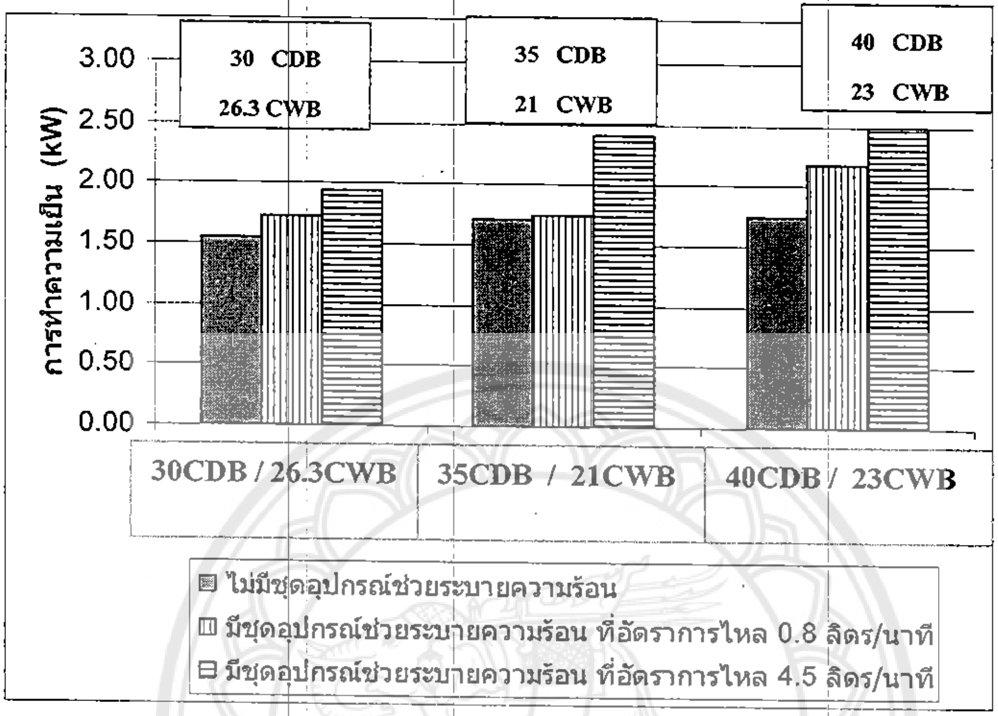


รูปที่ 4.1 การลดอุณหภูมิของกอากาศด้วยชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

จากรูปที่ 4.1 ที่สภาวะอากาศ 30 35 และ 40 องศาเซลเซียส พบว่า หลังจากการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 และ 4.5 ลิตร / นาที จะทำให้อุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อนนั้นลดต่ำลง เนื่องจากอากาศเกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกับชุดอุปกรณ์ดังกล่าว แต่ที่อุณหภูมิที่ทดสอบ 35 และ 40 องศาเซลเซียสนั้นพบว่า ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนนั้นทำงานไม่เต็มประสิทธิภาพเพราะยังสามารถที่จะลดอุณหภูมิให้ต่ำสุดได้ (เส้นทึบ) เนื่องจากสภาพความชื้นของอากาศรอบ ๆ บริเวณที่ทำการทดสอบ

4.2 ผลของการทำความเย็นเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

การทำความเย็นจะ พิจารณาจาก ค่าการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นในส่วนคอยล์เย็น(Q_e) ตามสมการที่ 2.6 จากการทดลองค่าการทำความเย็นที่สภาวะต่างๆแสดงในรูปที่ 4.2

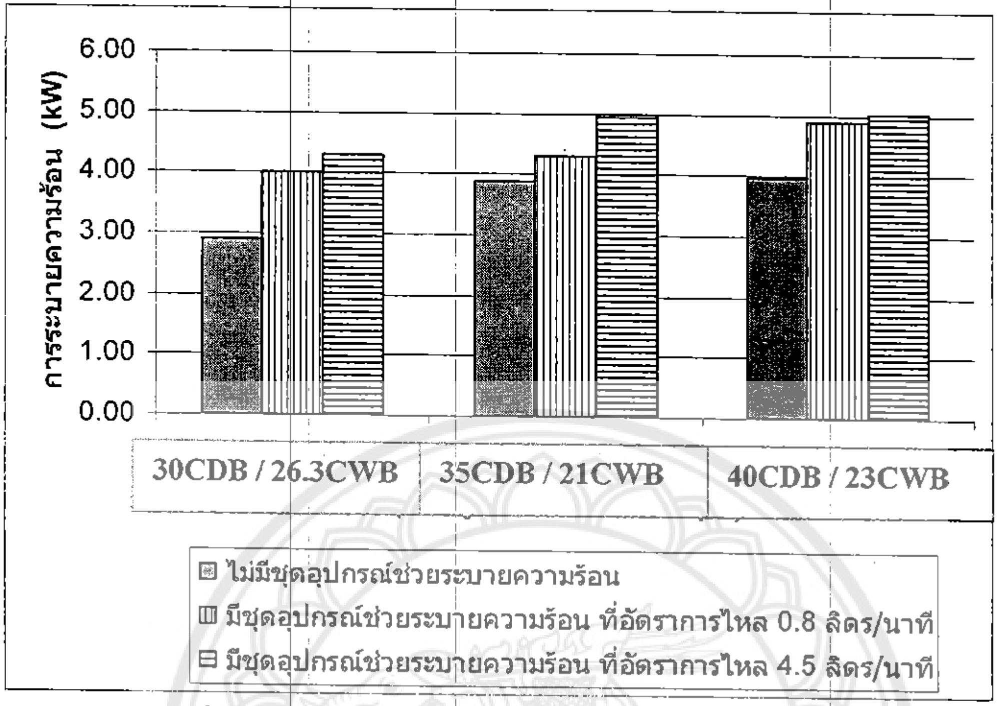


รูปที่ 4.2 การทำความเย็นในส่วนคอยล์เย็น (Q_e)

จากรูปที่ 4.2 ที่สภาวะอากาศ 30 35 และ 40 องศาเซลเซียส พบว่า หลังจากการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนการทำความเย็นภายในห้องปรับอากาศเพิ่มสูงขึ้น ทั้งนี้เนื่องจากสารทำความเย็นที่ระบายความร้อนที่คอยล์ร้อนนั้นมีการระบายความร้อนที่ดีขึ้นเนื่องจากอุณหภูมิอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อนนั้นลดลงต่ำกว่าสภาวะปกติ เมื่อสารทำความเย็นสามารถถ่ายเทความร้อนให้บรรยากาศภายนอกได้มากขึ้น จึงส่งผลให้การทำความเย็นภายในห้องปรับอากาศเพิ่มขึ้นเช่นกัน

4.3 ผลของการระบายความร้อนเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

การระบายความร้อนพิจารณาจาก ค่าการถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นส่วนคอยล์ ร้อน (Q_c) จากสมการ 2.6 จากการทดลองค่าการระบายความร้อนที่สภาวะต่างๆแสดงในรูปที่ 4.3



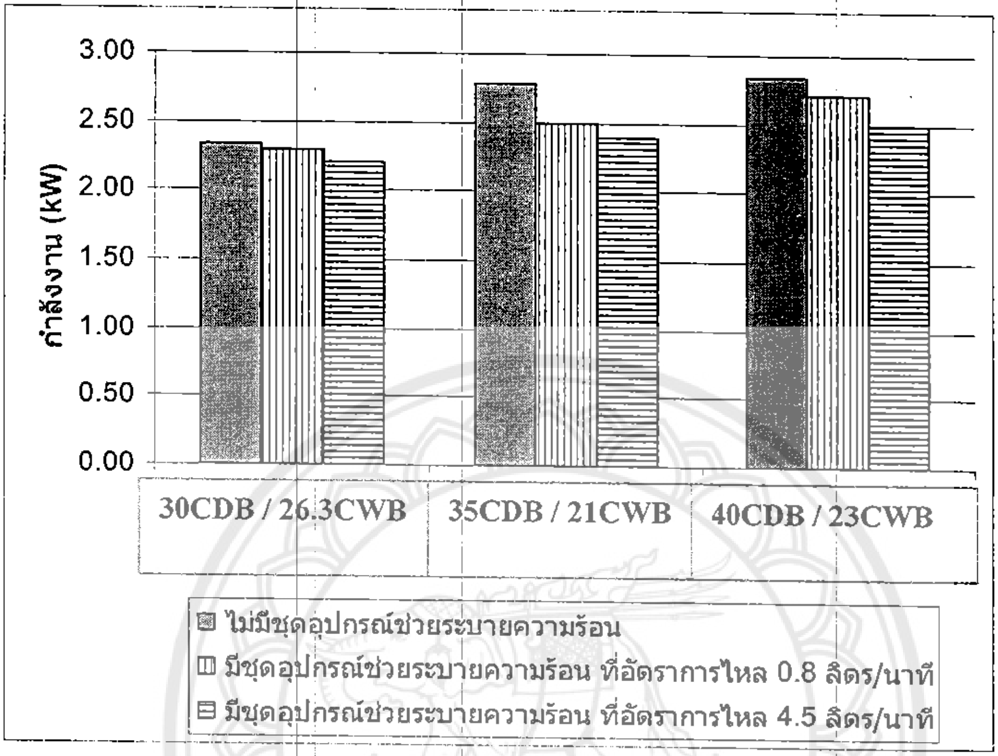
รูปที่ 4.3 การระบายความร้อนในส่วนคอยล์ร้อน (Q_c)

จากรูปที่ 4.3 แสดงการระบายความร้อนส่วนคอยล์ร้อน พิจารณาที่อุณหภูมิอากาศภายนอกเท่ากับ 30 องศาเซลเซียสทั้งสามกรณีคือ กรณีที่ไม่มีชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน การระบายความร้อนที่คอยล์ร้อนจะน้อยกว่ากรณีที่มีการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 และ 4.5 ลิตร/นาที และเมื่อพิจารณาที่อุณหภูมิอากาศภายนอกเท่ากับ 35 และ 40 องศาเซลเซียส ก็มีแนวโน้มเช่นเดียวกันทั้งนี้เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศที่เข้าชุดคอยล์ร้อน สูงขึ้น

