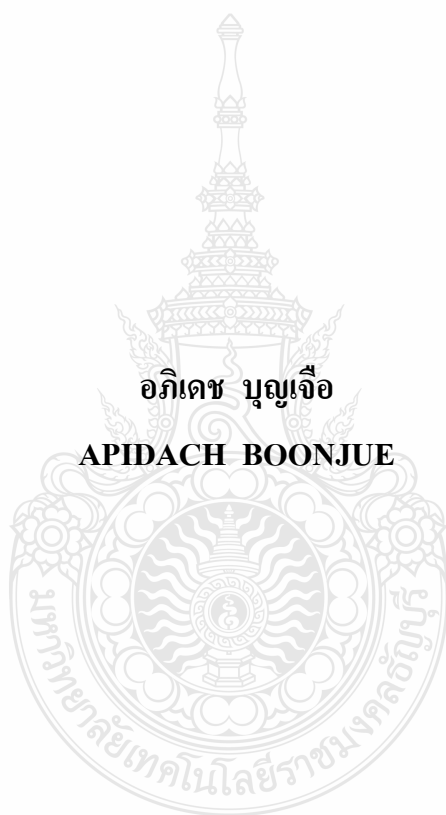


การศึกษาวิธีการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์เมื่อชุดคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน

**STUDY ON ENERGY REDUCTION METHOD OF COMPRESSOR FAN-COIL
UNIT IS SET LOWER THAN THE CONDENSING UNIT**



อภิเดช บุญเจือ

APIDACH BOONJUE

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

พ.ศ. 2554

การศึกษาวิธีการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์เมื่อชุดคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน



อภิเดช บุญเจือ

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

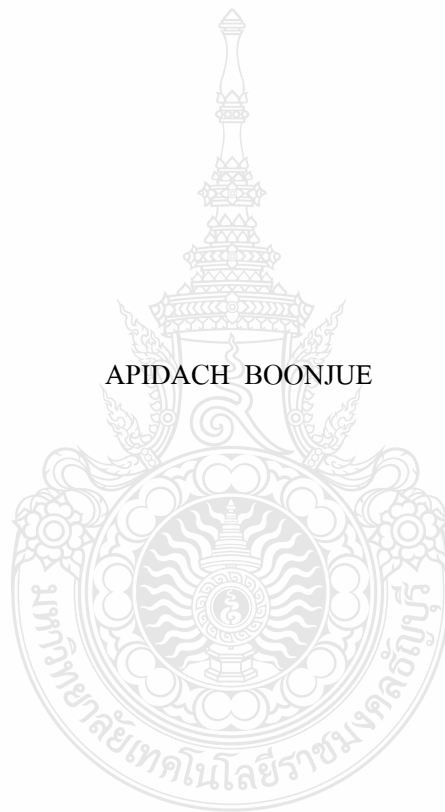
คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

พ.ศ. 2554

**STUDY ON ENERGY REDUCTION METHOD OF COMPRESSOR FAN-COIL
UNIT IS SET LOWER THAN THE CONDENSING UNIT**

APIDACH BOONJUE



A THESIS SUBMITTED IN PARTIAL FULFILMENT OF THE REQUIREMENT FOR
THE DEGREE OF MASTER OF ENGINEERING
IN MECHANICAL ENGINEERING DEPARTMENT OF MECHANICAL ENGINEERING
FACULTY OF ENGINEERING
RAJAMANGALA UNIVERSITY OF TECHNOLOGY THANYABURI

2011

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้เป็นงานวิจัยที่เกิดจากการค้นคว้าและวิจัยขณะที่ข้าพเจ้าศึกษาอยู่ในคณะ
วิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี งานวิจัยในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ถือเป็น
ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรีและข้อความต่างๆ ในวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ข้าพเจ้า
ขอรับรองว่าไม่มีการคัดลอกหรือนำงานวิจัยของผู้อื่นมานำเสนอในชื่อของข้าพเจ้า

นายอภิเดช บุญเจือ





ใบรับรองวิทยานิพนธ์

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การศึกษาวิธีการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์เมื่อชุดคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน
STUDY ON ENERGY REDUCTION METHOD OF COMPRESSOR FAN-COIL UNIT IS SET LOWER THAN THE CONDENSING UNIT

ชื่อนักศึกษา นายอภิเดช บุญเจือ

รหัสประจำตัว 115170430113-4

ปริญญา วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์ ดร.สถาพร ทองวิก

วัน เดือน ปี ที่สอบ 6 มีนาคม 2554

สถานที่สอบ ห้องประชุมมีฤทธิ์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์

.....ประธานกรรมการ

(ดร.วิรัช ไรยนรินทร์)

.....กรรมการ

(ดร.เทอดเกียรติ ลิ้มปีทีปการ)

.....กรรมการ

(ดร.บัณฑิต กฤตาคม)

.....กรรมการ

(ดร.สถาพร ทองวิก)

.....
(ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.สมหมาย ผิวสอาด)

คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาวิธีการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์เมื่อชุดคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน
นักศึกษา	นายอภิเดช บุญเจือ
รหัสประจำตัว	115170430113-4
ปริญญา	วิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
ปีการศึกษา	2553
อาจารย์ผู้ควบคุมวิทยานิพนธ์	ดร.สถาพร ทองวิก

บทคัดย่อ

วิทยานิพนธ์นี้ได้ศึกษาการลดการพลังงานที่ในกับคอมเพรสเซอร์ สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12,500 Btu/hr ที่จำเป็นต้องติดตั้งชุดคอยล์เย็น (FCU) อยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน (CDU) จากการศึกษาที่ระยะห่าง 3, 6, 9 และ 12 เมตร พบว่าที่ระยะห่าง 12 เมตร มีความสิ้นเปลืองกว่าระยะห่าง 3, 6, 9 เมตร คิดเป็น 6.23 % ดังนั้นการติดตั้งดังกล่าวจึงไม่ควรติดตั้งให้มีระยะห่างมากกว่า 12 เมตร แต่ในบางกรณีต้องติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีระยะห่าง 12 เมตร จึงได้ทำการศึกษาหาวิธีการลดการใช้พลังงานเมื่อมีความจำเป็นต้องติดตั้งระยะห่าง 12 เมตร ดังนั้นจึงได้ทำการศึกษาและเปรียบเทียบ การสิ้นเปลืองพลังงาน ผลกระทบกับของสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และ ประสิทธิภาพการทำความเย็น (EER) ระหว่างระบบที่ติดตั้งชุดลดพลังงานและระบบปกติ ทำการทดลองโดยติดตั้งชุดลดพลังงาน

การทดลองได้กำหนดให้คอมเพรสเซอร์ทำงาน 20 นาที และหยุดการทำงาน 6 นาที ใช้เวลาทั้งหมด 8 ชั่วโมง อุณหภูมิของอากาศภายนอกและภายในห้องทดลองถูกควบคุมให้คงที่ 39 ± 2 และ 24 ± 2 °C ตามลำดับ

จากการศึกษาพบว่า การลดพลังงานในคอมเพรสเซอร์ ส่งผลให้ค่า COP เพิ่มขึ้น 6.7 % และ EER เพิ่มขึ้น 7.76 % ในขณะที่การสิ้นเปลืองพลังงานลดลง 5.76 % คิดการประหยัดพลังงานเป็น 136.8 หน่วยต่อปี หรือค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้าลดลง 1641.6 บาทต่อปี ในการทดลองนี้สามารถใช้ชุดลดพลังงานในคอมเพรสเซอร์ ที่ความยาวท่อ ที่ 12 เมตร

คำสำคัญ: เครื่องปรับอากาศ/ลดพลังงาน/สัมประสิทธิ์สมรรถนะ

Thesis Title : STUDY ON ENERGY REDUCTION METHOD OF COMPRESSOR
FAN-COIL UNIT IS SET LOWER THAN THE CONDENSING UNIT

Student Name : Mr. Apidach Boonjue

Student ID : 115170430113-4

Degree Award : Master of Engineering

Study Program : Mechanical Engineering

Academic Year : 2010

Thesis Advisor : Dr. Sathaporn Thongwik



ABSTRACT

This thesis is a study of the reduction of the energy consumption of a compressor in a split type air-conditioning system. The air-conditioning system is 12,500 Btu/hr was used to experiment, and in case of the fan coil-unit (FCU) is lower than that condensing unit (CDU). The effect of distance between a FCU and CDU on energy consumption was studied in range of 3, 6, 9 and 12 m. Found that the maximum energy consumption occurs on the length of tube of 12 m, it is 6.23 % . Therefore, the distance between a FCU and CDU of 12 m or more avoid for installation. Some case, the distance between a FCU and CDU of 12 m or more is installed. Therefore, the COP, energy efficiency ratio (EER), and energy consumption of this case was studied, and comparison of them with adding a bypass loop (energy saving device).

The experimental condition was controlled; the operating time and shut off time of the compressor are 20 and 6 minutes, respectively, it test all time of 8 hours, the outdoor and indoor of air temperature are 39 ± 2 and 24 ± 2 ° C, respectively.

The results found that the reduction of energy consumption is effect to increase of COP is 6.7%, and EER is increases of 7.76%, while the energy consumption is decreased of 5.76%. It is saving energy of 136.8 kWh per year, or saving money of 1641.6 baht a year for an electrical cost at 1 unit per 3 baht. In this experiment, the energy saving device can be used for the reduction of the energy consumption of a compressor in case the distance between a FCU and CDU of 12 m is installed.

Keywords: COP, EER, Air-condition, Saving energy

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลืออย่างดียิ่งของ ดร.สถาพร ทองวิก ซึ่งได้ให้คำปรึกษาแนะนำ และหาแนวทางแก้ปัญหาที่เกิดขึ้นในระหว่างการทำงานวิจัยโดยตลอดผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณอย่างสูง และขอขอบคุณภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ที่ช่วยเหลือในด้านข้อมูลและสถานที่ และขอขอบคุณโปรแกรมวิชาช่างยนต์ เครื่องทำความเย็นและปรับอากาศ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี นครราชสีมา ที่ให้ใช้เครื่องอุปกรณ์ในการเก็บข้อมูล และ เครื่องปรับอากาศ รวมทั้งสถานที่ ในการทดลองและคณาจารย์ทุกท่าน รวมทั้งเพื่อนร่วมงานทุกท่านที่ให้ความช่วยเหลือด้วยดีตลอด ท้ายนี้ผู้วิจัยใคร่ขอกราบขอบ พระคุณ บิดา มารดา ที่สนับสนุนการศึกษาของผู้วิจัย และคอยให้กำลังใจเสมอมาทำให้สามารถฝ่าฟันอุปสรรคนานาประการจนสำเร็จ ประโยชน์อันใดจากงานวิจัยขอมอบเป็นกตัญญูตานุชาแต่บิดา มารดา ครูอาจารย์ ตลอดจนถึงผู้มีพระคุณทุกท่าน

อภิเดช บุญเจือ

6 มีนาคม 2554



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	ข
กิตติกรรมประกาศ	ค
สารบัญ	ง
สารบัญตาราง	ฉ
สารบัญรูป	ช
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	ฌ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
1.2 กรอบแนวคิด	1
1.3 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์	3
1.4 สมมุติฐาน	3
1.5 ขอบเขต	4
1.6 ขั้นตอนการดำเนินงาน	4
1.7 ประโยชน์คาดว่าจะได้รับ	4
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	5
2.1 การทำความเย็นแบบอัดไอ	5
2.2 ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ	6
2.3 หลักการทำงานของวงจรทำความเย็นแบบอัดไอ	9
2.4 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ	11
2.5 ประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ	12
2.6 วัฏจักรจริงของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ	13
2.7 การคำนวณออกแบบท่อ	13
2.8 การออกแบบท่ออนุรักษพลังงาน	15
2.9 สมการเบอร์นูลลี	20
2.10 การกำหนดมาตรฐานของเครื่องปรับอากาศ	22
2.11 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	24

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บทที่ 3 วิธีการดำเนินงาน	27
3.1 วิธีการหาความเหมาะสมของท่อสารทำความเย็น	27
3.2 วิธีการดำเนินงาน	30
3.3 การติดตั้งเครื่องปรับอากาศและเครื่องมือวัด	31
3.4 การทดลองและบันทึกผล	33
บทที่ 4 ผลการทดลอง	37
4.1 บทนำ	37
4.2 ผลการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น	37
4.3 ผลการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น	38
4.4 ค่าความร้อนที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	38
4.5 อัตราการทำความเย็นที่เกิดขึ้น	39
4.6 เปรียบเทียบความดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์	39
4.7 ค่าเปรียบเทียบของกระแส (60s)	41
4.8 ค่าเปรียบเทียบของกระแส (120s)	41
4.9 ค่าเปรียบเทียบพลังงานของระบบปรับอากาศ	41
4.10 ค่าเปรียบเทียบความสิ้นเปลืองพลังงานของระบบปรับอากาศ	43
บทที่ 5 สรุปผลและข้อเสนอแนะ	44
5.1 สรุปผล	44
5.2 ข้อเสนอแนะ	45
เอกสารอ้างอิง	46
ภาคผนวก	
ก อุปกรณ์วัดการลดพลังงานของเครื่องปรับอากาศและรูปงานวิจัยเครื่องวิจัย	48
ข ตารางบันทึกผลการทดลอง	61
ค การเปรียบเทียบกราฟ	67
ง ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่	72
ประวัติผู้เขียน	100

สารบัญตาราง

ตารางที่		หน้า
2.1	การกำหนดระดับประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ	23
2.2	มาตรฐานประสิทธิภาพการใช้พลังงานขั้นต่ำของเครื่องปรับอากาศ	24



สารบัญรูป

รูปที่		หน้า
1.1	การออกแบบบ้านและอาคารสำนักงาน	2
1.2	พื้นที่ในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ	2
1.3	แสดงการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ	2
1.4	องค์ประกอบของปัญหาที่เป็นกรอบแนวคิดในงานวิทยานิพนธ์	3
2.1	อุปกรณ์หลักของระบบปรับอากาศ	6
2.2	อุปกรณ์กรองและเก็บความชื้น	8
2.3	อุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่น	8
2.4	อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเหลว	9
2.5	ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ	10
2.6	วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	10
2.7	เปรียบเทียบวัฏจักรจินตภาพและวัฏจักรจริงของการทำความเย็นแบบอัดไอ บนแผนภาพมอลเลียร์(Mollier diagram)	13
2.8	ของไหลผ่านท่อ	14
2.9	ของไหลไหลผ่านหน้าตัด	15
2.10	การเคลื่อนที่ของเอลิเมนต์ของไหลในท่อ	17
2.11	เอลิเมนต์ของไหลเคลื่อนที่จากหน้าตัด1ไปหน้าตัด2	20
2.12	เสดความดัน เสดความสูงและเสดความเร็ว	22
2.13	ฉลากแสดงประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ	24
3.1	ขั้นตอนวิธีการทดสอบหาระยะวามยาวท่อสารทำความเย็น	27
3.2	แสดงการติดตั้งท่อสารทำความเย็นในความยาวอื่นๆ	28
3.3	แสดงตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันและอุณหภูมิที่ 3,6,9,12 เมตร	28
3.4	เปรียบเทียบค่า COP และ EER ที่ 3 และ 12 เมตร	29
3.5	แสดงค่าเปรียบเทียบการใช้พลังงานเครื่องปรับอากาศที่ 3 และ 12 เมตร	29
3.6	ขั้นตอนการดำเนินงานวิทยานิพนธ์	30
3.7	การติดตั้งเครื่องปรับอากาศ	31
3.8	เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลอง	31
3.9	แสดงตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันและอุณหภูมิที่ 12 เมตร	32
3.10	การติดตั้งเครื่องมือวัดและความดันเข้ากับอุปกรณ์	32
3.11	แผนภาพมอลเลียร์	32

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่		หน้า
3.12	ติดตั้งชุดควบคุมอุณหภูมิในห้องและที่ชุดคอนเดนเซอร์	33
3.13	ติดตั้งชุดวาล์วไฟฟ้า(Solenoid)	33
3.14	ชุดควบคุมระบบปรับอากาศในสภาวะลดพลังงาน	34
3.15	ชุดควบคุมระบบปรับอากาศในสภาวะปกติ	34
3.16	ชุดวงจรควบคุมระบบปรับอากาศ	35
3.17	เครื่องบันทึกข้อมูล YOKOGAWA MV1000	35
3.18	เครื่องบันทึกข้อมูล YOKOGAWA CW 240	36
3.19	เครื่องบันทึกข้อมูล RICHTMASS RP-3430	36
4.1	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น	37
4.2	ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น	38
4.3	ค่าความร้อนที่ได้จากคอมเพรสเซอร์	39
4.4	เปรียบเทียบความเย็นที่เกิดขึ้น	40
4.5	ความดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์	40
4.6	ค่าเปรียบเทียบกระแสคอมเพรสเซอร์ (60 s)	41
4.7	ค่าเปรียบเทียบกระแสคอมเพรสเซอร์ (120 s)	42
4.8	ค่าเปรียบเทียบพลังงาน	42
4.9	ค่าเปรียบเทียบความสิ้นเปลืองพลังงาน	43

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

CDU	CONDENSING UNIT
COP	COEFFICIENT OF PERFORMANCE
EER	ENERGY EFFICIENCY RATIO
FCU	FAN-COIL UNIT
KE	KINEMATIC ENERGY
PE	POTENTIAL ENERGY
RE	REFIGERATION EFFECT
A	พื้นที่
C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะเมื่อปริมาตรคงที่
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะเมื่อดันคงที่
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง
e	พลังงานต่อหน่วยมวล
g	อัตราเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก
H	ความสูง
h_L	เอนทัลปีของเหลว
h_1	เอนทัลปีที่ทางออกคอมเพรสเซอร์
h_2	เอนทัลปีที่ทางออกคอยล์เย็น
h_4	เอนทัลปีที่ทางออกคอยล์ร้อน
I	พลังงานภายในต่อหน่วยมวล
i	พลังงานภายใน
KE	พลังงานจลน์
\dot{m}	อัตราการไหล
\dot{m}_r	อัตราการไหลเชิงมวลสารทำความเย็น
PE	พลังงานศักย์
\dot{Q}_{evap}	ขนาดของเครื่องระเหย
\dot{Q}_{cond}	ขนาดของเครื่องควบแน่น
T	อุณหภูมิ

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา

ในปัจจุบันประเทศไทยเผชิญกับสภาพอากาศที่เพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้มีความต้องการใช้สิ่งอำนวยความสะดวกเพื่อลดปัญหาและตอบสนองความต้องการของมนุษย์ เครื่องปรับอากาศจึงเข้ามา มีบทบาทต่อมนุษย์เราแทบจะหลีกเลี่ยงไม่ได้และมีแนวโน้มจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ แต่ระบบปรับอากาศเป็นระบบที่ใช้พลังงานมากกว่าระบบอื่นๆ ในอาคารมีสัดส่วนประมาณ 60% [1] ดังนั้นการเลือกใช้ชนิดและขนาดของเครื่องปรับอากาศให้มีความเหมาะสมกับการใช้งาน ตลอดจนจะต้องทราบถึงวิธีการและข้อกำหนดต่างๆ ในการติดตั้งให้ถูกวิธี ซึ่งถือว่าเป็นสิ่งที่สำคัญมากในการที่จะทำให้เครื่องปรับอากาศใช้งานได้มีประสิทธิภาพสูงสุด เช่นการเดินท่อน้ำยาหรือสารทำความเย็นตามแนวราบ ของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่มีความยาวท่อเทียบเท่า(สมมูลย์)ประมาณ 100 เมตร สามารถออกแบบให้ประสิทธิภาพลดลงไม่เกิน 5% โดยการเพิ่มขนาดของท่อน้ำยาให้ความดันลดเทียบเท่าอุณหภูมิอิ่มตัวตัวลดไม่เกิน 2°C (1°C) [2]