จากผลการทดสอบเมื่อเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนมีการถ่ายเทความร้อนสูงกว่ากรณีไม่ได้ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนเพราะว่าผลต่างของอุณหภูมิที่เข้าและออกคอยล์ร้อนของกรณีที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนมีค่าสูงกว่า เพราะหากการถ่ายเทอุณหภูมิอากาศภายนอกที่เข้าคอยล์ร้อนจะต่ำกว่า

4.4 อัตราการใช้กำลังงานส่วนเครื่องอัดไอ เมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

อัตราการใช้กำลังงาน พิจารณาจาก อัตราการใช้กำลังงานของเครื่องอัดไอที่สภาวะต่างๆ (W_c) สมการที่ 2.3 จากการทดลองทำงานของเครื่องอัดไอที่สภาวะต่าง ๆแสดงในรูปที่ 4.4

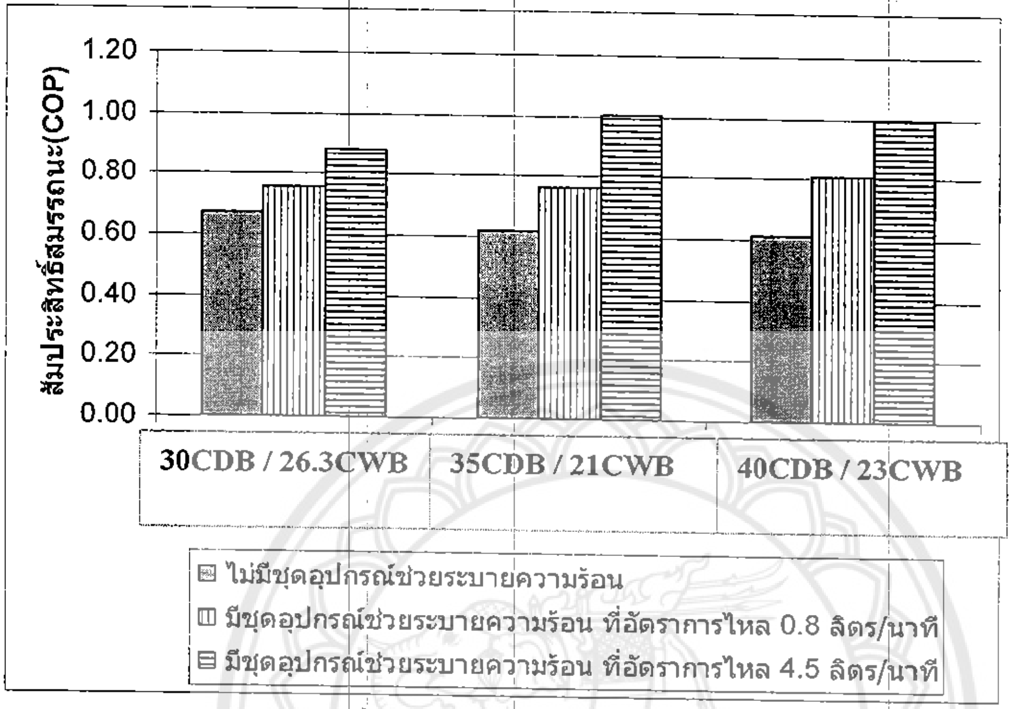


รูปที่4.4 อัตราการใช้พลังงานส่วนเครื่องอัดไอ(W_c)

จากรูปที่ 4.4 แสดงอัตราการใช้กำลังงานส่วนเครื่องอัดไอพิจารณาที่สภาวะอุณหภูมิอากาศ 30 องศาเซลเซียส กรณีที่ไม่มีชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนจะมีการใช้กำลังงานมากกว่ากรณีที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 และ 4.5 ลิตร/นาทีและที่สภาวะอุณหภูมิอากาศ 35 องศาเซลเซียส 40 องศาเซลเซียสทั้งสามกรณีมีแนวโน้มที่เหมือนกัน ทั้งนี้เนื่องจากหลังจากการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนนั้น เครื่องปรับอากาศสามารถที่จะทำความเย็นตามอุณหภูมิที่มีการตั้งค่าไว้ (ประมาณ 24.5 – 25.5 องศาเซลเซียส) ได้เร็วจึงทำให้ระบบปรับอากาศหยุดการทำงานได้มากกว่าปกติ จึงทำให้อัตราการใช้พลังงานลดลง

4.5 ผลของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

จากสมการที่ 2.7 การทดลองค่าการทำความเย็นและงานที่สภาวะต่างๆเมื่อนำมาแทนในสมการแล้วแสดงดังกราฟที่ 4.5

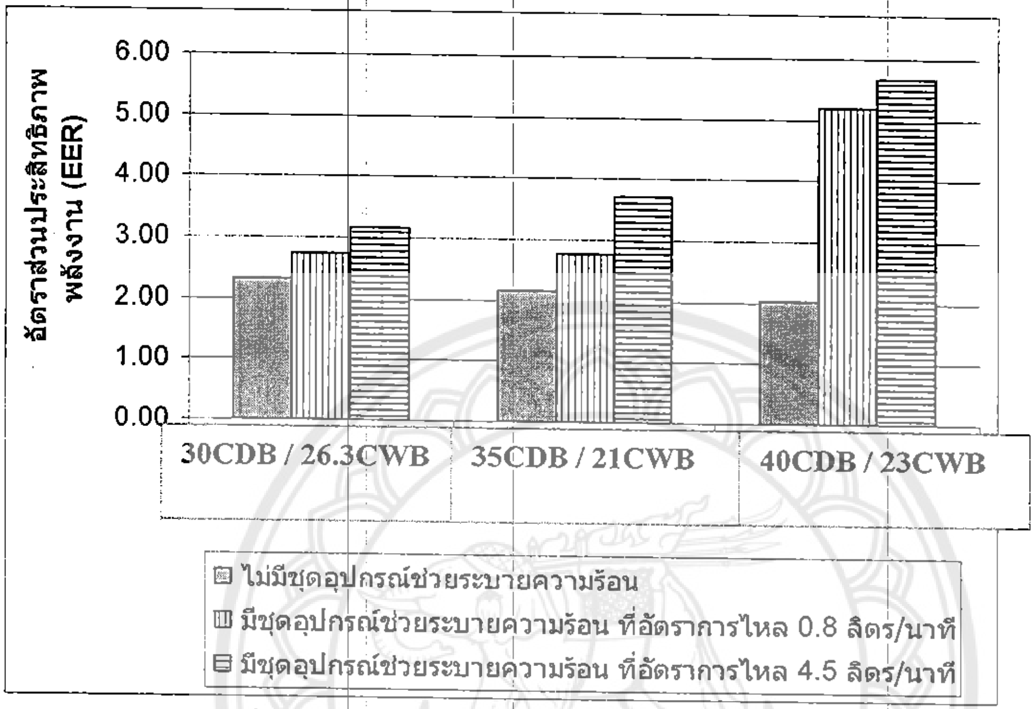


รูปที่ 4.5 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP)

เนื่องจากหลังการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน อัตราการทำความเย็นภายในห้องปรับอากาศและ การทำความของเครื่องอัดไอลดลง จึงทำให้ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศที่สภาวะอากาศ 30 35 และ 40 องศาเซลเซียสเพิ่มมากขึ้นกว่าเมื่อเทียบกับ ระบบปรับอากาศปกติที่ไม่ได้ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน เพราะว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเป็นค่าอัตราส่วนระหว่าง อัตราการทำความเย็นกับ การทำงานของเครื่องอัดไอ

4.6 ผลของ อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

จากสมการที่ 2.8 เมื่อนำค่าต่างๆมาแทนในสมการเพื่อหาค่าอัตราส่วนประสิทธิพลังงานเมื่อนำค่ามาเขียนกราฟจะได้ดังรูปที่ 4.6



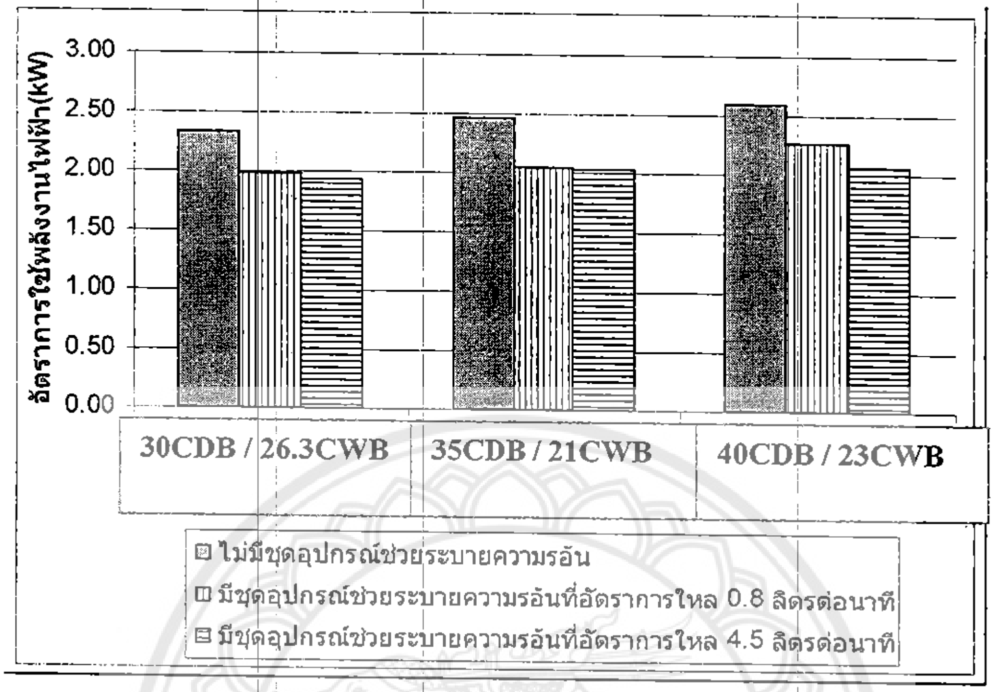
รูปที่ 4.6 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน(EER)