การติดตั้งท่อสารทำความเย็นในแนวดิ่ง โดยใช้เครื่องปรับอากาศแบบติดผนัง และติดตั้งอุปกรณ์ลดความดันของสารทำความเย็นที่ตัวคอยล์ร้อน และในการศึกษาวิจัยติดตั้งชุดคอยล์เย็นสูงกว่าชุดคอยล์ร้อน หาระดับความสูง ที่มีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ความดันที่สูญเสียภายในท่อสารทำความเย็น อุณหภูมิของสารทำความเย็น กระแสไฟฟ้าที่เปลี่ยนแปลง จำนวนสารทำความเย็นที่เติมเพิ่มเข้าในระบบ ประสิทธิภาพกำลังงานของเครื่องปรับอากาศ ที่เครื่องปรับอากาศสามารถทำงานได้

1.2 กรอบแนวคิด

ในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศปัจจุบันจะมีปัจจัยอยู่ 3 อย่างคือ (1) การออกแบบอาคารและบ้านเรือนของสถาปนิก ออกแบบรูปลักษณะตัวบ้านเรือน หรืออาคารสำนักงานรวมถึงสถานประกอบการต่างๆ จะเน้นความสวยงาม ทำให้การติดตั้งเครื่องปรับอากาศ หรือการเดินท่อสารทำความเย็นค่อนข้างไม่ได้ตามมาตรฐานบริษัทกำหนด ดังแสดงในรูปที่ 1.1 (2) ขนาดและความเหมาะสมของพื้นที่ในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ถูกกำหนดด้วยพื้นที่ตัวอาคารบ้านเรือนเองทำให้การติดตั้งเครื่องปรับอากาศ และ การเดินท่อสารทำความเย็นต้องมีระยะความยาวเกินกว่ามาตรฐานของเครื่องปรับอากาศ ดังรูปที่ 1.2 (3) ความพึงพอใจของเจ้าของบ้าน อาคาร และสำนักงาน ซึ่งเป็นปัจจัยหลักของงานบริการเพราะต้องขึ้นอยู่กับความต้องการของเจ้าของ ทำให้การติดตั้งเครื่องปรับอากาศไม่ได้ตามมาตรฐานที่ทางบริษัทผู้ผลิตกำหนดไว้ ดังรูปที่ 1.3



รูปที่ 1.1 การออกแบบบ้านและอาคารสำนักงาน

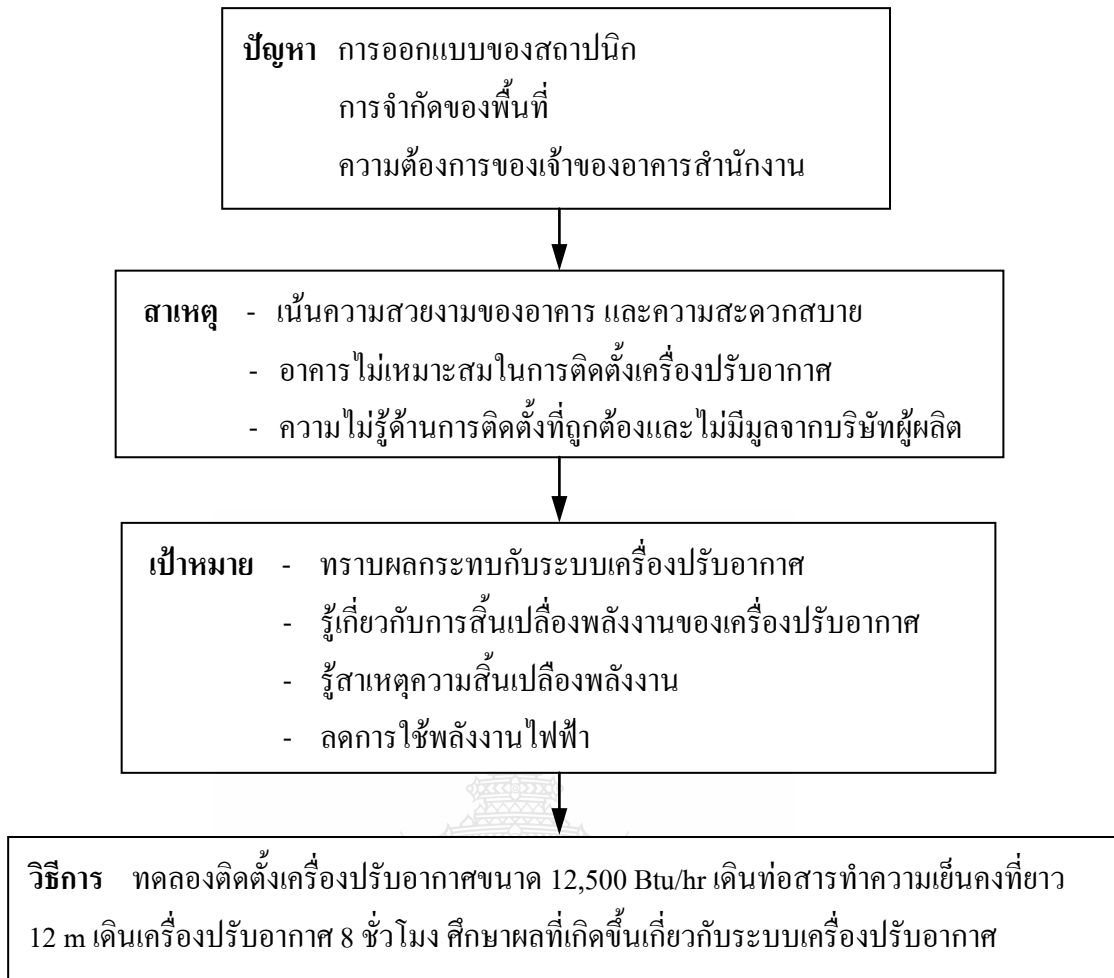


รูปที่ 1.2 พื้นที่ในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 1.3 แสดงการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ

เครื่องปรับอากาศที่มีการติดตั้งท่อสารทำความเย็นยาวกว่ามาตรฐานบริษัทกำหนด หรือติดตั้งผิดหลักการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ทำให้ประสิทธิภาพการทำงาน หรือมีการสิ้นเปลืองพลังงานของเครื่องปรับอากาศ รวมถึงผลกระทบต่างๆที่เกิดขึ้นกับระบบ แสดงในรูปที่ 1.4 องค์ประกอบของปัญหาที่เป็นกรอบแนวคิดในงานวิทยานิพนธ์



รูปที่ 1.4 องค์ประกอบของปัญหาที่เป็นกรอบแนวคิดในงานวิทยานิพนธ์

1.3 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์

- 1.3.1 ศึกษาหาการลดพลังงานเครื่องปรับอากาศ
- 1.3.2 ศึกษาหาตัวแปรที่ส่งผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น
- 1.3.3 ศึกษาผลของประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ
- 1.3.4 ศึกษาผลที่เกิดขึ้นเมื่อมีการลดการใช้พลังงาน

1.4 สมมุติฐาน

- 1.4.1 ระยะเวลาขยาวท่อสารทำความเย็นคงที่ 12 เมตร
- 1.4.2 หาตัวแปรที่ส่งผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ เมื่อติดตั้งชุดลดการใช้พลังงาน
- 1.4.3 หาตัวแปรที่ส่งผลต่อประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ
- 1.4.4 หาผลที่เกิดขึ้นในแต่่วิธีที่ใช้ในการลดพลังงาน

1.5 ขอบเขต

1.5.1 ใช้เครื่องปรับอากาศ แบบแยกส่วน (Wall Type) ชนิดควบคุมแรงดันแบบ รูเข็ม (Capillary Tube) ขนาด 12,500 Btu/hr ใช้คอมเพรสเซอร์ แบบ โรตารี และสารทำความเย็น R-22 ในการทดสอบ

1.5.2 ติดตั้งเครื่องปรับอากาศในแนวดิ่ง กรณีที่ชุดคอยล์ร้อนติดตั้งสูงกว่าชุดคอยล์เย็นความยาวในการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่ระยะ 12 m

1.5.3 เติมสารทำความเย็น ตามมาตรฐานที่กำหนดมากับเครื่องปรับอากาศ ความดันด้านต่ำ 60-70 Psig ความดันด้านสูง 250-270 Psig

1.5.4 ทดลองที่อุณหภูมิในสถานะแวดล้อม $39\pm 2^{\circ}\text{C}$ ใช้อุณหภูมิในห้องทดลอง $24\pm 2^{\circ}\text{C}$ และความชื้นสัมพัทธ์ 50 – 60% RH

1.6 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.6.1 ศึกษาและค้นหาข้อมูล หลักการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ

1.6.2 ออกแบบห้องทดสอบและสร้างห้องทดสอบ

1.6.3 ติดตั้งเครื่องปรับอากาศ เกจวัดความดัน และเครื่องวัดอุณหภูมิทั้งภายในห้องและภายนอกห้องทดสอบ

1.6.4 ทำการทดสอบ และทำการปรับปรุงแก้ไข นำผลที่ได้มาวิเคราะห์เพื่อหาตัวแปรต่างๆ

1.6.5 สรุปผลการทดสอบ

1.7 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

1.7.1 ทราบถึงการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ เมื่อมีการติดตั้งชุดลดพลังงาน กรณีที่ชุดคอยล์เย็นติดตั้งต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน

1.7.2 ทราบผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ เมื่อมีการติดตั้งชุดลดพลังงาน

1.7.3 ทราบผลกระทบต่อประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศ เมื่อติดตั้งชุดลดพลังงาน

1.7.4 ทราบถึงผลที่เกิดขึ้นเมื่อติดตั้งชุดลดพลังงาน

บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

2.1 การทำความเย็นแบบอัดไอ

การทำความเย็นเป็นการประยุกต์อย่างหนึ่งทางเทอร์โมไดนามิกส์ และจะต้องมีความรู้ความเข้าใจในด้านต่าง ๆ เช่น การออกแบบการอุตสาหกรรม การนำระบบทำความเย็นไปใช้งาน จะต้องมีความรู้พื้นฐานเกือบทุกด้านทางของวิศวกรรม เช่น ที่เกี่ยวข้องกับสารทำความเย็นก็ต้องรู้ถึงสมบัติทางเคมี เพื่อรู้ปฏิกิริยาของสารทำความเย็นต่อส่วนประกอบต่าง ๆ และก็ต้องรู้ถึงคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ของสารทำความเย็นด้วย จึงจะสามารถวิเคราะห์วัฏจักรได้ รวมถึงเรื่องของการแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น คอนเดนเซอร์หรือเครื่องระเหยก็ต้องใช้ความรู้ทางการถ่ายเทความร้อนและกลศาสตร์ของไหล การออกแบบอุปกรณ์ต่าง ๆ

หน่วยของการทำความเย็น (Standard rating of refrigeration) หน่วยที่ใช้วัดอัตราการทำความเย็นใช้หน่วยที่เรียกว่า “ตันของการทำความเย็น” (Ton of refrigeration) หนึ่งตันของการทำความเย็นหมายถึง ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งบริสุทธิ์ 1 ตัน (2,000 ปอนด์) ที่ 0 °C (32 °F) กลายเป็นน้ำบริสุทธิ์ 0 °C (32 °F) ภายในเวลา 24 ชั่วโมง

จาก

$$Q = mL \quad (2.1)$$

เมื่อ Q = ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งจำนวน 1 ตันละลายกลายเป็นน้ำ

m = มวลของน้ำแข็ง (lb)

L = ความร้อนแฝงของน้ำแข็ง = 68.89 kJ/kg (144 Btu/lb)

แทนค่า $Q = 2,000 \text{ lb} \times 144 \text{ Btu/lb} / 24 \text{ hr}$

$$= 288,000 \text{ Btu} / 24\text{hr}$$

$$= 12,000 \text{ Btu/hr}$$

$$= 2,000 \text{ Btu/min}$$

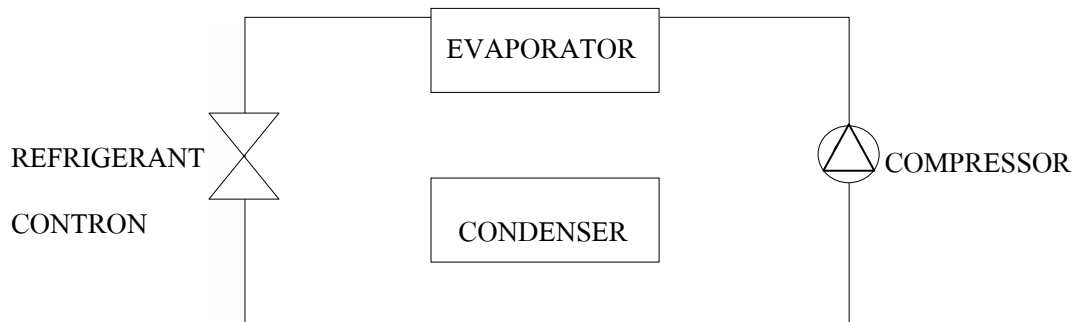
ดังนั้น 1 ตันของการทำความเย็นจึงมีค่าเท่ากับ 12000 Btu/hr หรือ 200 Btu/min

1 ตันของการทำความเย็นมีค่าเท่ากับ 3000 kcal/hr หรือ 50 kcal/min

1 ตันของการทำความเย็นมีค่าเท่ากับ 12648 kJ/hr หรือ 210 kJ/min

2.2 ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอเป็นระบบที่มีความสำคัญในระบบการทำความเย็น เพราะระบบดังกล่าวนี้ใช้ได้ตั้งแต่เครื่องทำความเย็นขนาดเล็ก เช่น ตู้เย็น เครื่องปรับอากาศในสำนักงานและบ้านเรือน รวมไปถึงเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ในงานอุตสาหกรรม หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอคือ เมื่อสารทำความเย็นกลายเป็นไอเพื่อดูดเอาความร้อนเข้าสู่สารทำความเย็นในขณะที่มีความดันและอุณหภูมิต่ำ หลังจากนั้นจะกลั่นตัวเป็นของเหลวอีกครั้ง ในขณะที่มีความดันและอุณหภูมิสูง โดยการคายความร้อนออกจากตัวสารทำความเย็นเองดังรูปที่ 2.1



รูปที่ 2.1 อุปกรณ์หลักระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ประกอบด้วยอุปกรณ์ต่าง ๆ ร่วมกันทำงานโดยแบ่งออกได้เป็นอุปกรณ์หลัก และอุปกรณ์ประกอบการทำงาน

อุปกรณ์หลัก (Main Components) เป็นอุปกรณ์ที่เครื่องทำความเย็นทุกแบบ ทุกขนาดจะต้องมีเหมือนกันหมด คือ คอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ ถังลดความดันหรืออุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล และเครื่องระเหย รายละเอียดของอุปกรณ์หลักทั้ง 4 มีดังนี้

2.2.1 คอมเพรสเซอร์ (Compressor)

ทำหน้าที่ดูดสารทำความเย็นในสภาพที่เป็นไอจากเครื่องระเหย เพื่อทำให้ความดันในเครื่องระเหยลดต่ำลง จนสามารถทำให้สารทำความเย็นกลายเป็นไอและสร้างความเย็นได้ พร้อมทั้งทำการอัดให้สารทำความเย็นมีความดันสูงขึ้น จนสามารถควบแน่นเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์ และหมุนเวียนทำความเย็นผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ ในวงจร

2.2.2 คอนเดนเซอร์ (Condenser)

ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น เพื่อให้สารทำความเย็น ซึ่งถูกอัดออกจาก คอมเพรสเซอร์ในสภาพไอที่มีอุณหภูมิและความดันสูง ควบแน่นเป็นของเหลวได้

2.2.3 เครื่องระเหย (Evaporator)

ทำหน้าที่รับสารทำความเย็นที่ถูกลดความดันจากลิ้นลดความดัน โดยขณะที่สารทำความเย็นผ่านเครื่องระเหยจะดูดความร้อนจากบริเวณรอบๆ เพื่อใช้ในการเปลี่ยนสถานะทำให้บริเวณใกล้เคียงเกิดความเย็นขึ้น

2.2.4 ลิ้นลดความดันหรืออุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหล (Refrigerant Control)

ทำหน้าที่ควบคุมปริมาณสารทำความเย็นที่จะส่งเข้าเครื่องระเหย ลักษณะการทำงาน สารทำความเย็นที่ผ่านจะถูกลดความดันลง เพื่อให้สารทำความเย็นสามารถเดือดได้ ในเครื่องระเหยจึงเรียกลิ้นลดความดันหรือในเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก จะใช้ท่อรูเข็ม (Capillary tube) ที่สามารถแทนลิ้นลดความดัน อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลชนิดท่อรูเข็ม (Capillary tube) ทำหน้าลดความดันที่ฉีดสารทำความเย็น เหลวเข้าไปในเครื่องระเหย โดยอาศัยท่อทองแดง เส้นผ่าศูนย์กลางขนาดเล็ก ไม่สามารถปรับปริมาณสารทำความเย็นได้จึงเหมาะที่จะใช้กับระบบขนาดเล็กที่มีภาระเปลี่ยนแปลงน้อยเช่น ตู้เย็น ตู้น้ำเย็น ตู้แช่ เครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก

2.2.5 อุปกรณ์ประกอบและอุปกรณ์ควบคุมในวงจรสารทำความเย็น

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ นอกจากจะทำงานได้โดยอาศัยการทำงานของอุปกรณ์หลักแล้ว เพื่อให้การทำงานมีประสิทธิภาพสูงและมีความปลอดภัย จึงมีอุปกรณ์ประกอบและอุปกรณ์ควบคุมช่วยเสริมการทำงานของวงจรสารทำความเย็น

อุปกรณ์ประกอบหรืออุปกรณ์เสริม (Accessories) เป็นอุปกรณ์ซึ่งติดตั้งเพิ่มเติมระหว่างอุปกรณ์หลักทั้ง 4 เพื่อช่วยเสริมให้วงจรสารทำความเย็นทำงานได้สมบูรณ์ยิ่งขึ้น

2.2.6 อุปกรณ์กรองและเก็บความชื้น (Filter-drier)

ติดตั้งช่วงก่อนสารทำความเย็นเข้าลิ้นลดความดัน ดังรูปที่ 2.2 ทำหน้าที่กรองสิ่งสกปรก และเก็บความชื้นที่ปนมากับสารทำความเย็นอาจติดตั้งรวมอยู่กับรีซีฟเวอร์เช่นที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศรถยนต์ ในการเลือกใช้จะต้องคำนึงถึงชนิดของสาร-ทำความเย็นที่ใช้ในระบบ ขนาดของเครื่องทำความเย็น ขนาดท่อสารทำความเย็นและค่าความดันลด (Pressure drop) ใช้ในเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศทั่วไป



รูปที่ 2.2 อุปกรณ์กรองและเก็บความชื้นในวงจร

2.2.7 อุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่น (Oil separator)