พิจารณากรณีไม่มีชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อุณหภูมิ 30 , 35 และ 40 องศาเซลเซียส จะเห็นว่าค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพนั้นมีค่าลดลงเมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นทั้งนี้เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิอากาศภายนอกสูงขึ้น อัตราการใช้พลังงานรวมของระบบที่มาจาก เครื่องอัดไอ การทำความเย็นที่คอยล์เย็น และการระบายความร้อนออกที่คอยล์ร้อน สูงขึ้น จึงทำให้อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานลดลง

ขณะเดียวกันเครื่องปรับอากาศที่มีชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนทีอัตราการไหล 0.8 ลิตร/นาที และ 4.5 ลิตร/นาที ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพ เพิ่มขึ้นนั้น อัตราการใช้พลังงานรวมของระบบ ที่วัดจาก เครื่องอัดไอ การทำความเย็น และการระบายความร้อนออกที่คอยล์ร้อนเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน แต่เนื่องจาก เครื่องปรับอากาศมีการตัดระบบการทำงาน มากกว่าตอนแรกที่ไม่มีชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน จึงทำให้อัตราส่วนประสิทธิภาพนั้นมีค่าสูงกว่า

4.7 อัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าสุทธิเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

ผลรวม จากค่ามาตรวัดไฟฟ้า ของ แต่ละสภาวะการทดลองแสดงในกราฟที่ 4.7

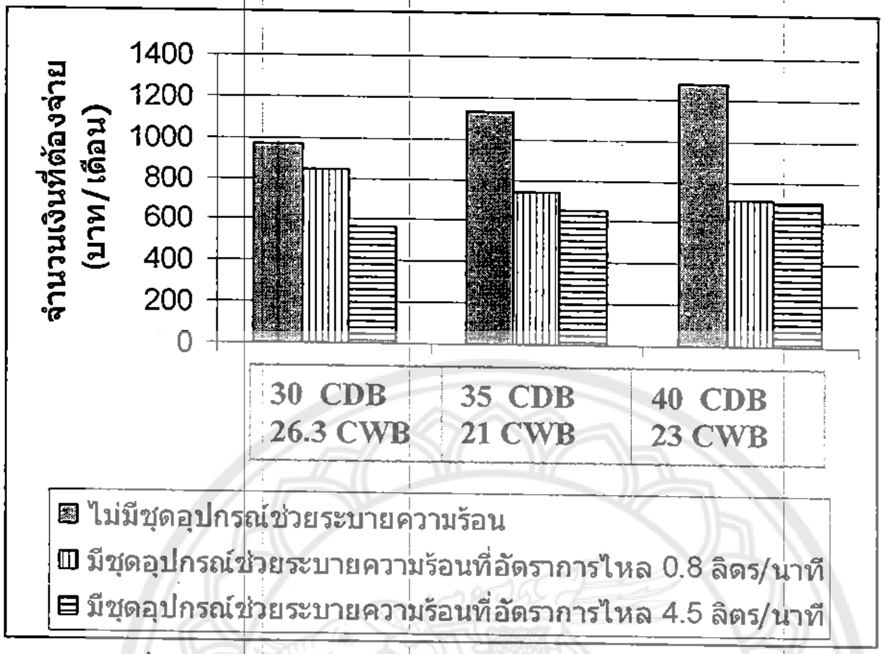


รูปที่ 4.7 แสดงอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าสุทธิ

จากรูปที่ 4.7 แสดงอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าสุทธิที่สภาวะเดียวกันโดยในกรณีที่ไม่ได้ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้นอัตราการใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นเพราะเครื่องอัดไอทำงานหนักขึ้นและเครื่องอัดไอไม่ตัดทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นแต่ในกรณีที่มีการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 0.8 และ 4.5 ลิตรต่อนาทีอัตราการใช้ไฟฟ้าจะมีแนวโน้มลดลง ทั้งนี้เนื่องจาก เมื่ออุณหภูมิผ่านชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน อุณหภูมิจะลดลงทำให้ การระบายความร้อนที่คอยล์ร้อนสูงขึ้น เครื่องอัดไอหยุดการทำงานมากขึ้นเนื่องจากระบบปรับอากาศสามารถทำความเย็นได้ตามที่มีการตั้งค่าอุณหภูมิการทำความเย็นไว้ จึงส่งผลให้การใช้พลังงานไฟฟ้ารวมของระบบลดลง

4.8 จำนวนเงินที่ต้องจ่ายในแต่ละเดือนเมื่อทำการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

กำหนดให้การใช้งานเครื่องปรับอากาศ วันละ 12 ชั่วโมงต่อวัน ใน 1 เดือน (30 วัน) และให้คิดค่าไฟฟ้าหน่วยละ 3 บาท จากการทดลองค่าอัตราการใช้ไฟฟ้า ที่สภาวะต่างๆแสดงในรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 จำนวนเงินที่ต้องจ่าย (บาท /เดือน) ณ สภาวะต่างๆ

จากรูปที่ 4.8 แสดงจำนวนเงินที่ต้องจ่ายในหนึ่งเดือน โดยทำการเปรียบเทียบ 3 กรณี ณ สภาวะอุณหภูมิ 30 , 35 , 40 องศาเซลเซียส กรณีที่ไม่มีชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน จะเห็นว่าจำนวนเงินที่ต้องจ่ายมีแนวโน้มเพิ่มขึ้น เมื่ออุณหภูมิเพิ่มขึ้น ต่างกับกรณีที่เครื่องปรับอากาศติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 ลิตร/นาที และ 4.5 ลิตร/นาทีจำนวนเงินที่ต้องจ่ายมีแนวโน้มลดลง ทั้งนี้เพราะว่าที่ช่วงอุณหภูมิ 35 องศาเซลเซียส และ 40 องศาเซลเซียส เครื่องอัดไอหยุดการทำงานมากขึ้น กินเวลาเฉลี่ยประมาณ 5 - 10 นาที จึงทำให้การใช้ไฟฟ้ามีแนวโน้มลดลง เนื่องจากพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบปรับอากาศ ส่วนใหญ่มาจากการทำงานของเครื่องอัดไอ

ตารางที่ 4.1 ระยะเวลาการคืนทุนต่อเดือนกรณีที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนอัตราการไหล 0.8 ลิตร/นาที เปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่ได้ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

จำนวนเงินที่ต้องจ่ายต่อเดือน (บาท/เดือน)	**อุณหภูมิอากาศ**		
	$30^{\circ}C$	$35^{\circ}C$	$40^{\circ}C$
กรณีไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน	972	1134	1274
ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที	842.4	735.48	712.8
ประหยัด	**129.6**	**398.5**	**561.2**
ระยะคืนทุน (เดือน)	**11**	**4**	**3**

จากตารางที่ 4.1 จะเห็นว่ากรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนเปรียบเทียบกับกรณีที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 ลิตร/นาที การประหยัดค่าไฟฟ้ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นที่สภาวะต่างๆและระยะเวลาการคืนทุนก็ลดลงในแต่ละเดือนคือที่ 30 องศาเซลเซียสจะใช้ระยะเวลาคืนทุน 11 เดือน 35 องศาเซลเซียสจะใช้ระยะเวลาคืนทุน 4 เดือน และที่ 40 องศาเซลเซียสจะใช้ระยะเวลาคืนทุน 3 เดือนทั้งนี้เนื่องจากที่อุณหภูมิสูงขึ้นการคืนทุนจะเร็วเนื่องจากช่วงที่อุณหภูมิอากาศภายนอกเท่ากับ 35 และ 40 องศาเซลเซียสระบบปรับอากาศตัด 1 ครั้ง เวลา 10 นาทีจึงทำให้ค่าไฟฟ้าลดลงดังนั้นระยะคืนทุนจึงมีแนวโน้มลดลง

ตารางที่ 4.2 ระยะเวลาการคืนทุนต่อเดือนกรณีที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนอัตราการไหล 4.5 ลิตร/นาที เปรียบเทียบกับกรณีที่ไม่ได้ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

จำนวนเงินที่ต้องจ่ายต่อเดือน (บาท/เดือน)	**อุณหภูมิอากาศ**		
	$30^{\circ}C$	$35^{\circ}C$	$40^{\circ}C$
กรณีไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน	972	1134	1274
ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาที	561.6	648	702
ประหยัด	**410.4**	**486**	**572**
ระยะคืนทุน (เดือน)	**4**	**3**	**3**

จากตารางที่ 4.2 จะเห็นว่ากรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนเปรียบเทียบกับกรณีที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหล 4.5 ลิตร/นาที การประหยัดค่าไฟฟ้ามีแนวโน้มเพิ่มขึ้นที่สภาวะต่างๆและระยะเวลาการคืนทุนก็ลดลงในแต่ละเดือนคือที่ 30 องศาเซลเซียสจะใช้ระยะเวลาคืนทุน 4 เดือน 35 องศาเซลเซียสจะใช้ระยะเวลาคืนทุน 3 เดือน และที่ 40 องศาเซลเซียสจะใช้ระยะเวลาคืนทุน 3 เดือนกรณีที่อุณหภูมิสูงขึ้นระยะเวลาคืนทุนจะเร็วขึ้นเพราะช่วงดังกล่าวระบบปรับอากาศตัด 2 ครั้งจึงทำให้ค่าไฟฟ้าลดลง

ตารางที่ 4.3 เปรียบเทียบราคาเครื่องปรับอากาศบาทต่อ BTU/hr (ข้อมูลปรับปรุงราสุดเมื่อวันที่ 29 มีนาคม 2550) แสดงข้อมูลราคาเครื่องปรับอากาศแต่ละประเภท

ชนิดเครื่องปรับอากาศตามท้องตลาด	**BTU/hr**	**Compressor**	ราคา	ราคาชุดอุปกรณ์เสริม	**บาทต่อ BTU/hr**
A เครื่องปรับอากาศทั่วไป	17,292	ROTARY	17,500	-	1.01
B เครื่องปรับอากาศที่มีการติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนจากโรงงาน	18,100	ROTARY	34,000	-	1.87
C เครื่องปรับอากาศที่มีการติดตั้งชุดอุปกรณ์เพิ่ม	17,292	ROTARY	17,500	1,455	1.09

**** ข้อมูลชนิดเครื่อง**ปรับอากาศและราคาสินค้า เป็นข้อมูลที่นำมาเปรียบเทียบภายใต้การผลิตบริษัทเดียวกัน

จากข้อมูลที่แสดงในตารางที่ 4.3 ที่การทำความเย็นใกล้เคียงกัน จะเห็นว่าระบบปรับอากาศ B ที่เป็นระบบปรับอากาศที่มีการคิดค้นขึ้นมาใหม่ในปัจจุบัน ต่างจากระบบปรับอากาศแบบเดิม A ตรงที่มีการนำแผ่นระบายความร้อนมาช่วยลดอุณหภูมิและมีการติดตั้งระบบดังกล่าวอยู่รวมกันภายในชุดของคอยล์ร้อนเดียวกันซึ่งระบบปรับอากาศแบบ B นั้นจะให้ประสิทธิภาพดีกว่า และประหยัดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้มากกว่า แต่ว่ามีราคาแตกต่างกันถึง 16,500 บาท

เปรียบเทียบเครื่องปรับอากาศแบบ B และ C ซึ่งแบบ C เป็นการนำชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนมาติดตั้งกับระบบปรับอากาศแบบธรรมดาที่มีการติดตั้งอยู่แล้ว ซึ่งจะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพ และ ช่วยประหยัดไฟฟ้า เหมือนกับระบบปรับอากาศชนิด B แต่อาจจะไม่เท่ากับแบบ B แต่ถึงอย่างไรก็เป็นการปรับปรุงประสิทธิภาพและลดพลังงาน สิ่งหนึ่งที่ควรคำนึงเมื่อติดตั้งระบบปรับอากาศแบบ C ผู้บริโภคจำเป็นต้องหมั่นตรวจสอบระดับน้ำ และสภาพอุปกรณ์ก่อนการใช้งาน

มหาวิทยาลัยนเรศวร

บทที่ 5

สรุปการวิจารณ์ผลการทดลองและข้อเสนอแนะ

5.1 สรุปผลการทดลอง

โครงงานการทดลองนี้มีวัตถุประสงค์คือ ออกแบบและสร้างชุดอุปกรณ์ที่ช่วยระบายความร้อนของอากาศภายนอกก่อนส่งเข้าสู่คอยล์ร้อนและศึกษาวิเคราะห์เปรียบเทียบประสิทธิภาพการใช้พลังงานระหว่างเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่มีอยู่เดิมกับระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

จากผลการทดลองสามารถสรุปผลการทดลองทั้งหมดแยกออกเป็น3 กรณีใหญ่คือ

กรณีที่ 1 ทดสอบเครื่องปรับอากาศที่ไม่ได้ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

กรณีที่ 2 ทดสอบเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนและอัตราการไหลของน้ำ 0.8 ลิตร/นาที

กรณีที่ 3 ทดลองเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนและอัตราการไหลของน้ำ 4.5ลิตร/นาที

5.1.1) อุณหภูมิอากาศที่เข้าคอยล์ร้อนกรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน จะสูงกว่ากรณีที่ ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 และ 4.5 ลิตร/นาที เนื่องจากไม่มีการปรับสภาวะอุณหภูมิอากาศให้ลดต่ำลงมาก่อน ส่วนกรณีที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน มีการปรับสภาวะอากาศให้ลดต่ำลงมาโดยผ่านชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ดังนั้นเมื่ออุณหภูมิของอากาศที่เข้าคอยล์ร้อน ต่ำกว่าในกรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน จึงทำให้มีการถ่ายเทความร้อนให้สารทำความเย็นมากกว่า

5.1.2) อุณหภูมิอากาศที่ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนสามารถที่จะปรับสภาวะอุณหภูมิต่ำที่สุดนั้นขึ้นอยู่กับ อุณหภูมิกระเปาะเปียกที่สภาวะแวดล้อมนั้นๆ อธิบายได้จาก ที่สภาวะอากาศอิ่มตัวอุณหภูมิกระเปาะเปียกจะเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะแห้ง (ความชื้นสัมพันธ์ 100 %) ดังนั้นประสิทธิภาพในการลดอุณหภูมิของชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนนั้น มีประสิทธิภาพที่ดีคือสามารถลดอุณหภูมิให้ลดต่ำลงเทียบเท่ากับอุณหภูมิกระเปาะเปียก ก่อนเข้าคอยล์ร้อน

5.1.3) สำหรับการทำความเย็นที่คอยล์เย็นในกรณีที่เครื่องปรับอากาศที่ไม่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน เมื่ออุณหภูมิที่เข้าคอยล์ร้อนสูงขึ้นทำให้อัตราการทำความเย็นมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเช่นเดียวกับกรณีที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที และ ที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาทีแต่มีแนวโน้มที่เพิ่มสูงกว่ากรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

5.1.4) การระบายความร้อนที่คอยล์ร้อน เมื่ออุณหภูมิของอากาศที่เข้าชุดคอยล์ร้อน สูงขึ้นอัตราการระบายความร้อนที่ส่วนของคอยล์ร้อนสูงขึ้นเช่นกัน เนื่องจากเครื่องปรับอากาศจำเป็นต้อง

ระบายความร้อนให้มากขึ้น เพื่อถ่ายเทความร้อนของสารทำความเย็นให้เพียงพอซึ่งทั้งติดตั้งและกรณีไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน การระบายความร้อนที่คอยล์ร้อนจะต่ำกว่ากรณีที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนเพราะผลต่างของอุณหภูมิที่เข้า และ ออกคอยล์ร้อนต่ำกว่า

5.1.5) งานที่เครื่องอัดไอทั้งสามกรณีมีแนวโน้มที่เหมือนกันคือ เมื่อสภาวะอุณหภูมิภายนอกมีค่าสูงขึ้น อัตราการใช้งานของเครื่องอัดไอ มีแนวโน้มสูงขึ้นทั้งนี้เนื่องจากอุณหภูมิของอากาศสูงขึ้น เครื่องอัดไอทำงานหนักขึ้น

5.1.6) สำหรับสัมประสิทธิ์สมรรถนะ ที่สภาวะอุณหภูมิของอากาศที่เข้าชุดคอยล์ร้อนสูงขึ้น ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีแนวโน้มลดลง ซึ่งเหมือนกันทั้ง 3 กรณี คือ เมื่ออุณหภูมิสูงขึ้นการทำงานของเครื่องอัดไอสูงขึ้น แต่อัตราการถ่ายเทความร้อนมีแนวโน้มลดลง เพราะค่าของงานที่เครื่องอัดไอแปรผกผันกับค่าของ การทำความเย็นที่คอยล์ร้อนดังนั้นสัมประสิทธิ์สมรรถนะจึงมีแนวโน้มลดลงและอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นทั้งสามกรณี

5.1.7) ระบบปรับอากาศที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนการใช้พลังงานไฟฟ้าจะลดลงกว่ากรณีที่มาได้ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ทั้งนี้เนื่องจากระบบที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนจะลดอุณหภูมิของอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อนทำให้เครื่องอัดไอทำงานน้อยลงการใช้พลังงานจึงลดลง

5.1.8) เปรียบเทียบระบบปรับอากาศปัจจุบันที่มีการนำแผ่นนำชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนมาใช้ในระบบปรับอากาศ กับการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยที่มีชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนกับระบบปรับอากาศเดิมที่มีอยู่แล้วนั้น จะช่วยประหยัดเงินมากกว่าเพราะลงทุนน้อยกว่า แต่ให้ประสิทธิภาพไม่เท่ากับการลงทุนซื้อเครื่องปรับอากาศที่มีการนำแผ่นนำความร้อนมาใช้เพราะเป็นเครื่องปรับอากาศใหม่ แต่ถึงอย่างไรเมื่อต้องการประหยัดเงินในการลงทุนการติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนก็เป็นอีกแนวทางเลือกในการตัดสินของผู้บริโภค เพราะช่วยประหยัดค่าใช้ไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศเช่นกัน

5.2 ข้อเสนอแนะ

5.2.1) ควรทำความเข้าใจเกี่ยวกับทฤษฎีพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์ที่เกี่ยวกับระบบปรับอากาศแบบแยกส่วน ว่าอุปกรณ์แต่ละส่วนมีหน้าที่ทำงานอย่างไรเพื่อการทดลองที่ถูกต้อง

5.2.2) การปรับปรุงรูปแบบของชุด อุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ให้ง่ายต่อการติดตั้งกับชุด คอยล์ร้อน

5.3 การวิจารณ์ผลการทดลอง

5.3.1) การวัดข้อมูลทางด้านสารทำความเย็นมีความผิดพลาดดังนั้นจึงใช้ข้อมูลทางด้านอากาศในการวิเคราะห์

5.3.2) ไม่สามารถปรับสภาวะของระบบในการทดลองได้อย่างเต็มที่ เช่น อุณหภูมิของอากาศภายนอกหรือแหล่งความร้อนภายในห้อง

5.3.3) เครื่องมือวัดค่าทางด้านสารทำความเย็นผิดพลาดทำให้การวิเคราะห์ไม่ได้ตามความเป็นจริง

5.3.4) ควรทำการทดลองเปรียบเทียบวัสดุที่นำมาใช้ในการช่วยระบายความร้อน วัสดุชนิดไหนเหมาะสม

5.4 การพัฒนาโครงงานในอนาคต

5.4.1) วัสดุที่ใช้ทำแผ่นนำความร้อนที่สามารถหาได้ง่ายตามท้องถิ่นและไม่แพงเกินไป

5.4.2) ปรับปรุงรูปแบบแผ่นนำความร้อนเพื่อให้สามารถติดตั้งกับชุดปรับอากาศได้ง่ายขึ้น

5.4.3) ออกแบบการทดลองวัดค่าต่างๆให้มากกว่าเดิม เช่น การเพิ่มความชื้น การลดความชื้นของระบบให้สามารถควบคุมได้

บรรณนุกรม

ไพบูลย์ หังสพฤกษ์และเฮอิไซโต.การปรับอากาศ.พิมพ์ครั้งที่ 5. กรุงเทพฯ: สำนักพิมพ์ดวงกมล, 2532.