ดังรูปที่ 2.3 ติดตั้งที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่แยกน้ำมันหล่อลื่นที่ปนออกมากับไอสารทำความเย็น ให้กลับไปอ่างน้ำมันหล่อลื่น เพื่อรักษาระดับน้ำมันหล่อลื่นในคอมเพรสเซอร์ ไอสารทำความเย็นที่ถูกแยกออกจึงถูกส่งไปเข้าคอนเดนเซอร์เพื่อไปใช้งานต่อไป

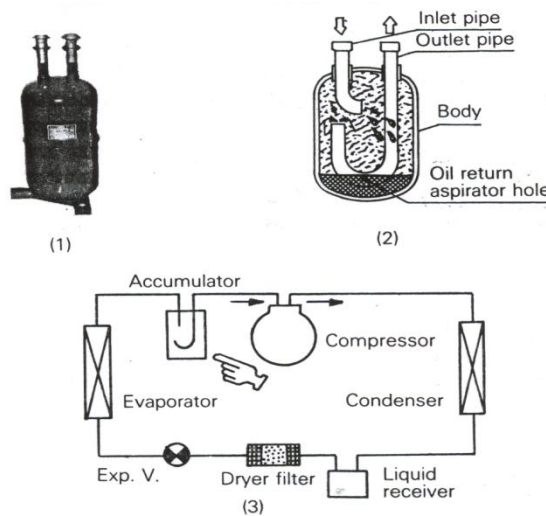


รูปที่ 2.3 อุปกรณ์แยกน้ำมันหล่อลื่น

2.2.8 อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเหลวหรือแอกคิวมูเลเตอร์ (Accumulator)

ดังแสดงในรูปที่ 2.4 ติดตั้งระหว่างเครื่องระเหย และคอมเพรสเซอร์ ทำหน้าที่ป้องกันของเหลวกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ โดยสารทำความเย็นที่ยังเดือดไม่หมดจากเครื่องระเหยจะตกลงด้านล่าง คอมเพรสเซอร์จะดูดเฉพาะสารทำความเย็นที่เป็นไอจากด้านบน ขณะทำงานน้ำมันหล่อลื่นที่ปนอยู่กับสารทำความเย็นเหลวด้านล่าง จะถูกดูดผ่านรูเล็ก ๆ (Aspirator hole) กลับมาใช้ในการ

หล่อลื่นใหม่ การเลือกขนาดของอุปกรณ์แยกสารทำความเย็นจะต้องมีความจุที่สามารถเก็บหรือบรรจूसารทำความเย็นเหลวได้ไม่น้อยกว่า 50% ของปริมาณสารทำความเย็นทั้งหมดในระบบ

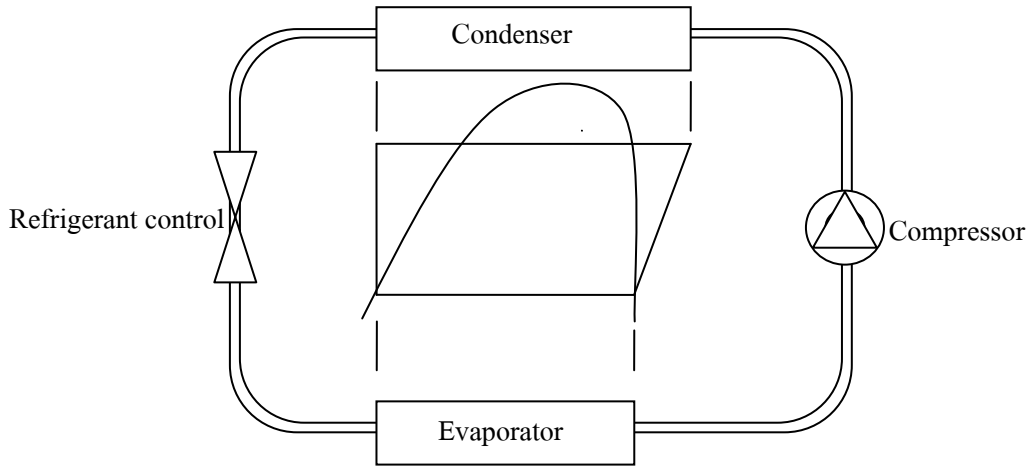


รูปที่ 2.4 อุปกรณ์แยกสารทำความเย็นเหลว

2.3 หลักการทำงานของวงจรทำความเย็นแบบอัดไอ

การทำงานของวงจรทำความเย็นแบบอัดไอนั้นอาศัยสารทำความเย็น (Refrigerant) ซึ่งมีหลายชนิดแต่ละชนิดต้องมีคุณสมบัติเบื้องต้นเหมือนกันคือ สามารถเปลี่ยนสถานะได้ง่าย สารทำความเย็นที่นำมาทดลองคือ R-22ซึ่งเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอภายใต้ความดันบรรยากาศที่อุณหภูมิ $-41.4\text{ }^{\circ}\text{F}$

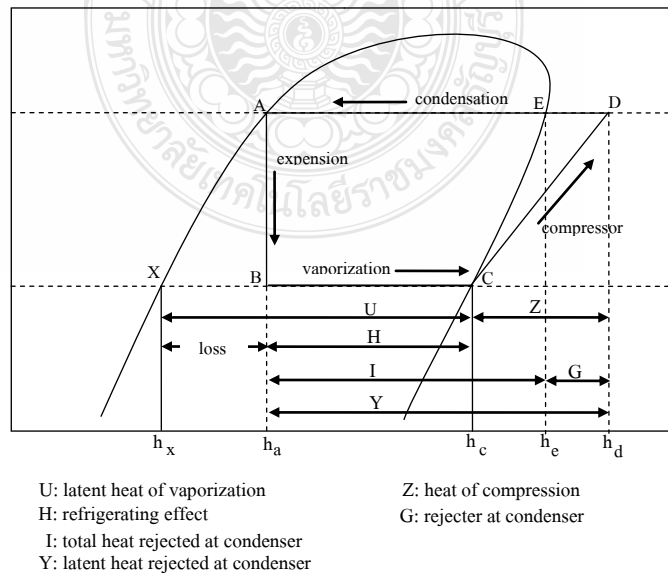
การทำงานเริ่มที่คอมเพรสเซอร์จะดูดสารทำความเย็นในสภาพที่เป็นไอจากเครื่องระเหยเข้าทางด้านดูดของคอมเพรสเซอร์และอัดให้มีความดันสูงขึ้นแล้วส่งออกทางด้านส่งของคอมเพรสเซอร์เข้าคอนเดนเซอร์ สารทำความเย็นภายใต้ความดันและอุณหภูมิสูงนี้ เมื่อผ่านคอนเดนเซอร์จะถูกระบายความร้อนออกจนถึงจุดควบแน่น สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอไปเป็นของเหลวไหลลงด้านล่างของคอนเดนเซอร์แล้วไหลไปรวมกันที่รีซีฟเวอร์ สารทำความเย็นในสภาพที่เป็นของเหลวในรีซีฟเวอร์ จะถูกส่งผ่านลิ้นลดความดันทำให้สารทำความเย็นเกิดการขยายตัวและเปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ การเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นตลอดช่วงที่ผ่านเครื่องระเหยนี้จะทำให้เกิดความเย็นขึ้นเนื่องจากของเหลวดูดความร้อนออกจากบริเวณรอบ ๆ ไปใช้ เป็นความร้อนแฝงในการเปลี่ยนสถานะ ทำให้บริเวณรอบ ๆ เครื่องระเหยเกิดความเย็นขึ้นดังรูปที่ 2.5



รูปที่ 2.5 ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

เมื่อสารทำความเย็นผ่านเครื่องระเหยจะเปลี่ยนสถานะเป็นไอหมดและถูกคอมเพรสเซอร์ดูดและอัดให้มีความดันสูงขึ้นและถูกส่งไปใช้งานในวงจรหมุนเวียนเช่นนี้ตลอดไป โดยสารทำความเย็นจะไม่สูญหายจึงไม่จำเป็นต้องเติมสารทำความเย็นเพิ่มเข้าไปในระบบ ถ้าไม่มีจุดที่สารทำความเย็นรั่วออกมาได้

2.4 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 2.6 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ [3]

2.4.1 กระบวนการลดความดัน

(ช่วง A-B) เป็นช่วงที่ของเหลวอิ่มตัวจากคอนเดนเซอร์ส่งผ่านถึงลดความดันทำให้เกิดการขยายตัวแบบแอดิยาแบติก (Adiabatic expansion) คือไม่มีการลดหรือเพิ่มความร้อนในสารทำความเย็นหรือค่าเอนทัลปีไม่เปลี่ยนแปลง[4]

2.4.2 กระบวนการกลายเป็นไอ

(B-C) เป็นกระบวนการสร้างความเย็นให้กับระบบโดยการทำงานของเครื่องระเหยโดยผลของความเย็นที่เกิดขึ้น (Refrigerating effect – R.E.) มีค่าดังนี้

$$Q_{evap} = h_c - h_a = R.E. \quad \text{มีหน่วยเป็น Btu/lb} \quad (2.2)$$

2.4.3 กระบวนการอัดตัว

(C-D) นอกจากจะทำให้ความดันของสารทำความเย็นในระบบเพิ่มสูงขึ้นยังเป็นผลให้ค่าเอนทัลปีเพิ่มขึ้นเท่ากับปริมาณความร้อนที่เทียบเท่ากับพลังงานกลที่ทำการอัดไอ เรียกผลของความร้อนที่เกิดจากการอัดของคอมเพรสเซอร์ว่า ความร้อนจากการอัด (heat of compression) ซึ่งจะคำนวณได้จาก

$$Q_{comp} = h_d - h_c \quad \text{มีหน่วยเป็น Btu/lb} \quad (2.3)$$

2.4.4 กระบวนการควบแน่น

(D-A) กระบวนการนี้ทำให้สารทำความเย็นจากสภาวะไอร้อนยวดยิ่งเปลี่ยนเป็นไออิ่มตัวก่อน (ช่วง D-E) จากนั้นจึงควบแน่นจนเป็นของเหลวอิ่มตัวที่จุด A ปริมาณความร้อนที่ระบายออกที่คอนเดนเซอร์มีค่า

$$Q_{cond} = h_d - h_a \quad \text{มีหน่วยเป็น Btu/lb} \quad (2.4)$$

หรือ

$$Q_{cond} = Q_{evap} + Q_{comp}$$

2.4.5 อัตราการไหลของสารทำความเย็นที่ไหลเวียนในระบบ - \dot{m} (flow rate of refrigerant circulated) อัตราการไหลของสารทำความเย็นในระบบสามารถคำนวณได้จากสมการ

$$\dot{m} = Q / Q_{comp} \quad \text{มีหน่วยเป็น lb/min} \quad (2.5)$$

$$Q = \text{ขนาดเครื่องทำความเย็น Btu/min}$$

$$Q_{\text{comp}} = \text{ปริมาณความร้อนที่ส่งผ่านเครื่องระเหย Btu/lb}$$

2.4.6 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น COP (Coefficient of Performance)

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น หมายถึงอัตราส่วนระหว่างปริมาณความร้อนที่สารทำความเย็นดูดซับไว้ที่เครื่องระเหยกับพลังงานที่ใช้ในการขับที่คอมเพรสเซอร์ ซึ่งพิจารณาจากแผนภาพมอลเลียร์และเขียนเป็นสมการแทนได้ดังนี้

$$COP = \frac{\text{refrigerating effect}}{\text{heat of compression}} \quad (2.6)$$

$$= Q_{\text{evap}} / Q_{\text{comp}}$$

$$= (h_c - h_a) / (h_d - h_c)$$

2.5 ประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

ผลลัพธ์ที่ได้จากการทำงานของเครื่องปรับอากาศ คือ ขนาดการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ซึ่งก็คือปริมาณความร้อนที่เครื่องปรับอากาศถ่ายเทออกจากห้องนั่นเอง ในการทำงานของเครื่องปรับอากาศ อุปกรณ์ต่างๆ ได้แก่ คอมเพรสเซอร์ พัดลม ต้องใช้พลังงานไฟฟ้า ซึ่งเป็น input ของเครื่องปรับอากาศ ตัวชี้วัดประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ จึงคิดจากผลลัพธ์และ Input ดังกล่าว คือ ประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศที่เรียกว่า Energy Efficiency Ratio (EER) หรืออัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน ซึ่งคำนวณได้ ดังนี้

$$EER = \frac{m_r (h_a - h_c)}{W} \quad (2.7)$$

EER คือ อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio) มีหน่วยเป็น บีทียู/วัตต์-ชม. (Btu/w-hr)

m_r คือ อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น R-22 (GPM)

W คือ พิกัดกำลังไฟฟ้า (Rated power input) หมายถึงกำลังไฟฟ้าที่ใช้พร้อมกันของคอมเพรสเซอร์ พัดลม อุปกรณ์ควบคุมและอุปกรณ์อื่นที่ประกอบใช้กับเครื่องปรับอากาศนั้น ๆ ขณะทำงาน ณ ภาวะมาตรฐานที่ใช้ทดสอบ มีหน่วยเป็นวัตต์ (w)

2.6 วัฏจักรจริงของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

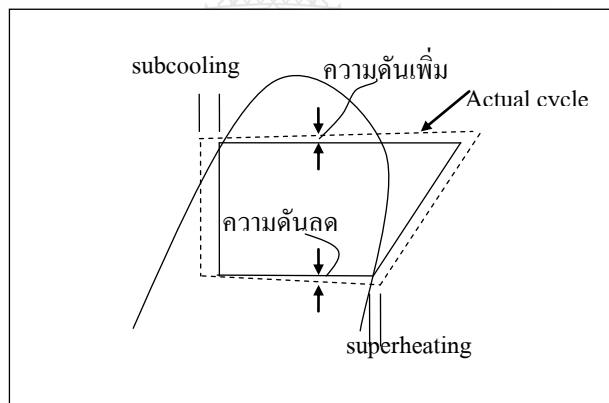
สิ่งที่ทำให้วัฏจักรจริงของระบบทำความเย็นแบบอัดไอแตกต่างจากทางทฤษฎี

1) อุณหภูมิของสารทำความเย็นในเครื่องควบแน่นถูกทำให้ความดันต่ำกว่าอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว (Subcooled liquid) ก่อนที่จะผ่านเข้าไปในลิ้นลดแรงดัน (Expansion valve) เพื่อให้ค่าการทำความเย็นต่อ kg ของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น

2) ไอของสารทำความเย็นจะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (Superheat) ก่อนที่จะเข้าไปในเครื่องในเครื่องอัด เป็นการทำให้ค่าการทำความเย็นต่อ kg ของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นอีก

3) ในทางทฤษฎี การอัด ไอของสารทำความเย็นแบบไอเซนโทรปิก แต่ในทางปฏิบัติ ยู่ยากมาก จึงไม่สามารถทำได้ และความดันในช่วงการอัดตัวนี้จะแตกต่างจากเครื่องระเหย และเครื่องควบแน่น โดยความดันก่อนการอัดตัวจะลดลง เนื่องจากเกิดความสูญเสียในขณะที่ผ่านท่อ และไอของสารทำความเย็นดูดไ้จากผนังเสื่อสูบในจังหวะดูดทำให้อุณหภูมิและความดันสูงขึ้น เช่นในรูปที่

2.7 การออกแบบท่อสารทำความเย็นในระบบปรับอากาศ ก็จะใช้การคำนวณทางด้านกลศาสตร์ของไหลในการหาค่าแรงเสียดทานที่ผนังท่อทองแดงหรือค่าความดันลดของระบบดังนี้

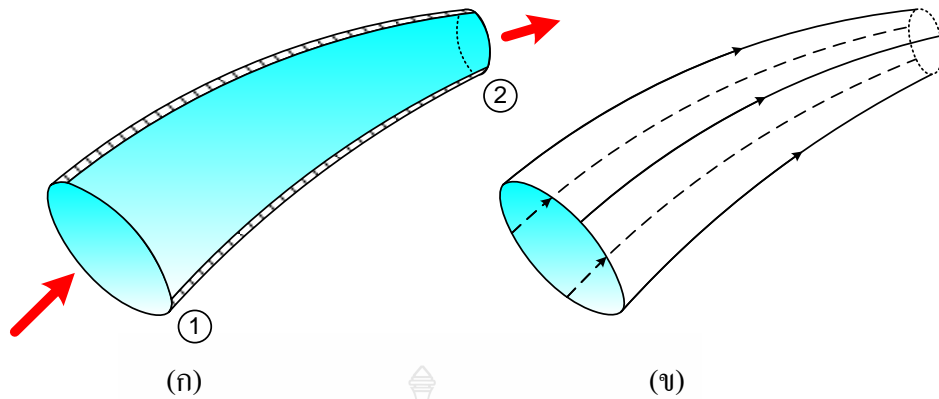


รูปที่ 2.7 เปรียบเทียบวัฏจักรทางจินตนาการ และวัฏจักรจริงของการทำความเย็นแบบอัดไอบนแผนภาพมอลเลียร์ (Mollier diagram)[5]

2.7 การคำนวณออกแบบท่อ

การไหลของของไหลแบบคงตัวเมื่อคำนึงถึงแรงเสียดทาน อัตราการไหลผ่านหน้าตัดแต่ละหน้าตัดมีค่าเท่ากันหมด ตามรูปที่ 2.8 แสดงลำของไหล (Stream tube) มวลของไหลไหลเข้าหน้าตัด 1 มีพื้นที่หน้าตัดเป็น A_1 ความเร็วไหลเข้า V_1 และระยะต่อมาจะไหลผ่านหน้าตัด 2 ทางออกมีพื้นที่หน้าตัดเป็น A_2 ความเร็วไหลออก V_2 กำหนดให้ลำการไหลนี้เป็นปริมาตรควบคุม เนื่องจากไม่มีการไหลเข้าและออกบริเวณพื้นผิวอื่นๆ ในลำการไหล (มีเฉพาะไหลเข้าที่หน้าตัด 1 และไหลออกที่

หน้าตัด 2 เท่านั้น) ดังนั้นจากกฎอนุรักษ์มวลซึ่งกล่าวไว้ว่ามวลในปริมาตรควบคุมจะต้องมีจำนวนเท่าเดิม[7]



รูปที่ 2.8 ของไหลผ่านท่อ
(ก) ไหลเข้าและออกท่อ (ข) ล้ำการไหล[8]

จากทฤษฎีการถ่ายโอนของเรย์โนลด์

$$\left. \frac{Dm}{Dt} \right|_{\text{sys}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\text{cv}} \rho dV + \int_{\text{cs}} \rho \vec{v} \cdot \hat{n} dA$$

สมมุติฐาน

- (1) มวลของระบบคงที่เสมอ
- (2) เป็นการไหลในสภาวะคงตัว

$$\left. \frac{Dm}{Dt} \right|_{\text{sys}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{\text{cv}} \rho dV + \int_{\text{cs}} \rho \vec{v} \cdot \hat{n} dA$$

จะได้

$$\int_{\text{cs}} \rho \vec{v} \cdot \hat{n} dA = 0$$

อธิบายได้ว่า ผลรวมอัตราการไหลเชิงมวลที่เข้าและออกจากปริมาตรควบคุมเท่ากับศูนย์ เมื่อ \vec{v} เป็นความเร็วเฉลี่ย ของไหลมีความหนาแน่น ρ ไหลเข้าและออกผ่านพื้นที่ผิว A ของปริมาตรควบคุม จะได้

$$\int_{CS} \rho \vec{v} \cdot \hat{n} dA = (\rho \bar{v}A)_{out} - (\rho \bar{v}A)_{in} = 0$$