ดร.วิทยา ยงเจริญ และ ธนู วิบูลญูนนณ์.พื้นฐานการทำความเย็นและการปรับอากาศ.พิมพ์ครั้งที่ 4. กรุงเทพฯ:สำนักพิมพ์ ส.ส.ท.,2544

ธนะสิทธิ์ องค์ธนะสุข และ ผศ. ฤชาการ จิรกาลวสาน. สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยการระเหยน้ำ. กรุงเทพฯ: ,2539

ASHRAE. 1993 Fundamentals Hand book. American society of Heat, Refrigerating and Air-Conditioning Engineering. Atlanta Georgia, 1993

David E. Knebel: evaporative Condensing . Minmizes system Power Requirements. HPAC Heating piping . Air Conditioning 69 , 1997

McGraw-hill. Handbook of Air Conditioning System., 1965

ภาคผนวก ก

ตารางบันทึกผลการทดลองทางด้านอากาศ

ตาราง ก 1. ไม่มีชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่ 30 องศาเซลเซียส

Enthalpy	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Enthalpy Supply Air	h_1	40.13725428	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	62.99522018	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	-	-
Enthalpy In Condenser	h_4	86.38426523	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	90.6315452	kJ/kg

ตาราง ก 2. ไม่มี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่ 35 องศาเซลเซียส

Enthalpy	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Enthalpy Supply Air	h_1	37.06404928	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	62.24113982	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	-	kJ/kg
Enthalpy In Condenser	h_4	99.1462124	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	103.8124625	kJ/kg

ตาราง ก.3 ไม่มี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่ 40 องศาเซลเซียส

Enthalpy	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Enthalpy Supply Air	h_1	36.62186533	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	62.2411398	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	-	kJ/kg
Enthalpy In Condenser	h_4	133.2113144	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	128.46122346	kJ/kg

ตาราง ก. 4 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที ที่ 30 องศาเซลเซียส

Enthalpy	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Enthalpy Supply Air	h_1	37.92532248	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	63.39578042	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	84.47086221	kJ/kg
Enthalpy In Condenser	h_4	90.62314574	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	86.38215421	kJ/kg

ตาราง ก5. ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที ที่ 35 องศาเซลเซียส

Enthalpy	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Enthalpy Supply Air	h_1	36.24341779	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	68.29484344	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	68.29484344	kJ/kg
Enthalpy In Condenser	h_4	113.2012314	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	109.0156213	kJ/kg

ตาราง ก.6 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที **ที่ 40** องศาเซลเซียส

Enthalpy	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Enthalpy Supply Air	h_1	38.25103132	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	75.01280437	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	68.96406767	kJ/kg
Enthalpy In Condenser	h_4	117.07715768	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	107.38920857	kJ/kg

ตาราง ก.7 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาที ที่ 30 องศาเซลเซียส

Enthalpy	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Enthalpy Supply Air	h_1	33.15269474	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	61.59794821	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	83.75179947	kJ/kg
Enthalpy In Condenser	h_4	80.37794624	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	74.54571701	kJ/kg

ตาราง ก.8 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาที ที่ 35 องศาเซลเซียส

Enthalpy	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Enthalpy Supply Air	h_1	34.81047580	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	70.1544556	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	63.93104461	kJ/kg
Enthalpy In Condenser	h_4	89.31245641	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	83.85013211	kJ/kg

ตาราง ก.9 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาที ที่ 40 องศาเซลเซียส

Enthalpy	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Enthalpy Supply Air	h_1	42.25945635	kJ/kg
Enthalpy Return Air	h_2	63.46028082	kJ/kg
Enthalpy In Cooling Plat	h_3	77.89805288	kJ/kg
Enthalpy In Condenser	h_4	104.5102134	kJ/kg
Enthalpy Out Condenser	h_5	102.12031251	kJ/kg

ภาคผนวก ข

ตารางบันทึกผลการทดลองทางด้านอากาศปริมาตรจำเพาะ

มหาวิทยาลัยนเรศวร

ตาราง ข.1 ปริมาตรจำเพาะไม่มี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่ 30 องศาเซลเซียส

Specific Volume	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.8293085	m^3/kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.871945	m^3/kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	-	m^3/kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.885967	m^3/kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.902982	m^3/kg

ตาราง ข.2 ปริมาตรจำเพาะไม่มี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่ 35 องศาเซลเซียส

Specific Volume	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.82510784	m^3/kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.87128231	m^3/kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	-	m^3/kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.90581559	m^3/kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.94498483	m^3/kg

ตาราง ข.3 ปริมาตรจำเพาะไม่มี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่ 40 องศาเซลเซียส

Specific Volume	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.824316	m^3/kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.871283	m^3/kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	-	m^3/kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.932389	m^3/kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.980647	m^3/kg

ตาราง ข.4 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที ที่ 30 องศาเซลเซียส

Specific Volume	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.82583522	m^3 / kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.87113016	m^3 / kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	0.88936084	m^3 / kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.87925749	m^3 / kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.90434717	m^3 / kg

ตาราง ข.5 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที ที่ 35 องศาเซลเซียส

Specific Volume	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.82358080	m^3 / kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.87354965	m^3 / kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	0.87354965	m^3 / kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.91065778	m^3 / kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.88140925	m^3 / kg

ตาราง ข.6 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที ที่ 40 องศาเซลเซียส

Specific Volume	**สัญลักษณ์**	**ค่าที่อ่านได้**	**หน่วย**
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.82420907	m^3 / kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.87242262	m^3 / kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	0.90471955	m^3 / kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.92307396	m^3 / kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.92612390	m^3 / kg

ตาราง ข.7 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาที ที่ 30 องศาเซลเซียส

Specific Volume	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.81907733	m^3/kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.87056238	m^3/kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	0.88880639	m^3/kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.87901926	m^3/kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.88940857	m^3/kg

ตาราง ข.8 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน ที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาที ที่ 35 องศาเซลเซียส

Specific Volume	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.82185535	m^3/kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.87534757	m^3/kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	0.89036739	m^3/kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.90353312	m^3/kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.89108743	m^3/kg

ตาราง ข.9 ที่ติดตั้ง ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาที ที่ 40 องศาเซลเซียส

Specific Volume	สัญลักษณ์	ค่าที่อ่านได้	หน่วย
Specific Volume Supply Air	ϑ_1	0.83205128	m^3/kg
Specific Volume Return Air	ϑ_2	0.87158636	m^3/kg
Specific Volume In Cooling Plat	ϑ_3	0.90991306	m^3/kg
Specific Volume In Condenser	ϑ_4	0.92393225	m^3/kg
Specific Volume Out Condenser	ϑ_5	0.91137399	m^3/kg

ภาคผนวก ค

ตารางบันทึกค่าการถ่ายเทความร้อน ค่าการทำความเย็น ค่างานสัมประสิทธิ์สมรรถนะและค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

ตาราง ค.1 แสดงค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าการทำความเย็นในกรณีที่ไม่มีชุดอุปกรณ์ช่วยลดอุณหภูมิอากาศ

อุณหภูมิอากาศภายนอก	30°c	35.0°c	40°c
การทำความเย็น q_e Capacity Evaporator (kW)	1.55	1.73	1.93
การถ่ายเทความร้อน q_c Capacity of condenser (kW)	2.89	4.02	4.29
กำลังงาน W_c (kW)	2.34	2.29	2.2
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP Coefficient of Performance	0.67	0.75	0.88
EER (BTU/hr)	2.32	2.74	3.15

ตาราง ค.2 แสดงค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าการทำความเย็นในกรณีที่มีชุดอุปกรณ์ช่วยลดอุณหภูมิอากาศที่อัตราการไหล 0.8 ลิตร/นาที

อุณหภูมิอากาศภายนอก	30°c	35.0°c	40°c
อุณหภูมิหลังจากผ่านแผ่นนำความร้อน Cooling Plate	27	32	37
การทำความเย็น q_e Capacity Evaporator (kW)	1.71	1.74	2.41
การถ่ายเทความร้อน q_c Capacity of condenser (kW)	3.87	4.29	4.98
กำลังงาน W_c (kW)	2.79	2.5	2.4
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP Coefficient of Performance	0.62	0.70	1.00
EER (BTU/hr)	2.149	2.77	3.72

ตารางที่ ค.3 แสดงค่าการถ่ายเทความร้อนและค่าการทำความเย็นในกรณีที่มีชุดอุปกรณ์ช่วยลดอุณหภูมิอากาศที่อัตราการไหล 4.5 ลิตร/นาที

อุณหภูมิอากาศภายนอก	30°c	35.0°c	40°c
อุณหภูมิหลังจากผ่านแผ่นนำความร้อน Cooling Plate	27	32	37
การทำความเย็น q_e Capacity Evaporator (kW)	1.74	2.18	2.5
การถ่ายเทความร้อน q_c Capacity of condenser (kW)	3.96	4.89	5.02
กำลังงาน W_c (kW)	2.84	2.70	2.5
สัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP Coefficient of Performance	0.61	0.81	1.00
EER (BTU/hr)	2.02	5.17	5.66

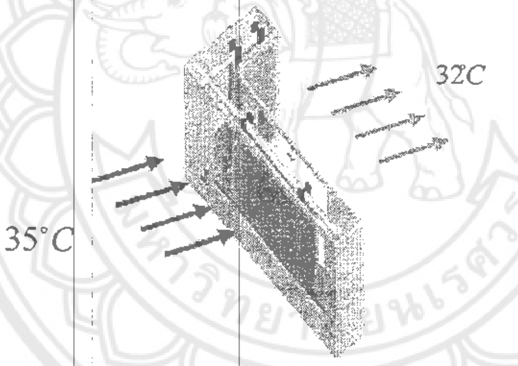
ภาคผนวก ง

เครื่องมือวัดและการออกแบบชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

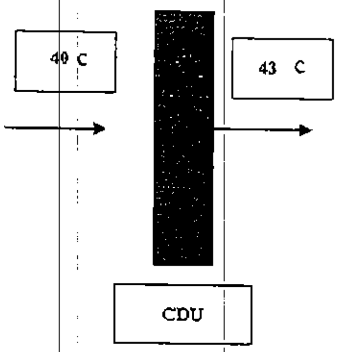
มหาวิทยาลัยนเรศวร

ตาราง ง.1 เครื่องมือวัดและอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

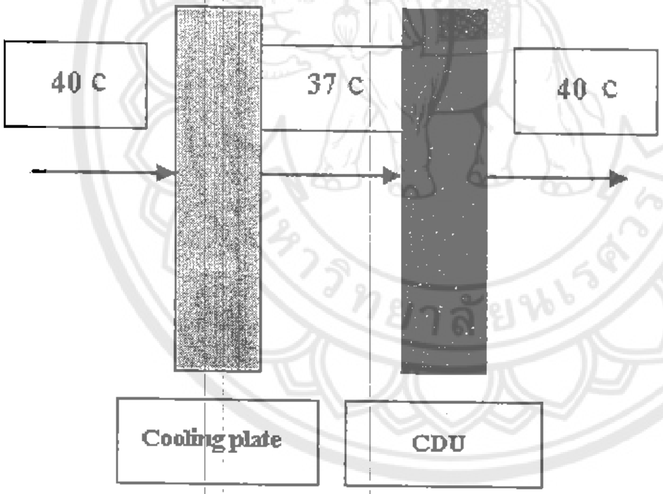
เครื่องมือ/ อุปกรณ์	ยี่ห้อ/รุ่น
1. Anemometer	Digital Instrument
2.Thermometer	-
3.Temperature & %RH	SILA , AP 1702
4. Temperature & %RH	SILA , AP 104
5. Infrared Thermometer	DP-88
6. Pressure gage	Imperial
7. Kilowatt hour	Mitsubishi
8. Pump	HX-5500
9. Bigger	-



รูปที่ ง.1 แสดงชุดอุปกรณ์ที่อากาศผ่านถ่านเทเข้า คอยล์ร้อน



รูปที่ ง.2 แสดงการถ่ายเทอากาศที่เข้า คอยล์ร้อน โดยไม่มีชุดอุปกณ์ช่วย



รูปที่ ง.3 แสดงการถ่ายเทอากาศที่เข้าคอยล์ร้อนโดยมี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

ภาคผนวก จ

ตัวอย่างการคำนวณทางด้านอากาศ

จ. การคำนวณทางด้านอากาศ

- กำหนดให้พื้นที่ของอากาศทีผ่านคอยล์ร้อนที่ คอยล์ร้อน มีค่าประมาณ 75 % ของพื้นที่ทั้งหมด
- กำหนดให้พื้นที่ของอากาศทีผ่านคอยล์ร้อนที่คอยล์เย็น มีค่าประมาณ 50 % ของพื้นที่ทั้งหมด
- $A = W \times L$

พื้นที่ของอากาศทีผ่านคอยล์เย็นคือ $A = 0.47 m^2$

ดังนั้นพื้นที่ของอากาศส่วนคอยล์เย็น ช่อง Return Air มี

[redacted]

- พื้นที่ของอากาศทีผ่านคอยล์ร้อน คือ $A = W \times L$

$A_{Comdenser} = 0.585 m^2$

[redacted]

- ความเร็วเข้าช่อง Return Air ที่คอยล์เย็นมีค่า $v_{R/A} = 0.33 \frac{m}{s}$
- ความเร็วขาเข้าคอยล์ร้อน มีค่า $v_{Incondenser} = 2.3 \frac{m}{s}$
- [redacted]

$\mathring{V} = v \times A$

$\dot{V} = 0.33 \times 0.235$

$= 0.078 \frac{m^3}{s}$

[redacted]

$\mathring{V} = v \times A$

$= 2.3 \times 0.438$

$\dot{V} = 1.01 \frac{m^3}{s}$

ในที่นี้จะแสดงวิธีทำกรณีไม่มีชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน

1.1. ไม่มี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน อุณหภูมิ 30°C

$Q_e = \dot{V} \vartheta \Delta h$

$= (0.078 \frac{m^3}{s}) \times (0.872 \frac{m^3}{kg}) \times (63 - 40.14) \frac{kJ}{kg}$

$= 1.56 kW$

$Q_c = \dot{V} \vartheta \Delta h$

$$= (1.01\frac{m^3}{s}) \times (0.89\frac{m^3}{kg}) \times (90.6 - 86.38)\frac{kJ}{kg}$$
$$= 3.79kW$$

$$W_c = Q_c - Q_e$$
$$= 3.79 - 1.56$$
$$= 2.33kW$$
$$COP = \frac{Q_e}{W_c}$$
$$= \frac{1.56}{2.33}$$
$$= 0.67$$
$$EER = \frac{Q_e}{W_{input,Total}} \times 3412$$
$$= \frac{1.56}{} \times 3.412 = 4.08$$

$$= 7.304$$

1.2. ไม่มี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน อุณหภูมิ 35°C

$$Q_e = \dot{V}\,\vartheta\Delta h$$
$$= (0.078\frac{m^3}{s}) \times (0.871\frac{m^3}{kg}) \times (62.24 - 37.06)\frac{kJ}{kg}$$
$$= 1.71kW$$
$$Q_c = \dot{V}\,\vartheta\Delta h$$
$$= (1.01\frac{m^3}{s}) \times (0.958\frac{m^3}{kg}) \times (103.80 - 99.146)\frac{kJ}{kg}$$
$$= 4.5kW$$
$$W_c = Q_c - Q_e$$
$$= 4.5 - 1.71$$
$$= 2.79kW$$
$$COP = \frac{Q_e}{W_c}$$
$$= \frac{1.71}{2.79}$$
$$= 0.62$$

$$EER = \frac{Q_e}{W_{input,Total}} \times 3412$$

$$= \frac{2.116}{1.0} \times 3.412$$
$$= 7.22$$

1.3.ไม่มี ชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน อุณหภูมิ 40°C

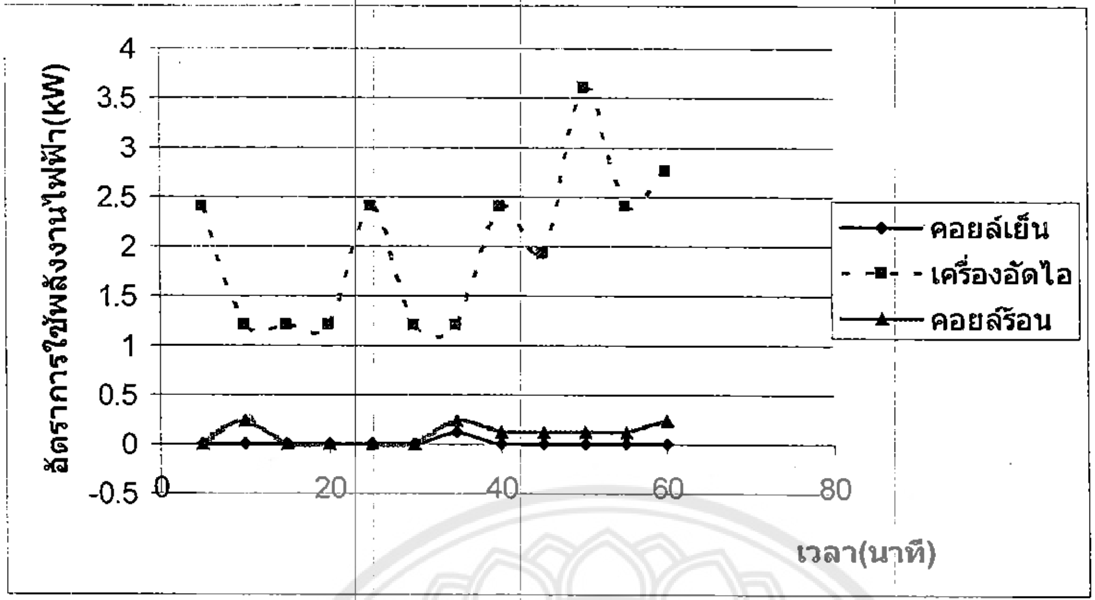
$$Q_e = \dot{V}\,\vartheta \Delta h$$
$$= (0.078\frac{m^3}{s}) \times (0.871\frac{m^3}{kg}) \times (62.24 - 36.62)\frac{kJ}{kg}$$
$$= 1.74kW$$
$$Q_c = \dot{V}\,\vartheta \Delta h$$
$$= (1.01\frac{m^3}{s}) \times (0.956\frac{m^3}{kg}) \times (133.2 - 128.46)\frac{kJ}{kg}$$
$$= 4.58kW$$
$$W_c = Q_c - Q_e$$
$$= 4.58 - 1.74$$
$$= 2.84kW$$

$$COP = \frac{Q_e}{W_c}$$
$$= \frac{1.74}{2.84}$$
$$= 0.61$$
$$EER = \frac{Q_e}{W_{input,Total}} \times 3412$$
$$= \frac{2.16}{1.05416} \times 3.412$$
$$= 7.0$$