กำหนดให้ $\dot{m} = \rho \bar{v}A$ เป็นอัตราการไหลเชิงมวลของของไหลทั้งหมด จะได้

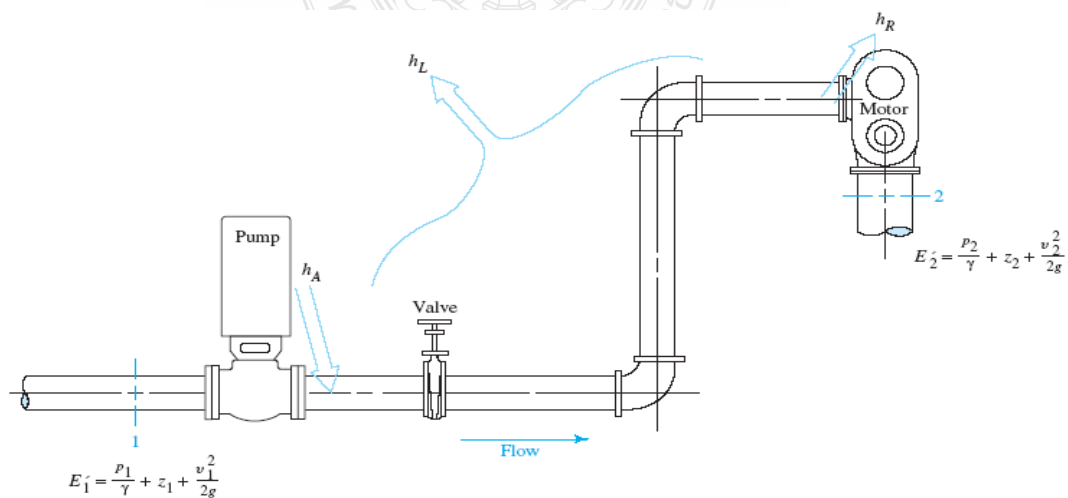
$$\dot{m} = (\rho \bar{v}A)_{out} = (\rho \bar{v}A)_{in} \quad (2.8)$$

สมการ (2.8) เป็นสมการความต่อเนื่อง ซึ่งใช้แสดงให้เห็นว่า ในกรณีเป็นของไหลที่ยุบตัวได้ ที่ไหลแบบสภาวะคงตัว อัตราการไหลเชิงมวลที่เข้าปริมาตรควบคุมเท่ากับอัตราการไหลเชิงมวลที่ออกจากปริมาตรควบคุม สำหรับกรณีของไหลที่อัดตัวไม่ได้ ซึ่งหมายถึง ความหนาแน่นหรือน้ำหนักจำเพาะของของไหลมีค่าคงที่ ($\rho_1 = \rho_2 = \rho$ ค่าคงตัว) นั้นพบว่า อัตราการไหลเชิงปริมาตรที่ไหลเข้าเท่ากับอัตราการไหลเชิงปริมาตรทางออกจากปริมาตรควบคุมเสมอ

$$\dot{V} = (\bar{v}A)_{out} = (\bar{v}A)_{in} \quad (2.9)$$

2.8 การออกแบบท่ออนุรักษ์พลังงาน

พิจารณาของไหลที่ไหลผ่านท่อระหว่างหน้าตัด 1 และ 2 ซึ่งมีเครื่องสูบลูกสูบและกักกันติดตั้งอยู่ แสดงดังรูปที่ 2.9 จากกฎอนุรักษ์พลังงานที่ว่า การเปลี่ยนแปลงของพลังงาน ΔE ในปริมาตรควบคุม มีค่าเท่ากับอัตราการโอนถ่ายความร้อน (Q) และงาน (W) จากสิ่งแวดล้อมเข้าปริมาตรควบคุม ซึ่งเขียนได้ดังนี้



รูปที่ 2.9 ของไหลไหลผ่านหน้าตัด [8]

$$(Q - W)_{cv} = \Delta E_{cv} \quad (2.10)$$

หากกำหนดเส้นปะเป็นปริมาตรควบคุมซึ่งซ้อนทับอยู่กับลำการไหลของของไหลในท่อระหว่างหน้าตัด 1 และ 2 และให้ e เป็นพลังงานต่อหน่วยมวล ซึ่งก็คือ $e = E/m$ ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงพลังงานในปริมาตรควบคุมตามหลักการของการถ่ายโอนของเรย์โนลด์ จะได้

$$\Delta E_{cv} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (2.11)$$

แทนสมการ (2.11) ลงในสมการ (2.10) จะได้สมการอนุรักษ์พลังงานเป็น

$$(Q - W)_{cv} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (2.12)$$

สมมุติฐานว่าเป็นการไหลแบบคงตัว

$$Q_{cv} - W_{cv} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{cv} e \rho dV + \int_{cs} e \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (2.13)$$

$$Q_{cv} - W_{cv} = \int_{cs} e \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (2.14)$$

สำหรับงานภายนอก (W_{cv}) ที่ถ่ายโอนข้ามผิวควบคุมของระบบในสมการ (2.14) โดยทั่วไปจะเป็นงานจากเครื่องสูบลม (W_p) และงานจากกังหัน (W_T) ซึ่งเรียกว่า “งานจากเพลลา” จะเกิดขึ้นในลักษณะที่มีการหมุนของเพลลา ดังนั้นงานภายนอกที่ผ่านเข้าออกจากปริมาตรควบคุมเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$W_{cv} = W_p + W_T \quad (2.15)$$

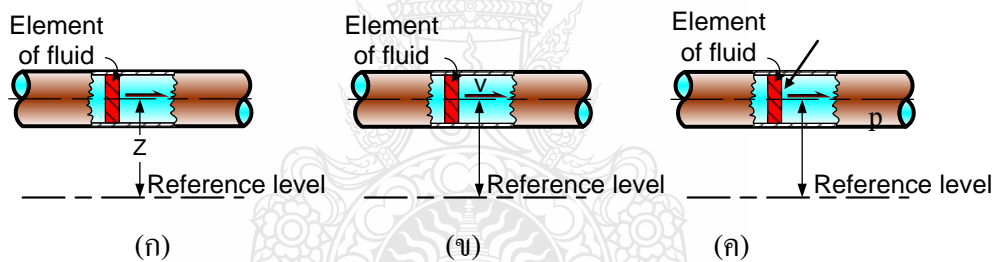
ส่วนใหญ่จะมักใช้เครื่องหมายที่ใช้สื่อความให้เข้าใจง่ายและสอดคล้องกับธรรมชาติ เช่น การเพิ่มขึ้นของพลังงานต่างๆ และความร้อนนิยมใช้เครื่องหมายเป็นบวก นั่นหมายความว่า การลดลงของพลังงานต้องแทนด้วยเครื่องหมายลบ แต่สำหรับงานได้มีการกำหนดให้มีเครื่องหมายตรงกันข้ามกับที่กล่าวมา ถ้าวิเคราะห์ให้ดีก็จะพบว่า ความร้อนที่เข้าระบบบ่งบอกถึงการได้มา ดังนั้นการได้งาน

ออกมาก็คืองานที่ออกจากระบบ อาจจะใช้เหตุผลนี้จึงวิศวกรส่วนใหญ่จึงนิยมใช้เครื่องหมายบวก สำหรับงานที่ออกจากระบบและเครื่องหมายลบคืองานที่เข้าระบบ จากนั้นทำการแทนสมการ (2.15) ลงในสมการ (2.14) จะได้

$$Q_{cv} - (-W_p + W_T) = \int_{cs} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (2.16)$$

$$Q_{cv} + W_p - W_T = \int_{cs} \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA \quad (2.17)$$

สำหรับพจน์ทางขวามือของสมการ (2.17) หมายถึงพลังงานรวมที่ติดกับมวลขณะที่กำลังเคลื่อนที่รวมกับพลังงานเนื่องจากแรงที่ผลักดันให้มวลเคลื่อนที่ พลังงานรวมที่ติดกับมวลขณะกำลังเคลื่อนที่ที่มีพลังงานต่างๆ 3 รูปแบบคือ พลังงานภายใน พลังงานจลน์และพลังงานศักย์ ส่วนพลังงานเนื่องจากแรงที่ผลักดันให้มวลเคลื่อนที่คือ พลังงานเนื่องจากความดัน ซึ่งมีรายละเอียดดังนี้



รูปที่ 2.10 การเคลื่อนที่ของเอลิเมนต์ของของไหลในท่อ

(ก) พลังงานศักย์ (ข) พลังงานจลน์ (ค) พลังงานเนื่องจากการไหล[8]

พลังงานภายใน (I) คือพลังงานที่เกิดขึ้นจากการเคลื่อนที่ของโมเลกุลและแรงดึงดูดระหว่างโมเลกุล พลังงานภายในขึ้นอยู่กับความร้อนจำเพาะและอุณหภูมิของของไหล นั่นหมายความว่า ถ้ามีการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ พลังงานภายในก็จะมีการเปลี่ยนแปลงด้วย ถ้าของไหลมีความร้อนจำเพาะ C_v ถูกทำให้อุณหภูมิเพิ่มจาก T_1 ไปเป็น T_2 ซึ่งการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ (ΔT) สมการของการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในต่อหน่วยมวลเขียนได้เป็นดังนี้

$$\frac{\Delta I}{m} = \Delta i = C_v \Delta T \quad (2.18)$$

พลังงานจลน์ (KE) คือ พลังงานที่มีอยู่ในตัวของไหลเมื่อของไหลมีการเคลื่อนที่ แสดงดังรูปที่ 2.10 (ข) ดังนั้นถ้ามวลแต่ละอนุภาคในหน้าตัดใดๆ ของของไหลทั้งหมดที่กำลังเคลื่อนที่ ซึ่งมีความเร็วของมวลแต่ละอนุภาคไม่เท่ากันด้วย ดังนั้นวิธีที่สะดวกคือเขียนให้อยู่ในรูปของความเร็วเฉลี่ยทั้งพื้นที่หน้าตัด เมื่อพิจารณาเอลิเมนต์ของไหลมวล m เคลื่อนที่ด้วยความเร็ว V พลังงานจลน์ต่อหน่วยมวล จะเขียนสมการได้ดังนี้

$$\frac{KE}{m} = ke = \frac{V^2}{2} \quad (2.19)$$

พลังงานศักย์ (PE) พลังงานศักย์ของอนุภาคของไหลใดๆ จะขึ้นอยู่กับระดับความสูงของอนุภาคนั้นๆ ที่วัดเปรียบเทียบกับระดับความสูงอ้างอิงที่สมมุติขึ้น (Datum line) ตามปกติเรามักจะสนใจเพียงความแตกต่างของพลังงานเท่านั้น ดังนั้นการสมมุติระดับอ้างอิงก็ขึ้นอยู่กับความสะดวกในการพิจารณา ถ้าอนุภาคของไหลมีมวล m อยู่สูงกว่าระดับอ้างอิงเท่ากับ z แสดงดังรูปที่ 2.10 (ก) พลังงานศักย์ต่อหน่วย ซึ่งมวลมีสมการเป็นดังนี้

$$\frac{PE}{m} = pe = gz \quad (2.20)$$

พลังงานเนื่องจากการไหล (W_f) คืองานที่เกิดจากแรงภายนอกผลักดันให้ของไหลมีการเคลื่อนที่ แรงภายนอกคือแรงเนื่องจากความดัน บางครั้งจะเรียกว่า งานจากความดัน เมื่อพิจารณาปริมาตรควบคุมดังรูปที่ 2.10 (ค) เอลิเมนต์ของไหลถูกแรงเนื่องจากความดัน ($dF = pdA$) ผลักให้ของไหลไหลผ่านพื้นที่หน้าตัด dA เป็นระยะทาง dL จะได้สมการของพลังงานเนื่องจากการไหลคือ

$$W_f = FL = pdAdL = pdV \quad (2.21)$$

คิดงานต่อมวล เมื่อ $V/m = 1/\rho$ จะได้

$$\frac{W_f}{m} = w_f = pV = \frac{p}{\rho} \quad (2.22)$$

ดังนั้นพลังงานที่ติดมากับมวลในรูปแบบต่างๆ รวมทั้งหมดขณะที่ของไหลในท่อที่หน้าตัดใดๆ จะมีสมการเป็น

$$e = i + ke + pe = i + (V^2/2) + gz \quad (2.23)$$

พลังงานรวมในขณะของไหลกำลังเคลื่อนที่หาได้จากการรวมสมการ (2.23) เข้ากับสมการ (2.22) จะได้

$$e = i + ke + pe + w_f$$

$$e_f = i + (V^2/2) + gz + (p/\rho) \quad (2.24)$$

ทำการแทนสมการ (2.24) ลงในพจน์ที่อยู่ทางขวาของสมการ (2.23) จะได้

$$Q_{cv} + W_p - W_T = \int_{cs} \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right) \rho \vec{V} \cdot \hat{n} dA$$

$$Q_{cv} + W_p - W_T = m_{out} \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{out} - m_{in} \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{in} \quad (2.25)$$

จากกฎอนุรักษ์มวลสำหรับระบบเปิดของปริมาตรควบคุม $m = m_{in} = m_{out}$ และนำ m มารั้งสมการ จะได้

$$q_{cv} + w_p - w_T = \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{out} - \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{in} \quad (2.26)$$

สมการ (2.26) สื่อให้เห็นว่าเมื่อความร้อนเข้าระบบและมีงานเข้าและงานออกจากระบบเป็นผลให้มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานต่างๆ ภายในระบบ โดยทั่วไปพลังงานจะมีหน่วยเป็น J หรือ N.m เมื่อพิจารณาเทอมของความร้อนและงานที่แสดงในสมการ (2.32) โดยในสมการนี้ พลังงานดังกล่าวอยู่ในรูปของพลังงานต่อหน่วยมวล ซึ่งก็คือ $(N.m)/kg = m^2/s^2$ ซึ่งถ้าต้องการแสดงพลังงานดังกล่าวให้อยู่ในรูปของเสดความสูง โดยปกตินิยมใช้สัญลักษณ์ h ซึ่งทำได้ง่ายๆ โดยนำ g มาหารก็จะได้ $(m^2/s^2)/(m/s^2) = m$ หรือเราอาจกล่าวได้อีกอย่างหนึ่งว่า “พลังงานต่อหน่วยน้ำหนัก” นั่นเอง $(N.m)/N = m$ ดังนั้น งานเข้าระบบซึ่งเป็นงานของเครื่องสูบ แสดงในรูปของ h_A (หรือเรียกว่า เสดเครื่องสูบ ซึ่งตัวห้อย “A” ซึ่งหมายถึงพลังงานที่เพิ่มเข้าปริมาตรควบคุม) สำหรับงานออกจากระบบซึ่งเป็นงานของกังหันแสดงในรูปของ h_R (หรือเรียกว่า เสดกังหัน ซึ่งแทนตัวห้อย “R” ซึ่งหมายถึงพลังงานที่ออกจากปริมาตรควบคุม) ดังนั้นสมการ (2.26) เขียนได้เป็น

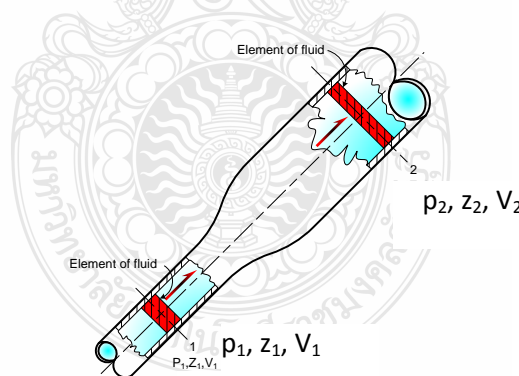
$$(q_{\text{net}})_{\text{cv}} + h_A - h_R = \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{out}} - \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{in}}$$

สมการนี้สามารถประยุกต์ใช้กับของไหลที่ขยับตัวได้และอัดตัวไม่ได้ ทั้งของไหลสมมุติและของไหลจริงที่คำนึงถึงผลของความเสียดทาน ภายใต้สมมุติฐานว่าเป็นการไหลแบบคงตัว กรณีมีการไหลของของไหลที่ขยับตัวไม่ได้ที่ไหลแบบคงตัว และมีความเร็วสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดที่พิจารณา สมการ (2.26) จะกลายเป็นสมการเบอร์นูลลี

2.9 สมการเบอร์นูลลี

เมื่อทำการประยุกต์สมการพลังงานสำหรับวิเคราะห์พลังงานที่เกิดขึ้นจากการเคลื่อนที่ของของไหล ภายใต้สมมุติฐานดังนี้ (1) เป็นการไหลแบบคงตัว (2) ของไหลขยับตัวไม่ได้ (3) ของไหลมีความเร็วสม่ำเสมอตลอดหน้าตัดการไหล และ (4) ไม่มีพลังงานอื่นๆ เข้าและออกในปริมาตรควบคุม พิจารณาเอลิเมนต์ของไหลดังรูปที่ 2.11 และวิเคราะห์ด้วยสมการพลังงานจะได้

$$(q_{\text{net}})_{\text{cv}} + w_p - w_T = \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{out}} - \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{in}}$$



รูปที่ 2.11 เอลิเมนต์ของไหลเคลื่อนที่จากหน้าตัด 1 ไปยังหน้าตัด 2[7]

ภายใต้สมมุติฐานต่างๆ จากที่กล่าวมา สมการพลังงานจะมีรูปแบบเป็น

$$\begin{matrix} 0(4) & 0(4) \\ \nearrow & \nearrow \\ q_{\text{net}} & + w_p - w_T \end{matrix} = \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{out}} - \left(i + \frac{p}{\rho} + \frac{V^2}{2} + gz \right)_{\text{in}}$$

แทนตัวห้อย “in” ซึ่งหมายถึงของไหลไหลเข้าปริมาตรควบคุมผ่านพื้นผิวที่หน้าตัด 1 ด้วย “1” และแทนตัวห้อย “out” ซึ่งหมายถึงของไหลออกจากปริมาตรควบคุมผ่านพื้นผิวที่หน้าตัด 2 ด้วย “2” จะได้ว่า

$$q_{\text{net}} = i_2 + \frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 - i_1 - \frac{p_1}{\rho_1} - \frac{V_1^2}{2} - gz_1 \quad (2.27)$$

$$\left(\frac{p_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) + q_{\text{net}} = \left(\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) + (i_2 - i_1) \quad (2.28)$$

เทอม $(i_2 - i_1)$ ของสมการ (2.28) หมายถึง ผลจากความเสียดทานที่ทำให้อุณหภูมิกายในของระบบเพิ่มขึ้นเป็นผลให้พลังงานภายในของระบบเพิ่มขึ้นซึ่งจะมีค่าเท่ากับ ความร้อนจากภายนอกถ่ายเทเข้าหรือออกจากระบบ q_{net} รวมกับพลังงานความร้อนที่เกิดจากความเสียดทาน ถ้าให้ e_{loss} แทนความร้อนที่เกิดจากความเสียดทานต่อหน่วยมวล ซึ่งหมายถึง พลังงานที่สูญเสียในระบบที่เกิดเนื่องจากความเสียดทาน จะได้ว่า

$$(i_2 - i_1) = (q_{\text{net}})_{\text{cv}} + e_{\text{loss}} \quad (2.29)$$

$$e_{\text{loss}} = (i_2 - i_1) - (q_{\text{net}})_{\text{cv}} \quad (2.30)$$

แทนสมการ (2.30) ลงในสมการ (2.28) จะได้ว่า

$$\frac{p_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 = \frac{p_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 + e_{\text{loss}} \quad (2.31)$$