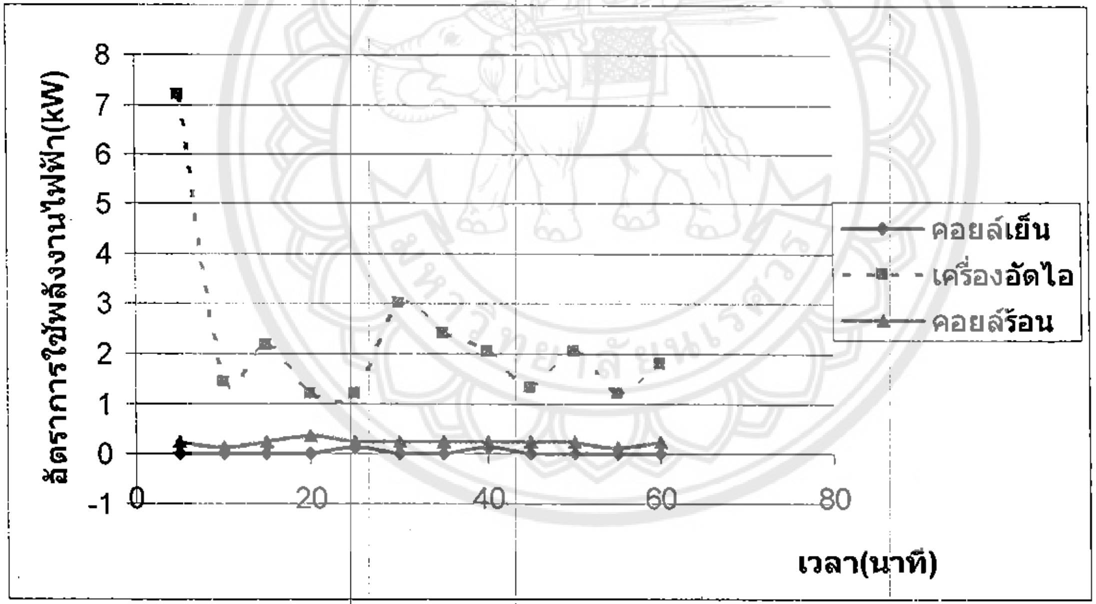
ภาคผนวก ฉ

กราฟการใช้ไฟฟ้าเปรียบเทียบของอุปกรณ์แต่ละชนิด

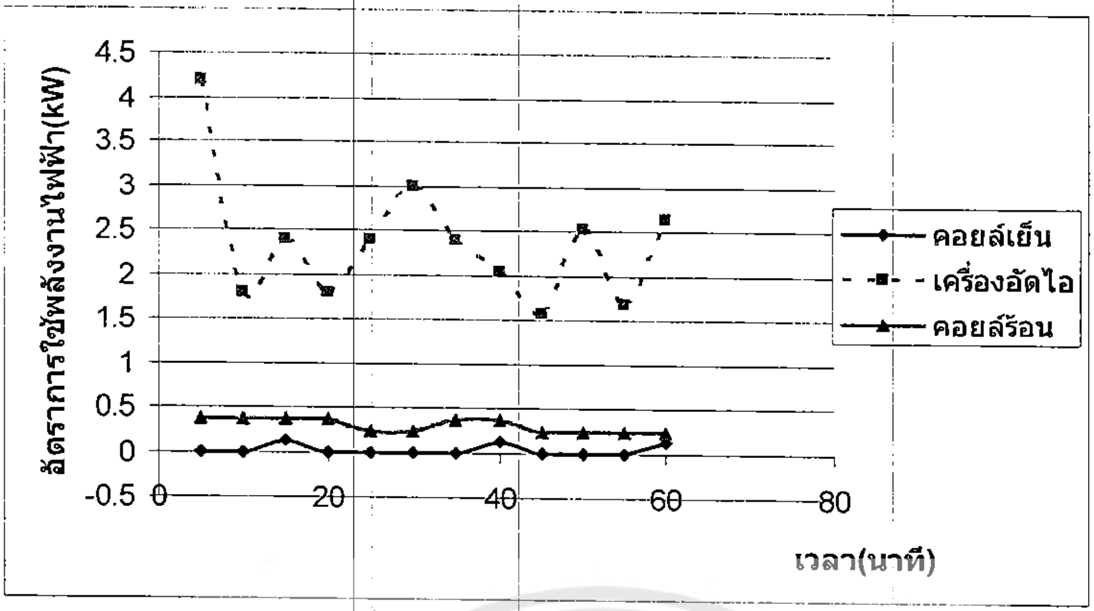
ฉ1. อัตราการใช้ไฟฟ้ากรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน



กราฟ ฉ.1 กรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน30 องศาเซลเซียส

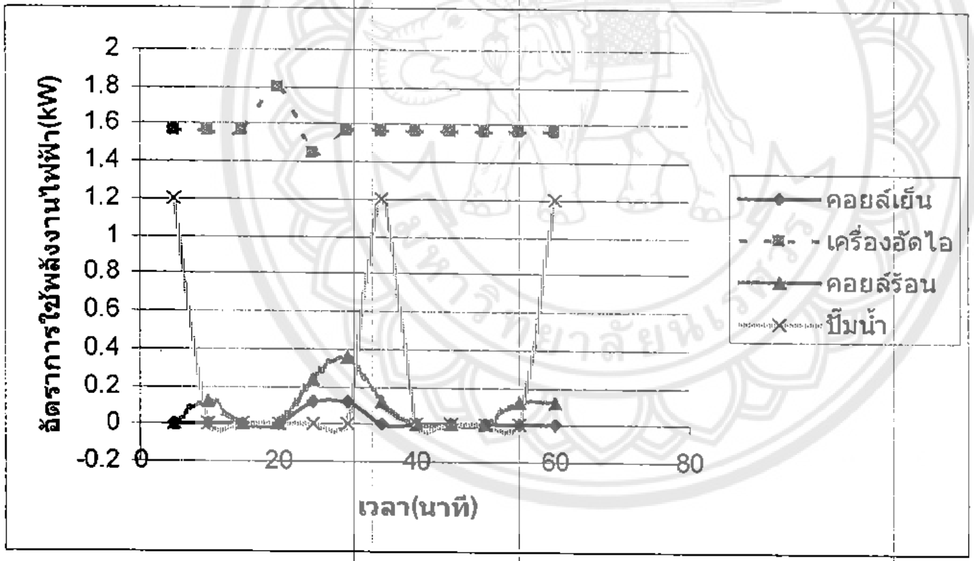


กราฟ ฉ.2 กรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน35องศาเซลเซียส

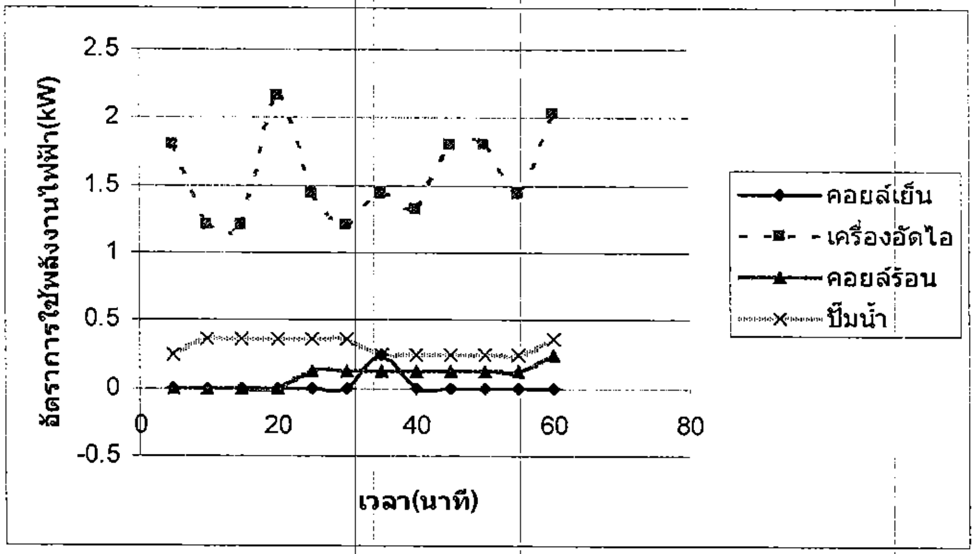


กราฟ ฉ.3 กรณีที่ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน40 องศาเซลเซียส

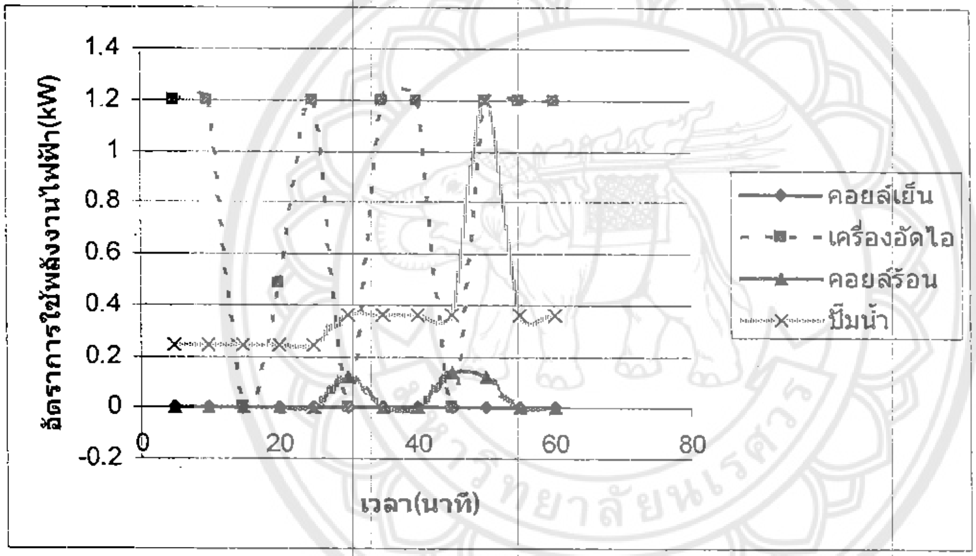
ฉ2. กรณีติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 /นาที



กราฟ ฉ.4 กรณีติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 30 องศาเซลเซียส

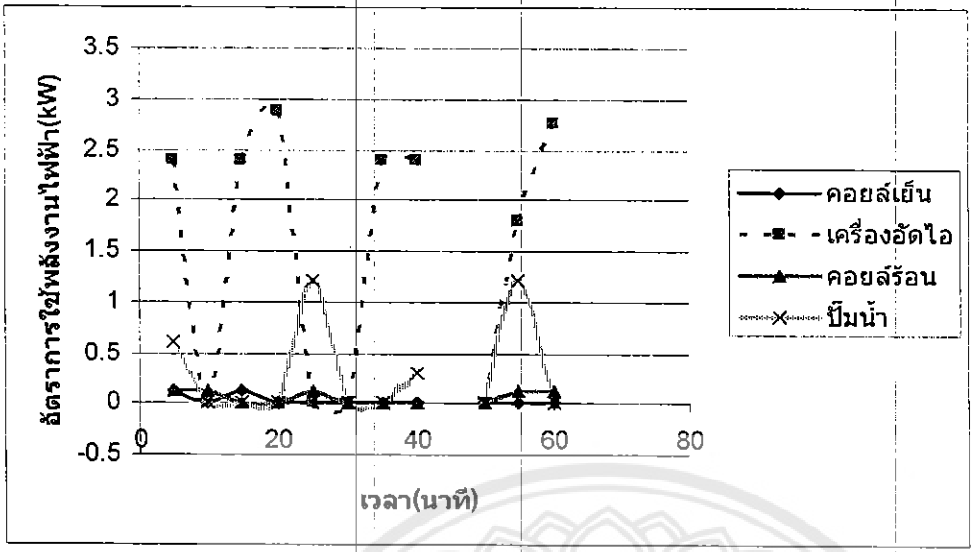


กราฟ ฉ.5 กรณีติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 35 องศาเซลเซียส