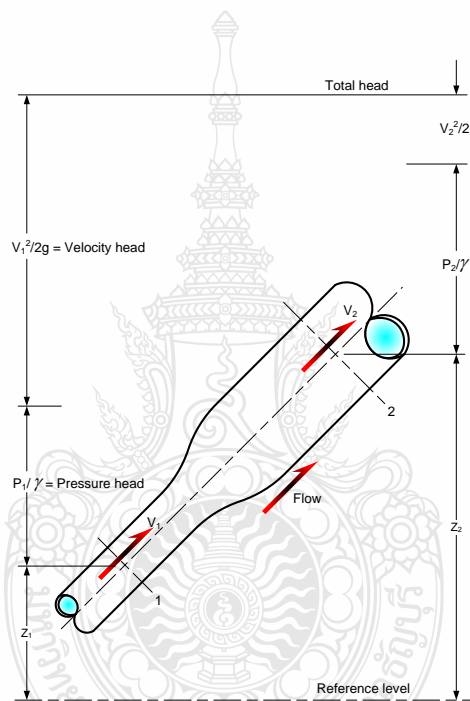
เมื่อของไหลยุบตัวไม่ได้ ($\rho_1 = \rho_2 = \rho$) และนำ g มาหารทั้งสมการ ความหมายจะเปลี่ยนจากพลังงานต่อหน่วยมวลเป็นพลังงานต่อหน่วยน้ำหนัก จะได้ว่า

$$\frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 - \frac{e_{\text{loss}}}{g} = \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 \quad (2.32)$$

เมื่อ $e_{\text{loss}}/g = h_L$ คือพลังงานสูญเสียต่อหน่วยน้ำหนัก มักนิยมเรียกว่า เหน็ดสูญเสีย (head loss) จะมีรูปสมการดังนี้

$$\frac{V_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 - h_L = \frac{V_2^2}{2g} + \frac{p_2}{\gamma} + z_2 \quad (2.33)$$

สมการ (2.33) เป็นที่รู้จักกันในนามของสมการเบอร์นูลลี (Bernoulli's equation) ซึ่งจะนำไปใช้กับของไหลที่อัดตัวไม่ได้ และคำนึงถึงพลังงานเนื่องจากความเสียดทาน พจน์ต่างๆ ของสมการเบอร์นูลลีแสดงเป็นพลังงานต่อหน่วยน้ำหนัก ตัวอย่างเช่น ในระบบ SI พลังงานมีหน่วยเป็น $J = N.m$ ดังนั้นพลังงานต่อหน่วยน้ำหนักคือ $(N.m/N) = m$ ในสมการ (2.33) เมื่อแสดงเป็นระดับความสูงต่าง ๆ ดังรูปที่ 2.12 ซึ่งพจน์ p_1/γ เรียกว่า เสดความดัน, พจน์ $V_1^2/2g$ เรียกว่า เสดความเร็ว และพจน์ z เรียกว่า เสดความสูง



รูปที่ 2.12 เสดความดัน เสดความสูงและเสดความเร็ว[7]

2.10 การกำหนดมาตรฐานของเครื่องปรับอากาศ

การทดสอบเครื่องปรับอากาศ ปัจจุบันดำเนินการทดสอบที่สถาบันไฟฟ้าและอิเล็กทรอนิกส์ (สฟอ.) ตั้งอยู่บริเวณนิคมอุตสาหกรรมบางปู จังหวัดสมุทรปราการ ใช้หลักการเทียบเท่ามาตรฐานของประเทศญี่ปุ่นและเทียบเท่ากับมาตรฐานสากล

มาตรฐานผลิตภัณฑ์อุตสาหกรรมเครื่องปรับอากาศที่จะทำการทดสอบนี้ กำหนดขึ้นโดยใช้เอกสารมาตรฐานต่อไปนี้เป็นแนวทาง

- ISO/R 859-1968 TESTING AND RATING ROOM AIR CONDITIONERS

- ARI 210/240-8 UNITARY AIR CONDITIONING AND AIR SOURCE HEAT PUMP EQUIPMENT

- JIS B 8625-1984 TESTING METHODS FOR UNITARY AIR CONDITIONERS

- JIS B 8615-1984 UNITARY AIR CONDITIONERS

- สมอ. ที่ 1155-2536

ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศ ทางศูนย์ทดสอบฯ จะมีห้องปฏิบัติการที่สามารถปรับภาวะความดันควบคุมอุณหภูมิและความชื้น เพื่อสร้างสภาพของการทดสอบให้เครื่องปรับอากาศที่ทำการทดสอบอยู่ในภาวะเดียวกันตลอดเวลาที่ทำการทดสอบค่าที่ได้จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศแต่ละเครื่องแต่ละรุ่น จะนำมาคำนวณหาอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศ(EER) ซึ่งมีหน่วยเป็นบีทียูต่อชั่วโมงต่อวัตต์ เพื่อใช้เป็นค่าอ้างอิง เปรียบเทียบกันระหว่างเครื่องปรับอากาศแต่ละเครื่องในขนาดเดียวกัน ซึ่งสัดส่วนดังกล่าวยังมีค่าสูง จะยิ่งแสดงถึงการประหยัดพลังงานไฟฟ้า จากนั้นค่าพลังงานไฟฟ้าที่เครื่องทดลองใช้ระหว่างทำการทดสอบจะถูกนำมาหาเฉลี่ยของการใช้พลังงานเพื่อกำหนดระดับประสิทธิภาพบนฉลากแสดงประสิทธิภาพตามตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 การกำหนดระดับประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

ระดับประสิทธิภาพ		ประสิทธิภาพ(EER)
ระดับ 5	ดีมาก	11 ขึ้นไป
ระดับ 4	ดี	9.6 ขึ้นไปแต่ไม่ถึง 11
ระดับ 3	ปานกลาง	8.6 ขึ้นไปแต่ไม่ถึง 9.6
ระดับ 2	พอใช้	7.6 ขึ้นไปแต่ไม่ถึง 8.6
ระดับ 1	ต่ำ	ต่ำกว่า 7.6

ฉลากแสดงประสิทธิภาพจะแบ่งออกเป็น 3 ส่วน ดังรูปที่ 2.13 ได้แก่

ส่วนที่ 1 จะเป็นแถบโค้งครึ่งวงกลมสีเขียว แสดงตัวเลขบอกระดับประสิทธิภาพตั้งแต่ระดับ 1 ถึงระดับ 5 ซึ่งถ้าฉลากแสดงระดับไหน ตัวเลขและช่องบรรจุตัวเลขในระดับนั้น จะเป็นสีแดง โดยตรงจุดศูนย์กลางของแถบโค้งครึ่งวงกลมนี้ จะมีตัวเลขบอกระดับประสิทธิภาพอยู่ในช่องวงกลม เพื่อเป็นการย้ำบอกระดับประสิทธิภาพอย่างชัดเจน

ส่วนที่ 2 จะเป็นส่วนตัวเลขการใช้พลังงานไฟฟ้าต่อปีและค่าไฟฟ้าต่อปี รวมถึงค่าสภาพของเครื่องปรับอากาศ

ส่วนที่ 3 จะแสดงยี่ห้อ รุ่นและขนาดของเครื่องปรับอากาศที่ฉลากนี้ระบุระดับประสิทธิภาพอยู่



รูปที่ 2.13 ฉลากแสดงประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

สำนักงานคณะกรรมการนโยบายพลังงานแห่งชาติ (สพช.) ซึ่งปัจจุบันคือ สำนักงานนโยบายและแผนพลังงาน (สนพ.) กระทรวงพลังงาน ได้กำหนดมาตรฐานประสิทธิภาพการใช้พลังงานขั้นต่ำของเครื่องปรับอากาศและอุปกรณ์เครื่องใช้ไฟฟ้าอีก 5 ประเภท เมื่อปี พ.ศ. 2543 โดยเครื่องปรับอากาศต้องมีค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน EER (Energy Efficiency Ratio) ตามที่กำหนด ในตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 มาตรฐานประสิทธิภาพการใช้พลังงานขั้นต่ำของเครื่องปรับอากาศ

เครื่องปรับอากาศ	กำหนดระดับมาตรฐาน	
ประเภทแยกส่วน	EER = 9.6	EER = 11 หรือมากกว่า
ให้มีผลบังคับใช้	มกราคม 2547	ตั้งแต่ มกราคม 2549

2.11 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์และคณะ [9] เครื่องปรับอากาศอัดไอแบบธรรมดา กับเครื่องปรับอากาศอัดไอแบบธรรมดาที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ Liquid intercooler เพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าอีวาพอเรเตอร์ พารามิเตอร์ที่ใช้เป็นเกณฑ์ในการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องปรับอากาศ ได้แก่ อัตราการสิ้นเปลืองพลังงาน สัมประสิทธิ์สมรรถนะ และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน ผลจากการทดลองพบว่า เครื่องปรับอากาศใช้อัดไอแบบธรรมดาที่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยใช้ Liquid intercooler สามารถเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะและประสิทธิภาพพลังงาน ซึ่งมีค่ามากกว่าระบบธรรมดาโดยเฉลี่ยประมาณ 22 เปอร์เซ็นต์

Pisarn naphon [10] ทดลองปรับปรุงระบบปรับอากาศโดยใช้ท่อความร้อน ระบายอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อน(Condenser) โดยใช้ท่อขนาด 10, 600 mm. จัดวางท่อเป็นพื้นปลาทักกัน 1, 2, 3

แล้ว ใช้สารทำความเย็น R-134a ผลการทดลองเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศปกติที่ไม่มีการติดตั้งไปป์ให้ความร้อน เมื่อใช้ท่อให้ความร้อนจำนวน 3 แถวจะให้ค่าCOP(สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น) และ EER (ประสิทธิภาพการทำความเย็น) เพิ่มขึ้น 6.4%,17.5% ตามลำดับ

Jongmin choi [11] ได้สร้างสมการในการหาความยาวท่อลดความดันแบบรูเข็ม(Capillary tube) ที่ใช้กับสารทำความเย็น R-12 , R-22 , R-134a ,R-152a , R-407C และ R-410A โดยสมการที่สร้างขึ้นมานั้นมีค่าใกล้เคียงกับงานทดลองจริง

พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์และคณะ [12] ได้ทำการศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอที่ใช้ น้ำที่กลั่นตัวจากอีวาโปเรเตอร์มาช่วยในการลดอุณหภูมิของอากาศ พบว่า เครื่องปรับอากาศที่ใช้ น้ำที่กลั่นตัวจากอีวาโปเรเตอร์สิ้นเปลืองพลังงานน้อยกว่า เครื่องปรับอากาศที่ไม่มีการลดอุณหภูมิโดยที่ใช้น้ำที่กลั่นตัวจากอีวาโปเรเตอร์ ประมาณ 10 เปอร์เซ็นต์ ส่วนสัมประสิทธิ์สมรรถนะและ ประสิทธิภาพการทำความเย็นของทั้ง 2 ระบบค่อนข้างใกล้เคียงกัน

เกรียงไกร อัสวมาศบันลือ [13] ได้พัฒนาอุปกรณ์เพื่อนำเอาความร้อนที่ทิ้งกลับมาใช้ใหม่ คือ การนำเอาความร้อนที่ทิ้งไปผลิตน้ำร้อน เพื่อทดแทนเครื่องทำน้ำร้อนจากจากไฟฟ้า จากการทดลอง พบว่าการติดตั้งเครื่องทำน้ำร้อนเข้ากับเครื่องปรับอากาศสามารถช่วยประหยัดพลังงานของเครื่องปรับอากาศได้ โดยเฉลี่ย 6.85 % ในระยะเวลา 8 ชั่วโมง สามารถดึงความร้อนกลับมาใช้งานได้ 15.75 % ของความร้อนทิ้ง

สิทธิโชค แซ่ฟุ้ง [14] ได้ศึกษาการสร้างโปรแกรมหาประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน โปรแกรมที่สร้างขึ้นสามารถรายงานค่าการทำความเย็น อัตราส่วนของประสิทธิภาพและสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น และปริมาณที่ใช้ไฟฟ้าและค่าไฟฟ้าที่ใช้ในระยะเวลา 1 ปี พบว่าโปรแกรมที่สร้างขึ้นมาสามารถหาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนได้

กฤษ อยู่สำราญ และคณะ [15] ได้ศึกษาการเพิ่มจำนวนครีบบระบายความร้อนต่อระยะ 1 นิ้วของคอยล์เย็นที่เหมาะสม ใช้เครื่องปรับอากาศ ขนาด18,000 Btu/hr โดยหาความสัมพันธ์ของ ครีบบการถ่ายเทความร้อน และปริมาณการไหลของอากาศที่ผ่านคอยล์เย็น ใช้ครีบบแบบ Corrugated หนา 0.115 mm ในการทดลองมีการปรับสภาวะของอากาศและอุณหภูมิตามมาตรฐานอุตสาหกรรม 1155 พบว่าจำนวนครีบบของคอยล์เย็นจาก 10-20 ครีบบต่อระยะ 1 นิ้วของครีบบ ช่วงจำนวนครีบบที่เหมาะสมที่สุดจำนวน 18 ครีบบต่อ 1 นิ้วมีการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด คือ 5396.26 วัตต์ ค่า EER = 10.78

Hu และ Huang [16] รายงานว่าการเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดา สามารถทำได้โดยการลดค่าการสูญเสียในท่อหรือการลดค่าความดันแตกต่างระหว่าง FCU และ CDU

ระนะกิตต์ ฉากักดี [17] ศึกษาเกี่ยวกับการประหยัดพลังงานเครื่องปรับอากาศเมื่อมีการติดตั้งชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบ Liquid – suction ใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 1 ตันความเย็น โดยใช้ อุณหภูมิภายนอกห้องเป็นสภาวะการทำงานจริงซึ่งกำหนดให้อุณหภูมิภายในห้อง 3 ระดับความเย็น คือ 26 ,27 และ 28 องศาเซลเซียส โดยกำหนดให้เครื่องปรับอากาศทำงาน 8 ชั่วโมง ผลที่เกิดขึ้น

อุณหภูมิสบายของคนไทยอยู่ที่ 26 องศาเซลเซียส เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้ง Liquid –Suction Heat Exchanger ที่ความยาว 1 เมตร จะประหยัดพลังงานไฟฟ้า 7.5 % ค่า EER และค่า COP เพิ่มขึ้น 6.4 %

สุกิจ ช่วยเนื่อง [18] ศึกษาหาสภาวะที่เหมาะสมเพื่อระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ด้วยอากาศเปรี๊ยกโดยศึกษาเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอชนิดแยกส่วนขนาด 3.5 kW ระบบการระเหยของน้ำมาช่วยลดอุณหภูมิของอากาศก่อนจะเข้าไประบายความร้อนให้กับสารทำความเย็นที่ชุดคอนเดนเซอร์เพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ โดยการใช้เชือกไนลอนเป็นอุปกรณ์เพิ่มพื้นที่สัมผัสระหว่างน้ำกับอากาศ มีขนาดเส้นผ่าศูนย์กลาง (d) เท่ากับ 0.8 cm ระยะห่างเส้นเชือกในแนวเดียวกับการไหล เท่ากับ 2 cm จัดวางเส้นเชือกแบบทแยง จำนวน 4 แถวเท่ากันตลอดพื้นที่หน้าตัด พบว่าเครื่องปรับอากาศมีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะเพิ่มขึ้น 19.5 % กำลังงานไฟฟ้าลดลง 26.4 %

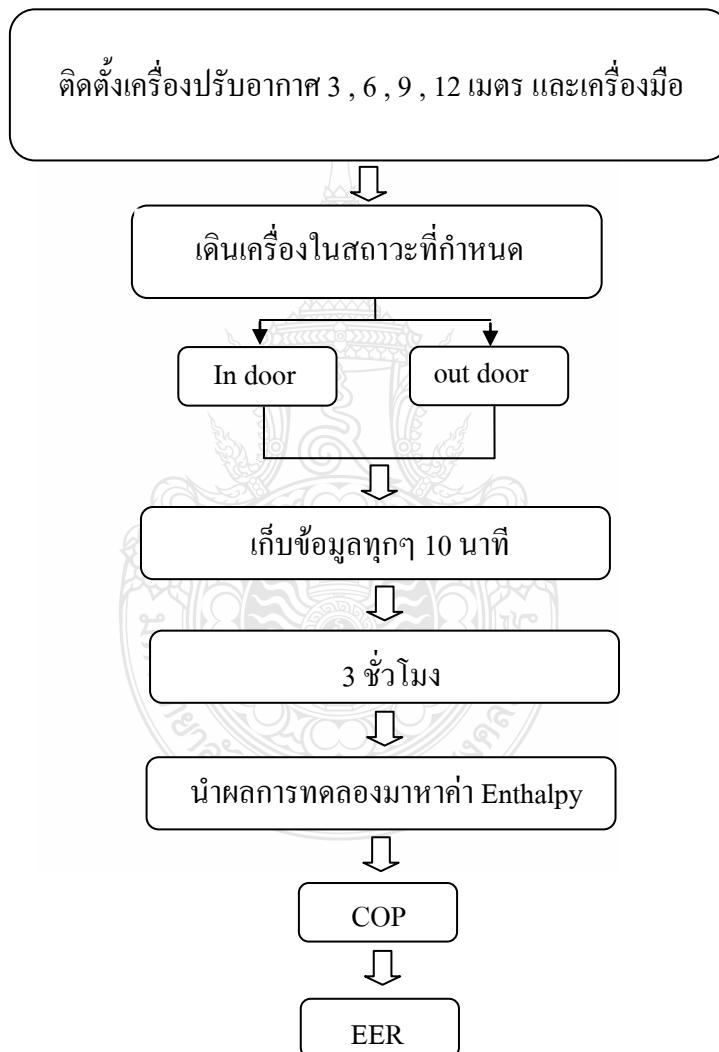


บทที่ 3

วิธีการดำเนินงาน

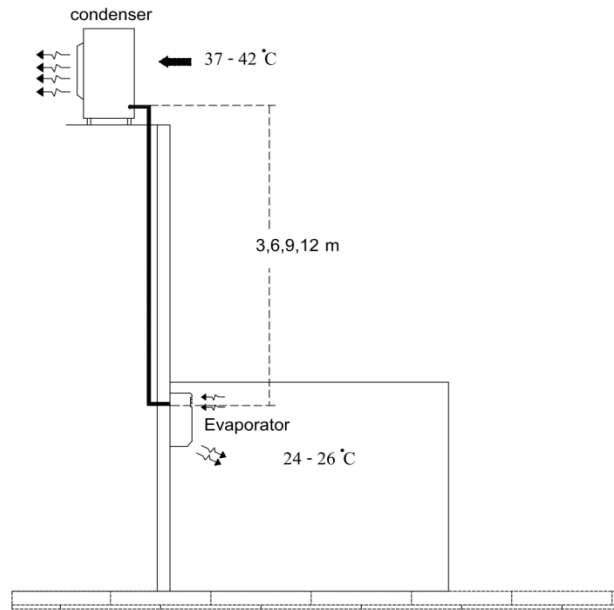
3.1 วิธีการหาความเหมาะสมของท่อสารทำความเย็น

จากการศึกษาหาความยาวท่อสารทำความเย็นที่เหมาะสมโดยมีความยาวท่อ 3 , 6 , 9 และ 12 เมตรดังแสดงในรูปที่ 3.1 ได้แสดงถึงขั้นตอนหาผลกระทบของความยาวท่อสารทำความเย็น



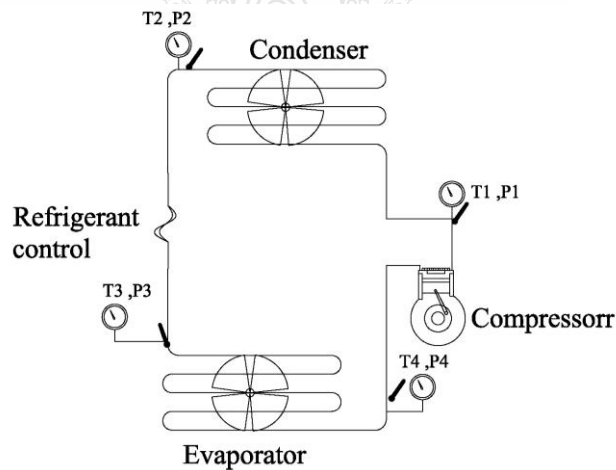
รูปที่ 3.1 ขั้นตอนวิธีการทดสอบหาระยะความยาวท่อสารทำความเย็น

การทดลองได้ติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่มีชุดคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อนที่ระยะความยาว 3 , 6 , 9 และ 12 เมตร ดังรูปที่ 3.2



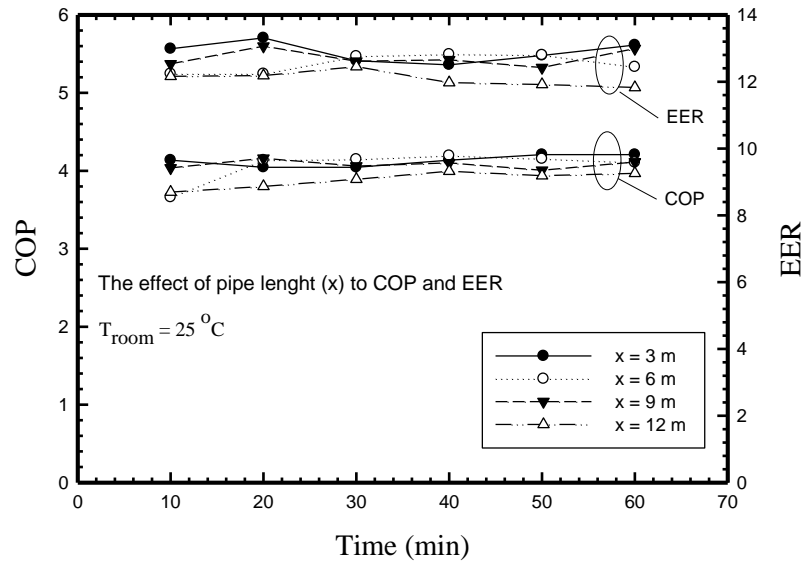
รูปที่ 3.2 แสดงการติดตั้งท่อสารทำความเย็นในความยาวอื่นๆ

จากรูปที่ 3.3 เป็นการติดเครื่องมือวัดอุณหภูมิและเกจวัดความดันของสารทำความเย็นเพื่อนำไปหาค่าความร้อนหรือเอนทาลปีเพื่อใช้ในการวิเคราะห์ระบบ



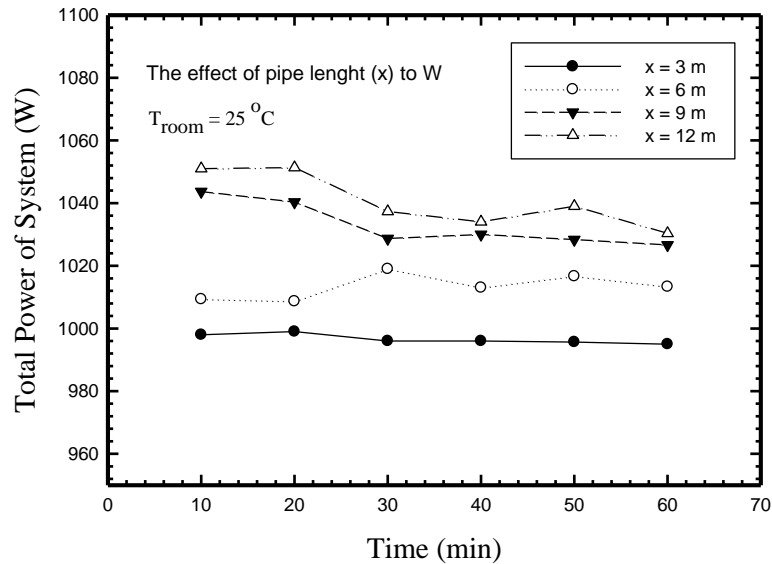
รูปที่ 3.3 แสดงตำแหน่งการติดตั้งอุปกรณ์วัดความดันและอุณหภูมิที่ 3,6,9,12 เมตร

เมื่อทำการเก็บค่ามาคำนวณหาผลที่เกิดขึ้นในช่วงความยาว 3 , 6 , 9 และ 12 เมตร ก็จะได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น COP ดังรูปที่ 3.4 จะเห็นได้ว่าค่า COP เปรียบเทียบที่ 3 และ 12 เมตร ลดลง 6.60 % ส่วนค่าประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศที่ความยาวท่อ 3 ถึง 12 เมตร ลดลง 6.20 % ดังแสดงในรูปที่ 3.4



รูปที่ 3.4 เปรียบเทียบค่า COP และ EER ที่ 3 และ 12 เมตร

การสิ้นเปลืองพลังงานเมื่อเทียบกับใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ ที่มีความยาวท่อสารทำความเย็นความยาว 3, 6, 9 และ 12 เมตร จากรูปที่ 3.5 เป็นการเปรียบเทียบค่าการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศที่ 3 และ 12 เมตร จะใช้พลังงานเพิ่มขึ้น 3.78 %

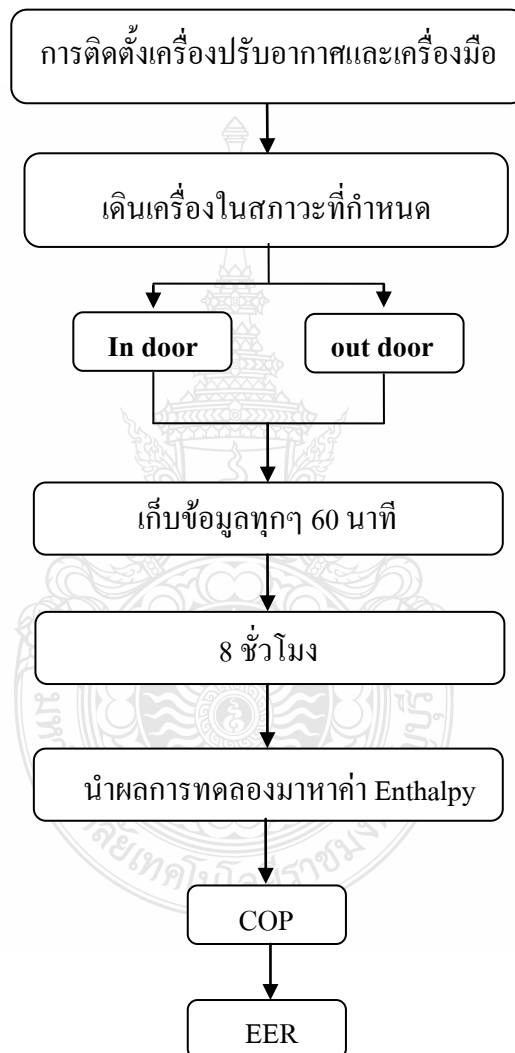


รูปที่ 3.5 แสดงค่าเปรียบเทียบการใช้พลังงานเครื่องปรับอากาศที่ 3 และ 12 เมตร

จากการทดสอบเครื่องปรับอากาศทราบว่าที่ความยาว 12 เมตร มีผลกระทบกับค่า COP และค่า EER รวมทั้งการสิ้นเปลืองพลังงาน ในระบบแบบอัดไอ

3.2 วิธีการดำเนินงาน

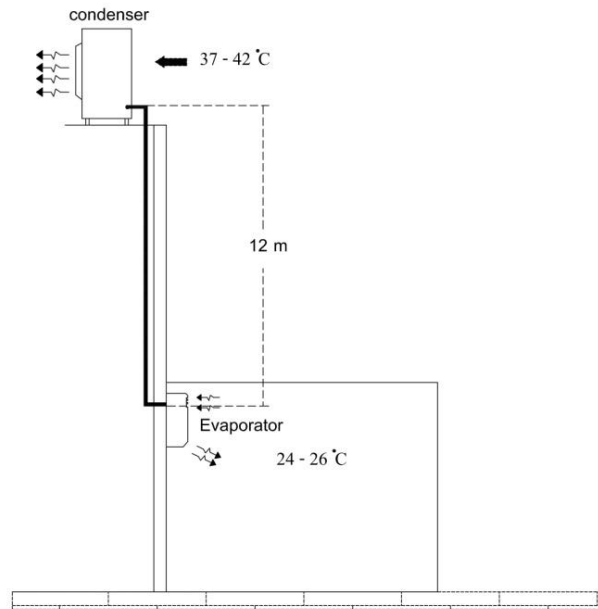
จากหัวข้อที่ 3.1 ทำให้ทราบถึงผลกระทบเมื่อติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่ชุดคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อนที่มีความยาว 12 เมตรมีความสิ้นเปลืองพลังงานทำให้ได้ขอบเขตและวัตถุประสงค์ในการทำวิทยานิพนธ์ ดังนั้นการดำเนินงานวิทยานิพนธ์ จะดำเนินตามวัตถุประสงค์และขอบเขตของงานวิทยานิพนธ์โดยมีการติดตั้งเครื่องปรับอากาศเพื่อทดลองหาคุณสมบัติของเครื่องปรับอากาศที่ได้ทำการทดลองดังในรูปที่



รูปที่ 3.6 ขั้นตอนการดำเนินงานวิทยานิพนธ์

3.3 การติดตั้งเครื่องปรับอากาศและเครื่องมือวัด

เครื่องปรับอากาศที่นำมาทดลอง มีขนาด 12,500 บีทียูต่อชั่วโมง เป็นชนิดติดผนัง (Wall Type) ดังรูปที่ 3.8 การติดตั้งเครื่องปรับอากาศจะเดินท่อในแนวตั้งที่มีความยาว 12 เมตร วิธีการทดลองลดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ กำหนดให้ ชุดคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อนดังรูปที่ 3.7

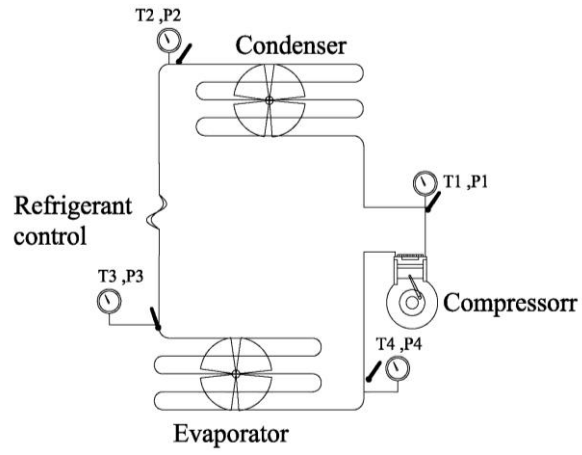


รูปที่ 3.7 การติดตั้งเครื่องปรับอากาศ

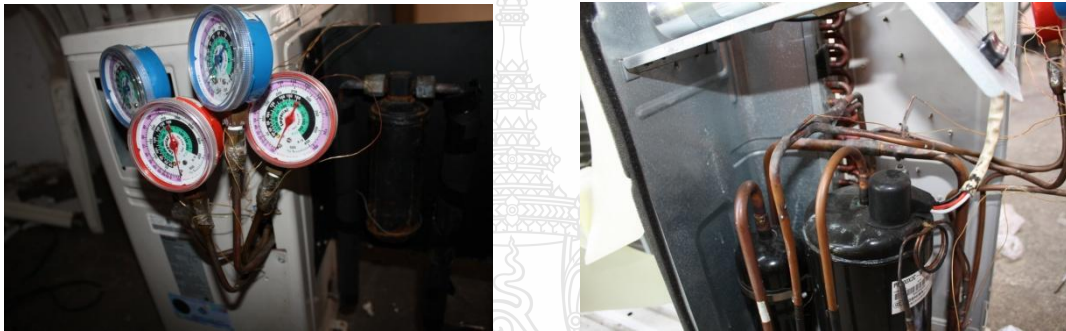


รูปที่ 3.8 เครื่องปรับอากาศที่ใช้ในการทดลอง

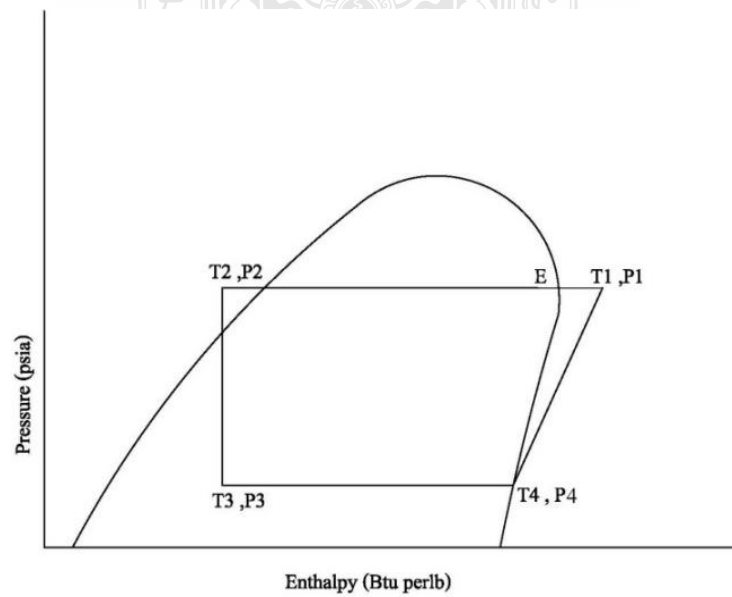
ในการติดตั้งเครื่องมือวัดนั้นจะติดตั้งเพรสเชอร์เกจวัดความดันในระบบเครื่องปรับอากาศเป็นจำนวน 4 จุด และติดตั้งเทอร์โมคัปเปิ้ลเพื่อวัดอุณหภูมิของสารทำความเย็น คือ ที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ที่ทางออกคอนเดนเซอร์, ที่ทางเข้าอีวาโปเรเตอร์ และที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ ดังรูปที่ 3.9 และ 3.10 ก็จะได้ค่าความดันและอุณหภูมิ ไปวิเคราะห์ในแผนภาพมอลเลียร์ ดังรูปที่ 3.11



รูปที่ 3.9 แสดงตำแหน่งการติดตั้งเครื่องมือวัดความดันและอุณหภูมิที่ 12 เมตร



รูปที่ 3.10 การติดตั้งเครื่องวัดอุณหภูมิและความดันเข้ากับอุปกรณ์



รูปที่ 3.11 แผนภาพมอลเลอร์

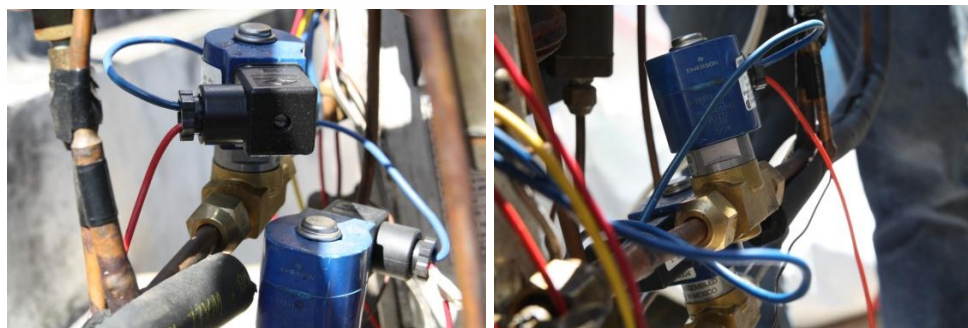
3.4 การทดลองและบันทึกผล

การทดลองทั้ง 2 กรณีคือ กรณีที่ไม่มีการติดตั้งชุดลดพลังงานเครื่องปรับอากาศ และกรณีที่มีการติดตั้งชุดลดพลังงานเครื่องปรับอากาศ จะใช้สภาวะเดียวกันในการทดลอง อุณหภูมิภายในห้องมีการควบคุมโดยใช้ หลอดไฟให้ความร้อน เพื่อเป็นการจำลองสภาวะโหลดภายในห้องและนอกห้อง อุณหภูมิภายในของห้องเท่ากับ 25 ± 2 °C และอุณหภูมิก่อนเข้าสู่คอนเดนเซอร์ก็ติดตั้งชุดลดความให้ความร้อน ให้ได้เท่ากับ 37 ± 2 °C ดังรูปที่ 3.12

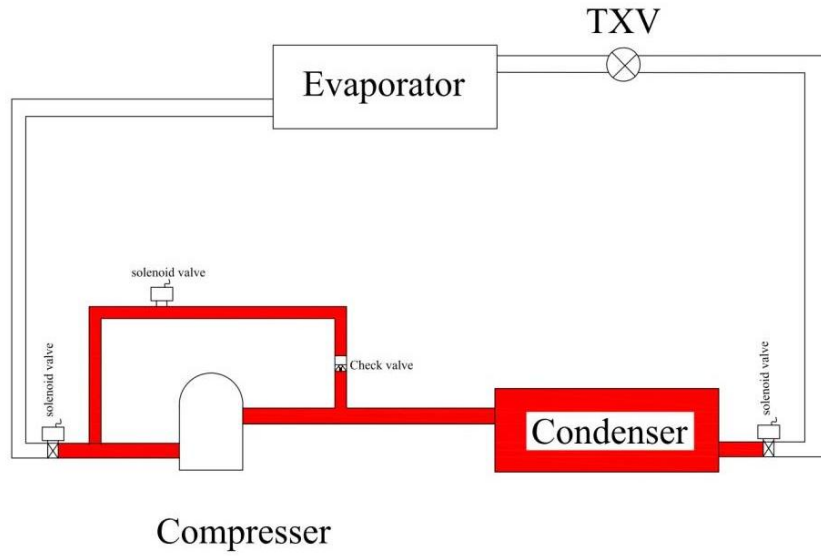


รูปที่ 3.12 ติดตั้งชุดควบคุมอุณหภูมิภายในห้องและที่ชุดคอนเดนเซอร์

ในการเดินเครื่องปรับอากาศก็จะกำหนดการทำงานของเครื่องปรับอากาศให้จำนวนการหยุดและเดินในระบบปรับอากาศ มีการควบคุมให้มีสภาวะเดียวกันทั้ง 2 กรณี รูปที่ 3.16 แสดงชุดควบคุมทางอิเล็กทรอนิกส์ให้ระบบปรับอากาศทำงานเหมือนกันทั้ง 2 กรณี คือให้ระบบปรับอากาศทำงาน 20 นาที และหยุดทำงาน 6 นาที จะกลับมาเริ่มทำงานใหม่ตามชุดควบคุมให้ทำงานจนครบ 8 ชั่วโมง รูปที่ 3.13 การควบคุมการลดพลังงานของเครื่องปรับอากาศ นั้นใช้ วาล์วไฟฟ้า (Solenoid Valve) เป็นตัวกำหนดการทำงานของสารทำความเย็น รูปที่ 3.14 วงจรการทำงานของระบบปรับอากาศที่ทำงานตามสภาวะการทำงานของระบบแบบบายพาสเพื่อลดการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศ