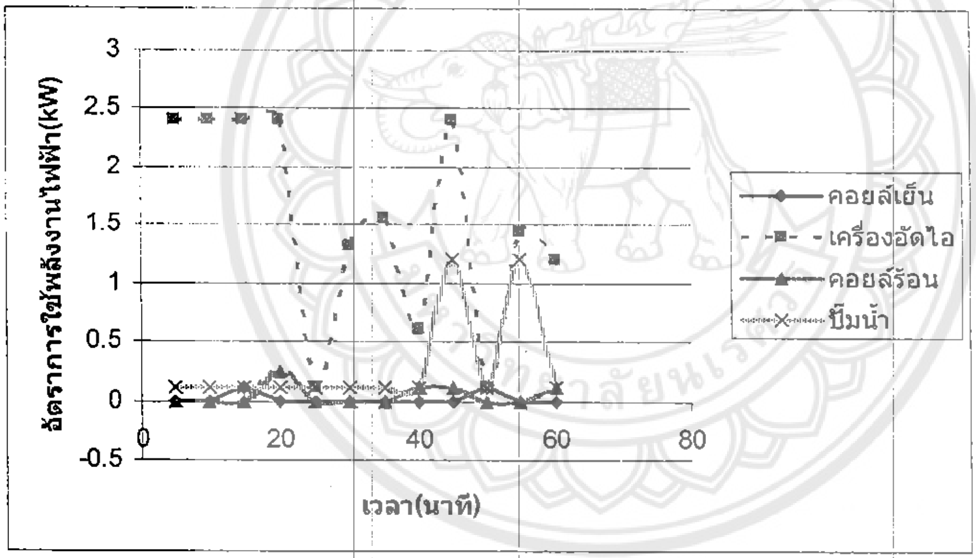


กราฟ ฉ.6 กรณีติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 40 องศาเซลเซียส

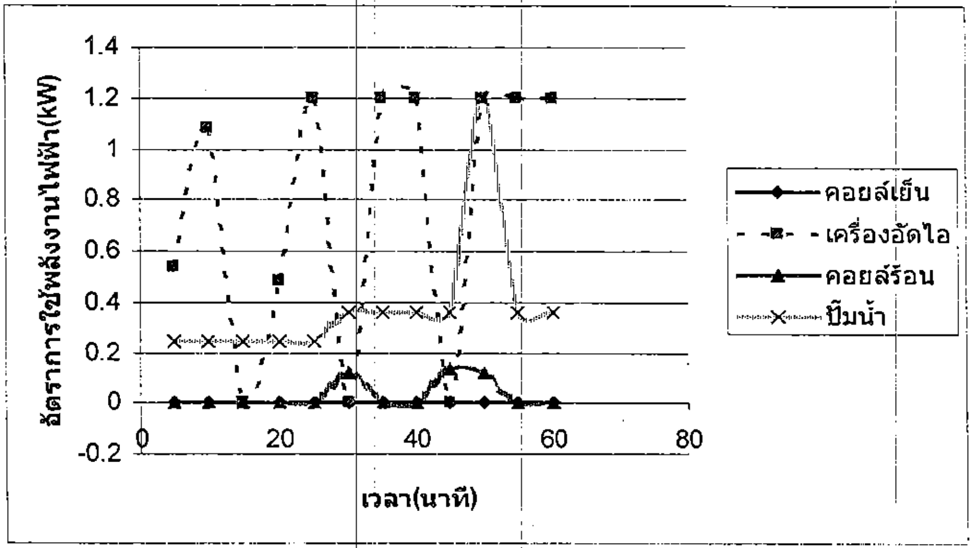
ฉ3. กรณีติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อนที่อัตราการไหล 4.5 ลิตร/นาที



กราฟ ฉ.7 กรณีติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 30 องศาเซลเซียส



กราฟ ฉ.8 กรณีติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 35องศาเซลเซียส



กราฟ ฉ.9 กรณีติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน 40 องศาเซลเซียส

ตาราง ฉ.1 แสดงค่าไฟฟ้าสุทธิ (kW.hr)

ค่าไฟฟ้าสุทธิ (kW.hr)	อุณหภูมิอากาศ		
	30	35	40
ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน	0.9	1.05	1.18
ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน 0.8 ลิตรต่อนาที	0.78	0.681	0.66
ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน 4.5 ลิตรต่อนาที	0.52	0.6	0.65

ตาราง ฉ.2 เปรียบเทียบอัตราการใช้ไฟฟ้าระหว่าง ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนและติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหล 0.8 ลิตรต่อนาที

จำนวนเงินที่ต้องจ่ายต่อเดือน (บาท/เดือน)	อุณหภูมิอากาศ		
	30˚c	35.0˚c	40˚c
กรณีไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน	972	1134	1274
ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน 0.8 ลิตรต่อนาที	842.4	735.48	712.8
ประหยัด	**129.6**	**398.5**	**561.2**
ระยะคืนทุน (เดือน)	**11**	**4**	**3**

- กำหนดให้ 3 บาทต่อหน่วย

- แสดงการวิเคราะห์จุดคุ้มทุน ที่สภาวะอุณหภูมิ 30$^{\circ}c$

ต้นทุนชุดอุปกรณ์	1455	บาท
ค่าไฟฟ้าที่ลดลงต่อเดือน	129.6	บาท

ระยะเวลาคืนทุน $= \dfrac{1455}{129.6}$

$= 11.2$

สรุปเมื่อติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหลเท่ากับ 0.8 ลิตรต่อนาที จะใช้เวลาประมาณ 11 เดือน จึงจะคืนทุน

- แสดงการวิเคราะห์จุดคุ้มทุน ที่สภาวะอุณหภูมิ 35$^{\circ}c$

ต้นทุนชุดอุปกรณ์	1455	บาท
ค่าไฟฟ้าที่ลดลงต่อเดือน	398.5	บาท

ระยะเวลาคืนทุน $= \dfrac{1455}{398.5}$

$= 3.65$

สรุปเมื่อติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหลเท่ากับ 0.8 ลิตรต่อนาที จะใช้เวลาประมาณ 4 เดือน จึงจะคืนทุน

- แสดงการวิเคราะห์จุดคุ้มทุน ที่สภาวะอุณหภูมิ 40$^{\circ}c$

ต้นทุนชุดอุปกรณ์	1455	บาท
ค่าไฟฟ้าที่ลดลงต่อเดือน	561.2	บาท

ระยะเวลาคืนทุน $= \dfrac{1455}{561.2}$

$= 2.59$

สรุปเมื่อติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหลเท่ากับ 4.5 ลิตรต่อนาที จะใช้เวลาประมาณ 3 เดือน จึงจะคืนทุน

ตาราง ฉ.3 เปรียบเทียบอัตราการใช้ไฟฟ้าระหว่าง ไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนและติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหล 4.5 ลิตรต่อนาที

จำนวนเงินที่ต้องจ่ายต่อเดือน (บาท/เดือน)	อุณหภูมิอากาศ		
	$30^{\circ}c$	$35.0^{\circ}c$	$40^{\circ}c$
กรณีไม่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน	972	1134	1274
ติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อน 4.5 ลิตรต่อนาที	561.6	648	702
ประหยัด	**410.4**	**486**	**572**
ระยะเวลาคืนทุน(เดือน)	4	3	3

- แสดงการวิเคราะห์จุดคุ้มทุน ที่สภาวะอุณหภูมิมีค่าเท่ากับ $30^{\circ}c$

ต้นทุนชุดอุปกรณ์ 1455 บาท

ค่าไฟฟ้าที่ลดลงต่อเดือน 410.4 บาท

ระยะเวลาคืนทุน $= \frac{1455}{410.4}$

$= 3.5$

สรุปเมื่อติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหลเท่ากับ 4.5 ลิตรต่อนาที จะใช้เวลาประมาณ 4 เดือน จึงจะคืนทุน

- แสดงการวิเคราะห์จุดคุ้มทุน ที่สภาวะอุณหภูมิมีค่าเท่ากับ $30^{\circ}c$

ต้นทุนชุดอุปกรณ์ 1455 บาท

ค่าไฟฟ้าที่ลดลงต่อเดือน 486 บาท

ระยะเวลาคืนทุน $= \frac{1455}{486}$

$= 2.9$

สรุปเมื่อติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหลเท่ากับ 4.5 ลิตรต่อนาที จะใช้เวลาประมาณ 3 เดือน จึงจะคืนทุน

-แสดงการวิเคราะห์จุดคุ้มทุน ที่สภาวะอุณหภูมิมีค่าเท่ากับ $40^{\circ}c$

ต้นทุนชุดอุปกรณ์ 1455 บาท

ค่าไฟฟ้าที่ลดลงต่อเดือน 572 บาท

$$\text{ระยะเวลาคืนทุน} = \frac{1455}{572}$$

$$= 2.54$$

สรุปเมื่อติดตั้งชุดอุปกรณ์ระบายความร้อนที่อัตราการไหลเท่ากับ 4.5 ลิตรต่อนาที จะใช้เวลาประมาณ 3 เดือน จึงจะคืนทุน

ตาราง ฉ4. เปรียบเทียบบาทต่อ BTU/hr

ชนิดเครื่องปรับอากาศตามท้องตลาด	**BTU/hr**	**Compressor**	ราคา	**บาทต่อ BTU**
1.FTKD18FV2S/RKD18FV2S	18000	ROTARY	34,806	1.93
2.MS-PB18VC เบอร์5	18088	ROTARY	33,400	1.86
3. HAH - 20 W / (SJ-W20-H)	19400	ROTARY	42,900	2.21
4. SJ - U 18	18000	ROTARY	33,900	1.89
5.Ms-P16 ที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ช่วยระบายความร้อน	**18000**	**ROTARY**	**27,455**	**1.53**