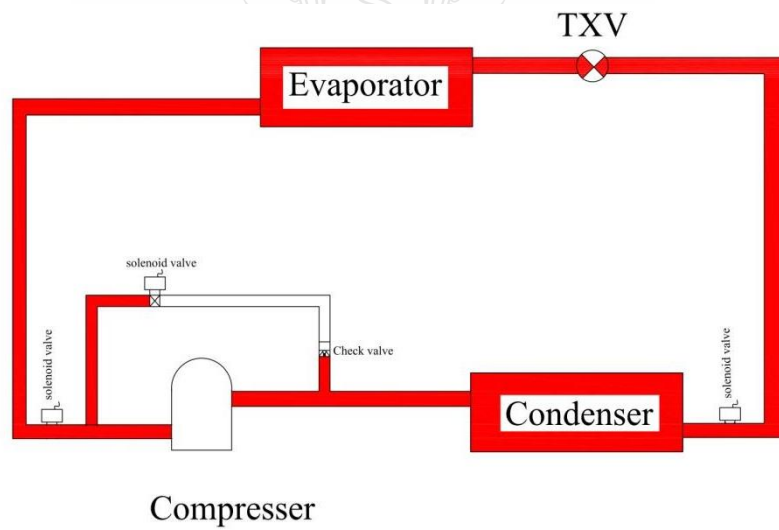


รูปที่ 3.13 ติดตั้งชุดวาล์วไฟฟ้า (Solenoid Valve)



รูปที่ 3.14 ชุดควบคุมระบบปรับอากาศในสภาวะลดพลังงาน

ในช่วงที่ระบบทำงานปกติ รูปที่ 3.15 แสดงถึงการทำงานของระบบเมื่อไม่มีการบายพาสของระบบหลังจาก 30 วินาที ระบบก็จะกลับสู่สภาวะเดิม



รูปที่ 3.15 ชุดควบคุมระบบปรับอากาศสภาวะปกติ



รูปที่ 3.16 ชุดวงจรควบคุมระบบปรับอากาศ

การบันทึกค่าอุณหภูมิของสารทำความเย็น บันทึกการเก็บค่าทุกๆ 1 ชั่วโมงเป็นระยะเวลา 8 ชั่วโมง เป็นการจำลองในการใช้เครื่องปรับอากาศในการใช้งานจริงภายใน 1 วัน ชุดบันทึกและเก็บข้อมูลใช้เครื่อง YOKOGAWA รุ่น MV1000 ดังรูปที่ 3.17



รูปที่ 3.17 เครื่องบันทึกข้อมูล YOKOGAWA MV1000

การวัดปริมาณทางไฟฟ้าหรือความถี่เปลี่ยนแปลงทางไฟฟ้า และวัดค่ากระแส (Current) แบบต่อเนื่องโดยบันทึกค่าทุก 1 นาที เป็นเวลา 8 ชั่วโมง ส่วนปริมาณการใช้ไฟฟ้า บันทึกค่าทุก 1 ชั่วโมง เป็นเวลา 8 ชั่วโมงใช้ ชุดเครื่องมือเก็บข้อมูล YOKOGAWA CW 240 และ ดังรูปที่ 3.18 และ 3.19



รูปที่ 3.18 เครื่องบันทึกข้อมูล YOKOGAWA CW 240



รูปที่ 3.19 เครื่องบันทึกข้อมูล RICHTMASS RP-3430

บทที่ 4

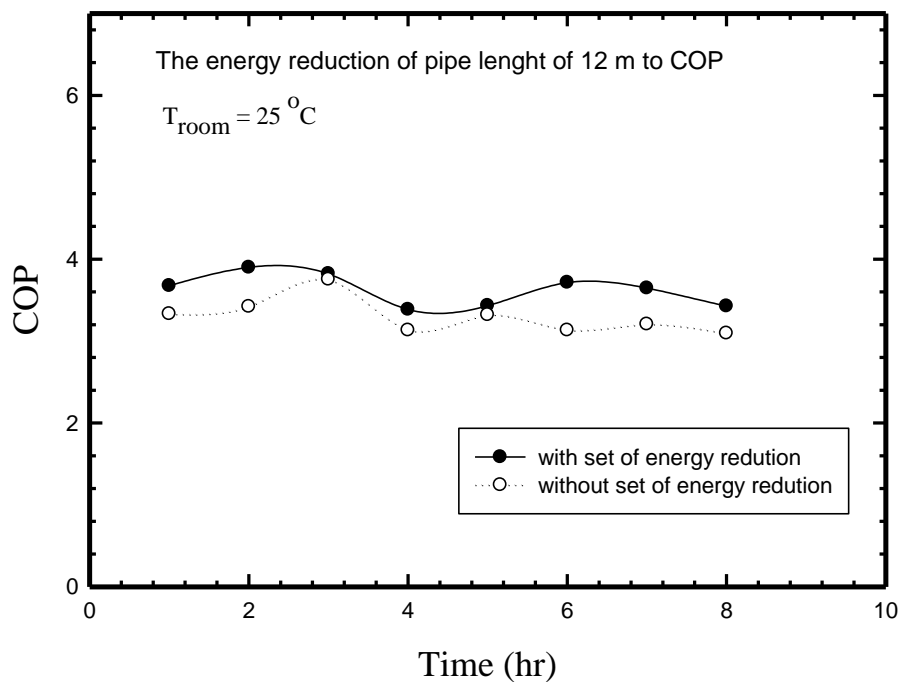
ผลการทดลอง

4.1 บทนำ

บทนี้จะกล่าวถึงผลที่ได้จากการทดลองเกี่ยวกับการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ในระบบปรับอากาศที่ใช้ความยาวท่อสารทำความเย็น 12 เมตร การทดลองจะศึกษาผลกระทบของประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ โดยจะใช้สมการ 2.6 ในการคำนวณหาประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ ส่วนในการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นของระบบปรับอากาศจะใช้สมการ 2.5 ในการเปรียบเทียบ

4.2 ผลการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

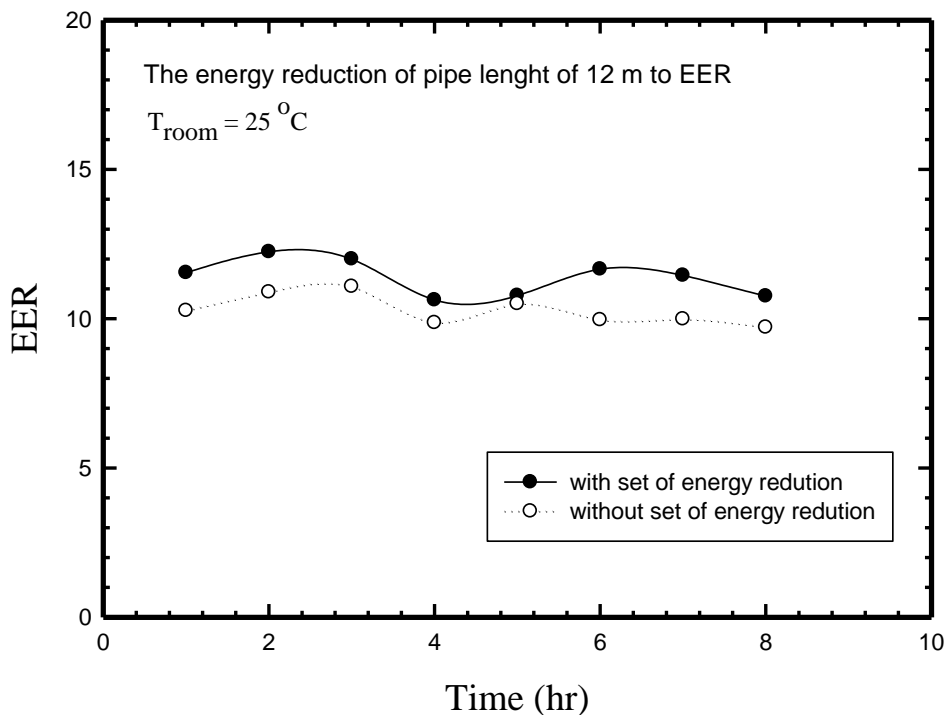
จากการศึกษาพบว่า การลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) จะค่อนข้างคงที่และยังมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น เพิ่มขึ้น ดังรูปที่ 4.1 จะแสดงให้เห็นว่าช่วง 3 ชั่วโมง และ ช่วง 5 ชั่วโมง นั้นเป็นช่วงที่คอมเพรสเซอร์เริ่มทำงาน ทำให้ความดันและอุณหภูมิค่า ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นช่วง 3 และ 5 ชั่วโมง สูงขึ้น จากที่ติดตั้งชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์จะรักษาให้ความดันในระบบไว้คงที่ จึงทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น เพิ่มขึ้น 9 %



รูปที่ 4.1 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

4.3 ผลการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น

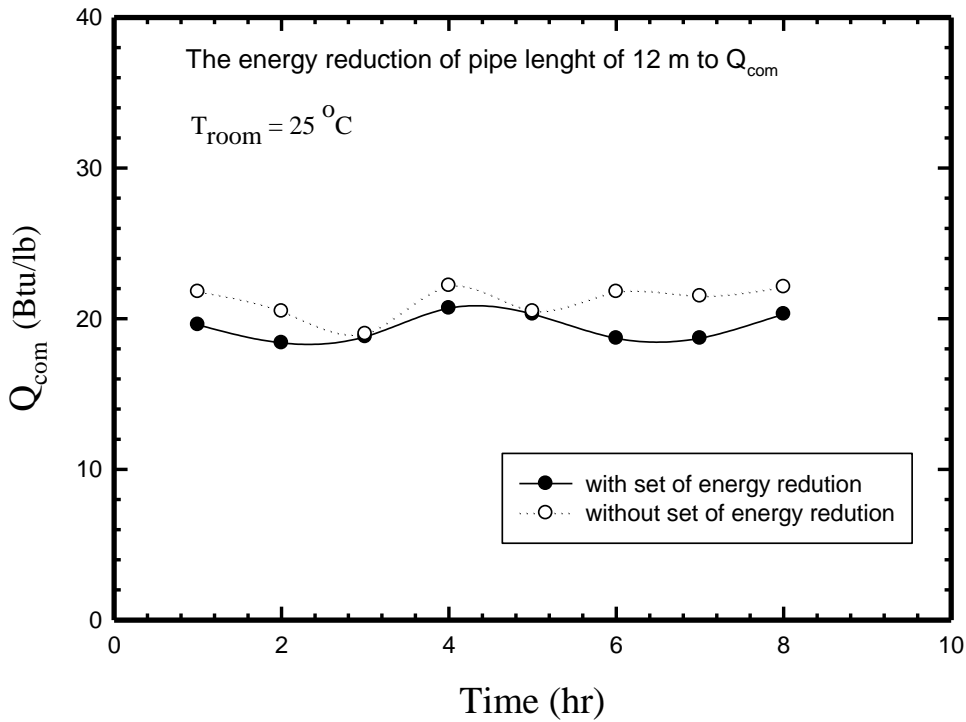
ผลของประสิทธิภาพของการทำความเย็น (EER) ของเครื่องปรับอากาศ จะมีผลแปรผันตามค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นได้จาก สมการ 2.7 จากรูปที่ 4.2 พบว่าชั่วโมงการทำงานของระบบปรับอากาศจะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ช่วง 3 ชั่วโมง และ ช่วง 5 ชั่วโมง มีค่าสูงเนื่องจากอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นมีค่าต่ำ เป็นช่วงที่คอมเพรสเซอร์เริ่มทำงานทำให้ระบบไม่คงที่ เมื่อติดตั้งชุดลดพลังที่คอมเพรสเซอร์ควบคุมให้ความดันและอุณหภูมิค่อนข้างคงที่ ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มขึ้น 7.76 %



รูปที่ 4.2 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น

4.4 ค่าความร้อนที่ได้คอมเพรสเซอร์

จากผลของค่า COP และ EER เพิ่มในช่วง 3 ชั่วโมง และช่วง 5 ชั่วโมง ในรูปที่ 4.3 จะเห็นว่าความดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ต่ำมีค่าใกล้เคียงกับค่าของชุดที่ติดตั้งชุดลดพลังงานและความร้อนที่ได้จากคอมเพรสเซอร์ก็จะลดลงด้วย ก็จะส่งผลให้ค่า COP และ EER ในช่วงนั้นลดลงด้วย เมื่อคิดค่าความร้อนที่ได้เกิดขึ้นในคอมเพรสเซอร์รวมแล้วค่าความร้อนที่เกิดขึ้น เมื่อติดตั้งชุดลดพลังงานคอมเพรสเซอร์จะมีค่าความร้อนที่ได้จากคอมเพรสเซอร์เฉลี่ยเท่ากับ 19.43 Btu/lb ค่าความร้อนที่ได้เมื่อไม่มีการติดตั้งชุดลดพลังงานมีค่ากับ 20.72 Btu/lb มีค่าเฉลี่ยลดลงเท่ากับ 6.63 %



รูปที่ 4.3 เปรียบเทียบค่าความร้อนที่ได้จากคอมเพรสเซอร์

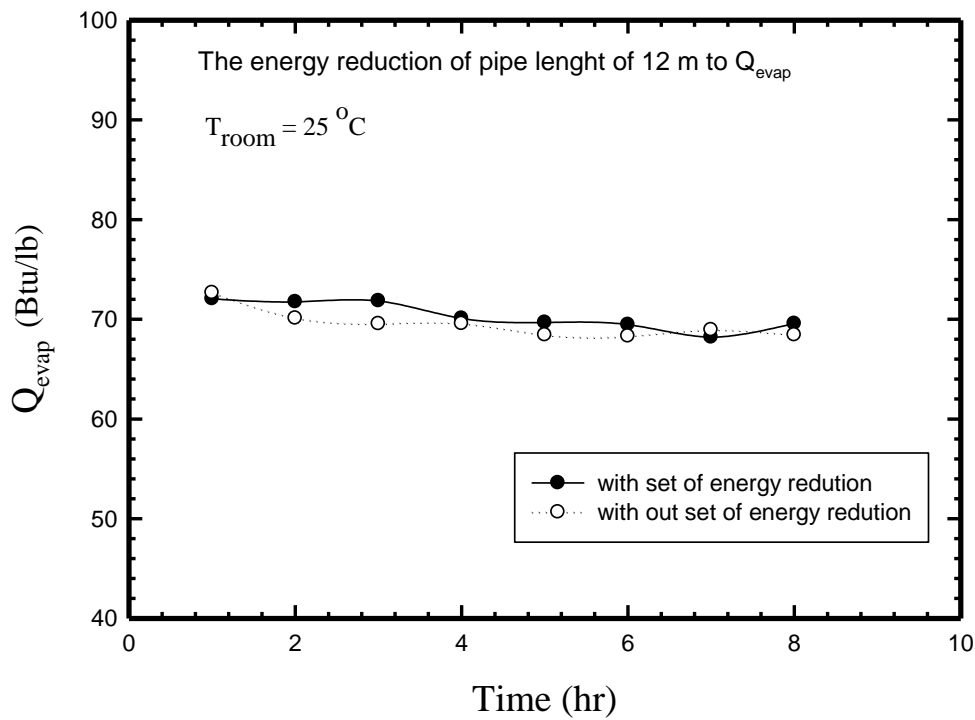
4.5 อัตราการทำความเย็นที่เกิดขึ้น

รูปที่ 4.4 ผลของความเย็นที่เกิดขึ้นในชุดคอยล์เย็น ($Q_{\text{evaporator}}$) เพราะเมื่อติดตั้งชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ ทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่อยู่ในชุดคอยล์เย็น ที่ไม่ได้ติดตั้งชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ทำให้ความเย็นที่เกิดขึ้นเพิ่มขึ้น 1.18 % ความเย็นที่เกิดขึ้นมีค่าค่อนข้างใกล้เคียงกัน เนื่องจากการลดพลังงานของเครื่องปรับอากาศจะลดในช่วงที่เริ่มทำงานเท่านั้น ดังนั้นค่าเอนทาลปีของระบบในช่วงที่เริ่ม มีค่าแตกต่างกันเล็กน้อย หลังจากระบบอยู่ในสภาวะปกติแล้วค่าเอนทาลปีจะใกล้เคียงกัน มีผลทำให้ค่าความเย็นที่ได้ใกล้เคียงกัน เนื่องจากการลดใช้พลังงานคอมเพรสเซอร์เป็นการลดช่วงเริ่มต้น แรงเสียดทานในท่อสารทำความเย็นก็ลดลง สอดคล้องกับสมการที่ 2.10 เป็นการลดแรงเสียดทานที่ผิวท่อในช่วงเริ่มทำงานของคอมเพรสเซอร์ ทำให้อุณหภูมิและความดันแตกต่างกันเล็กน้อยทำให้ค่าความเย็นที่เกิดขึ้น

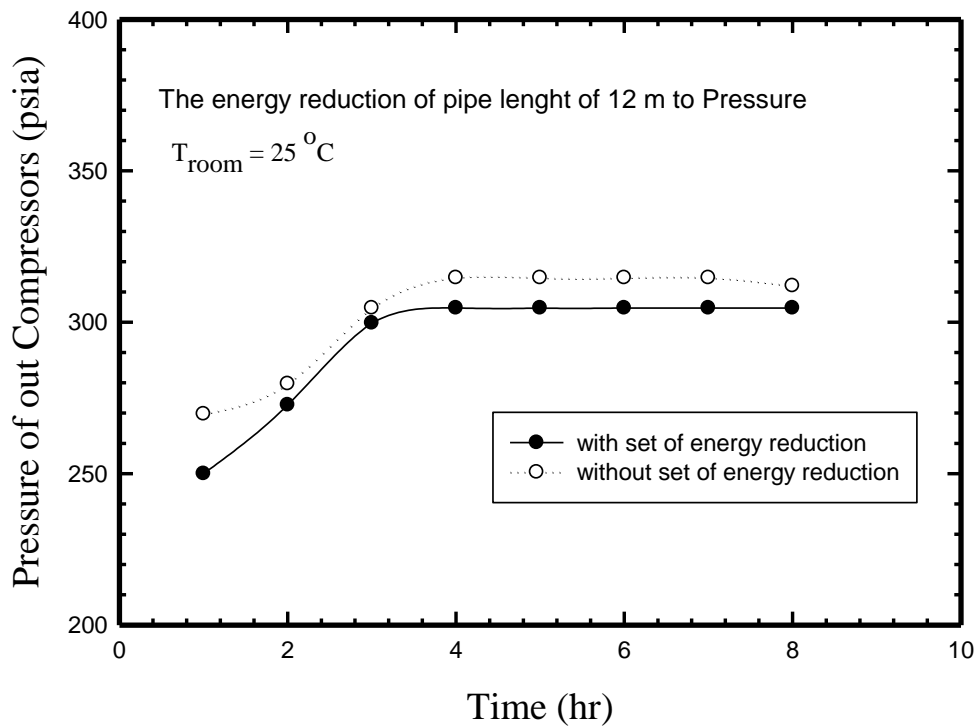
4.6 เปรียบเทียบความดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์

รูปที่ 4.5 การที่เพิ่มชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ (P_{com}) ในทั้งสองกรณี ความดันด้านทางออกคอมเพรสเซอร์ ที่ติดตั้งชุดลดพลังงานของระบบปรับอากาศ จะมีค่าความดันในช่วงที่คอมเพรสเซอร์ทำงานจะมีความดันน้อยกว่า ชุดที่ไม่มีการติดตั้งอุปกรณ์ลดพลังงานเครื่องปรับอากาศ เนื่องจาก ชุดลดพลังงานคอมเพรสเซอร์ช่วยให้ระบบลดพลังงานการไหลในท่อสารทำความเย็นจาก

จุดที่ 1 ไปยังจุดที่ 2 สอดคล้องกับสมการที่ 2.26 เมื่อมีการไหลจากจุดที่ 1 ไปยังจุดที่ 2 ให้มีระยะสั้น พลังงานในการไหลก็จะลดลง ทำให้ค่าความดันในระบบลดลง 2 %



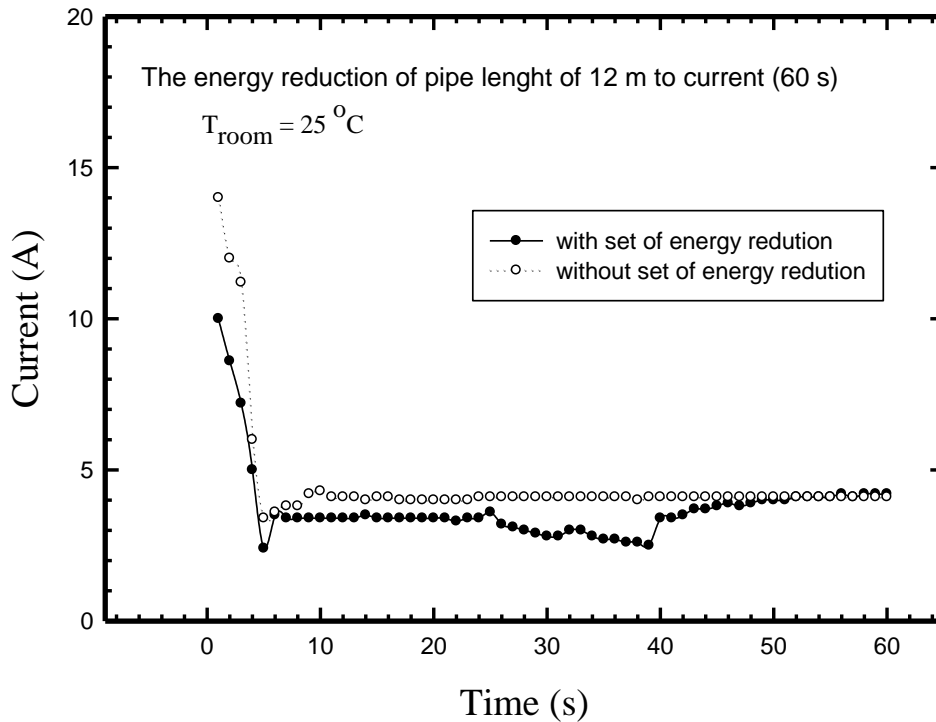
รูปที่ 4.4 เปรียบเทียบความเย็นที่เกิดขึ้น



รูปที่ 4.5 เปรียบเทียบความดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์

4.7 ค่าเปรียบเทียบของกระแส (60s)

ในการสตาร์ทตัวของคอมเพรสเซอร์ จะมีค่าพลังงานไฟฟ้าในการสตาร์ทคอมเพรสเซอร์ต้องใช้พลังงานมาก ทำให้สิ้นเปลืองพลังงาน จากรูปที่ 4.6 เมื่อติดตั้งชุดลดพลังงานคอมเพรสเซอร์ของระบบปรับอากาศ ความดันที่ทางออกลดลง ทำให้พลังงานสูญเสียต่อน้ำหนัก ลดลงสอดคล้องกับสมการที่ 2.33 เนื่องจากความเสียดทาน แสดงเป็นพลังงานต่อน้ำหนัก เมื่อลดความสูง ทำให้ เหนือความดัน สูง และความเร็ว ลดลงทำให้พลังงานในการเริ่มทำงานของระบบลดลง 33 %



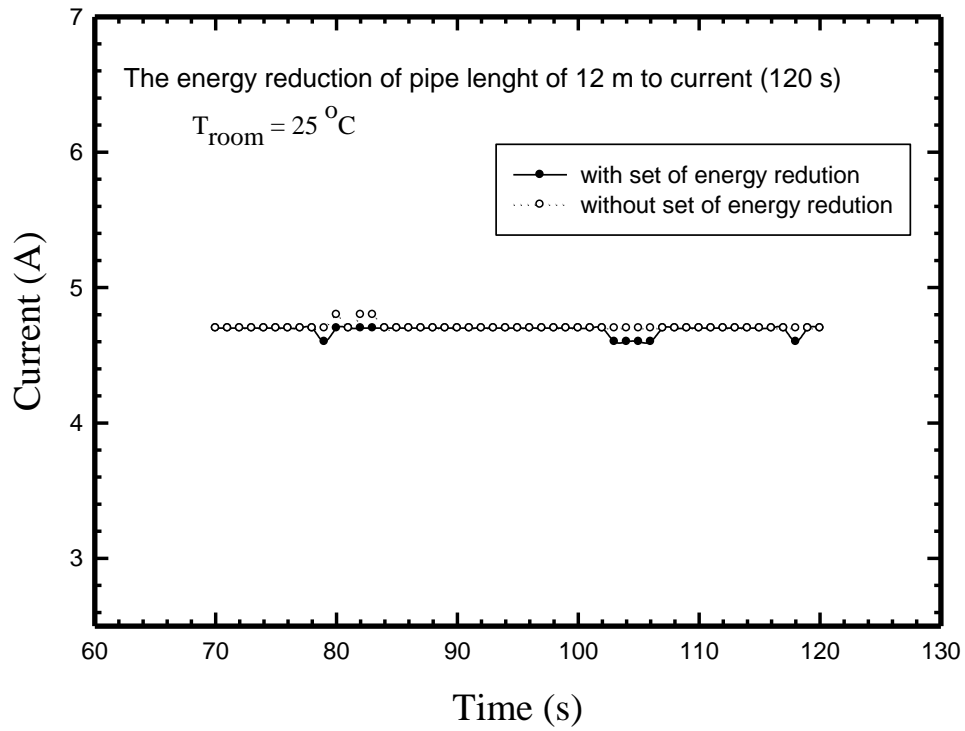
รูปที่ 4.6 เปรียบเทียบกระแสคอมเพรสเซอร์ (60 s)

4.8 ค่าเปรียบเทียบของกระแส (120s)

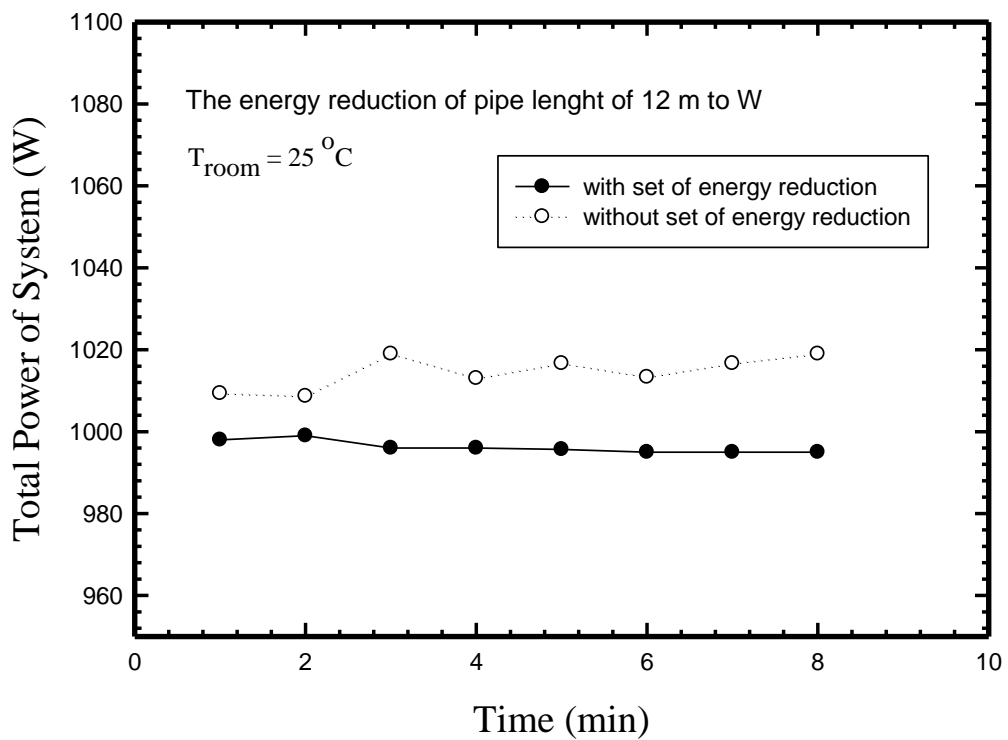
จากรูปที่ 4.7 พบว่าคอมเพรสเซอร์ทำงานผ่านไป 60 นาที กระแสที่เกิดขึ้นจะคงที่มีค่าเท่ากับ 4.7 – 4.8 A เนื่องจากชุดควบคุมการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ จะทำการบายพาส (bypass) ระบบปรับอากาศ หลังจากนั้นก็จะทำให้ระบบกลับสู่สภาวะเดิม

4.9 ค่าเปรียบเทียบพลังงานของระบบปรับอากาศ

จากผลที่การลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ ส่งผลให้ค่า COP และ EER ของระบบปรับอากาศมีค่าเพิ่มขึ้น ค่าพลังงานที่เกิดขึ้นในระบบทั้งหมดที่ใช้ในระบบปรับอากาศ มีค่าลดลงเนื่องจากความดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ลดลง ค่าพลังงานที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศลดลงเท่ากับ 2.6 % ดังแสดงในรูปที่ 4.8



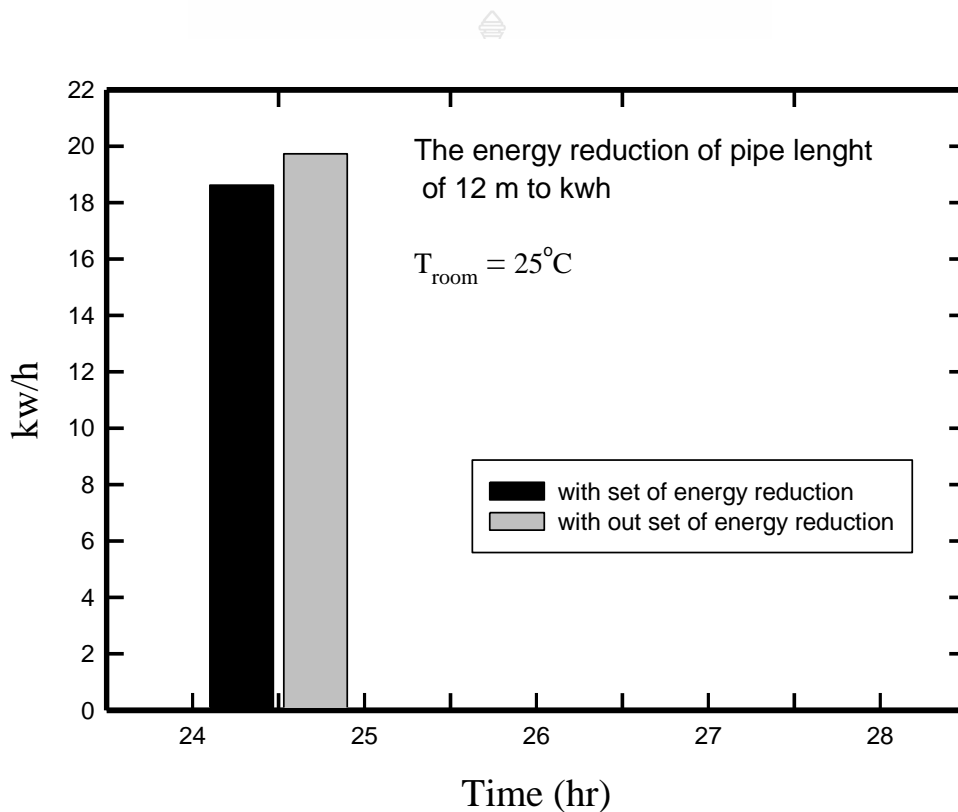
รูปที่ 4.7 เปรียบเทียบกระแสคอมเพรสเซอร์ (120 s)



รูปที่ 4.8 เปรียบเทียบพลังงาน

4.10 ค่าเปรียบเทียบความสิ้นเปลืองพลังงานของระบบปรับอากาศ

ผลการทดลองหาความสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้าของทั้งสองระบบ เมื่อเปิดเครื่องปรับอากาศ เป็นระยะเวลา 8 ชั่วโมง จะเห็นได้ว่าเครื่องปรับอากาศที่มีการติดตั้งชุดลดพลังงานคอมเพรสเซอร์ของระบบปรับอากาศ มีความสิ้นเปลืองพลังงานน้อยกว่าเครื่องปรับอากาศที่ไม่ติดตั้งชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งมีค่าแตกต่างกันเท่ากับ 5.76 % เมื่อเปิดเครื่องปรับอากาศ ทุกวัน วันละ 8 ชั่วโมง ในเวลา 1 ปี เครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ มีค่าเท่ากับ 593.1 หน่วย ส่วนเครื่องปรับอากาศที่ไม่ติดตั้งชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ จะมีค่าเท่ากับ 627.3 หน่วย ค่าสิ้นเปลืองพลังงานจะลดลง 34.2 หน่วย หรือสามารถลดค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้า 410.4 บาท ต่อปี (คิดค่าไฟฟ้า 3 บาท ต่อหน่วย) ดังแสดงในรูปที่ 4.9



รูปที่ 4.9 เปรียบเทียบความสิ้นเปลืองพลังงาน

บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

ในงานวิทยานิพนธ์นี้แบ่งการศึกษาออกเป็น 2 แบบคือ (1) จะเป็นการวิเคราะห์ผลของระยะความยาวท่อสารทำความเย็นที่เหมาะสมที่ 3,6,9,12 เมตรพบว่าที่ระยะท่อ 12 เมตรนั้นมีความสิ้นเปลืองมากกว่าระยะท่อ 3,6,9 (2) จากการศึกษาแบบที่ 1 พบว่าระยะความยาวท่อสารทำความเย็น 12 เมตรมีความสิ้นเปลือง ดังนั้นจึงได้ศึกษาวิธีลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ของระบบปรับอากาศ ซึ่งติดตั้งชุดคอยล์ร้อนสูงกว่าชุดคอยล์เย็น ความยาวท่อสารทำความเย็น 12 เมตร ใช้สภาวะเดียวกันความดันและอุณหภูมิภายในระบบควบคุมคงที่ ดังนั้นในงานวิทยานิพนธ์ สามารถสรุปผลได้ดังนี้

5.1 สรุปผล

5.1.1 การหาระยะความยาวที่เหมาะสมที่ 3,6,9,12 เมตร

1) จากการศึกษาหาระยะความยาวท่อสารทำความเย็นที่เหมาะสมที่ 3,6,9,12 เมตร พบว่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นเฉลี่ยลดลงตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้น เปรียบเทียบที่ 3 เมตร และ 12 เมตร มีค่า COP เท่ากับ 4.2 และ 3.9 ตามลำดับ ลดลง 6.60 %

2) ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเฉลี่ยลดลงตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้น เปรียบเทียบที่ 3 เมตร และ 12 เมตร มีค่า ลดลง 6.2 %

3) จากการศึกษาเพิ่มระยะความยาวท่อสารทำความเย็นทำให้ ความสิ้นเปลืองของพลังงานเพิ่มขึ้น เปรียบเทียบที่ 3 เมตร และ 12 เมตร เพิ่มขึ้น 6.23 % คิดเป็นค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นเป็น 1805.2 บาทต่อปี (คิดค่าไฟฟ้าที่ 1 หน่วยต่อ 3 บาท)

5.1.2 สรุปผล การลดพลังงานที่ความยาว 12 เมตร

1) จากการศึกษาวิทยานิพนธ์วิธีการลดพลังงานของเครื่องปรับอากาศ โดยใช้วิธีการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์โดยใช้วิธีการบายพาสความดันในระบบทำให้คอมเพรสเซอร์ลดภาระในช่วงสตาร์ทตัว และความดันในระบบที่ลดลงทำให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นเพิ่มขึ้นรวมทั้งค่าประสิทธิภาพของระบบปรับอากาศ (COP และ EER) ซึ่งการสิ้นเปลืองพลังงานและพลังงานที่ลดลงโดยที่พลังงานที่ใช้นั้นลดลง 5.76 % เนื่องจากผลของความดันที่ลดลง และการทำงานของคอมเพรสเซอร์ช่วงเริ่มการทำงานลดลง ซึ่งทำให้การสิ้นเปลืองพลังงานลดลง เท่ากับ 136.8 หน่วย คิดเป็นค่าใช้จ่ายพลังงานไฟฟ้าลดลง 1641.6 บาทต่อปี

2) การลดพลังงานคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ ความดันในระบบจะลดลงรวมทั้งอุณหภูมิของสารทำความเย็นลดลง ทำให้ค่าเอนทาลปี ที่นำไปหาค่าการถ่ายเทความร้อนลดลงนั้นส่งผลให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบปรับอากาศจะเพิ่มขึ้น จากการควบคุมความดันที่

ทางออกของคอมเพรสเซอร์ ให้มีความดันคงที่ และในการเพิ่มความดันในช่วงที่คอมเพรสเซอร์ทำงานจนเข้าสู่สภาวะการทำงานปกติของระบบปรับอากาศ นั้นเพิ่มขึ้น 9 %

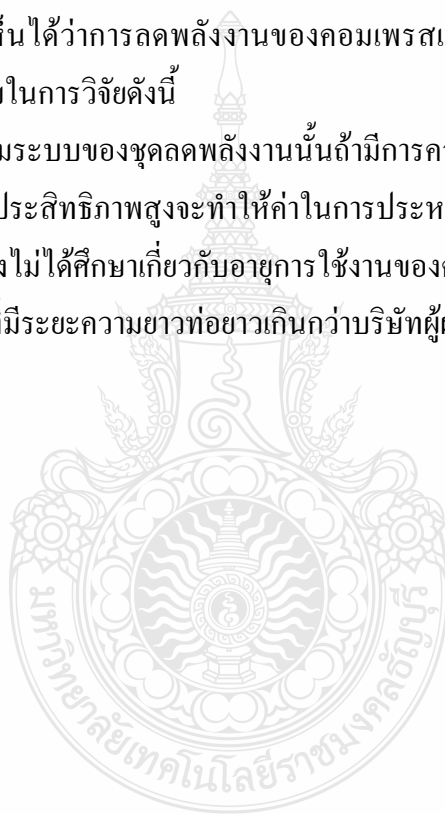
3) การลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศ ความดันและอุณหภูมิ ลดลงทำให้ผลของการทำความเย็นนั้นเพิ่มขึ้น (RE) (ในการคำนวณจากแผนภาพมอลเลียร์ของผล ความเย็นที่เกิดขึ้นที่คอยล์เย็นเป็นการคำนวณเฉพาะผลความเย็นที่เกิดขึ้นในคอยล์เย็นไม่รวมช่วงท่อ สารทำความเย็นด้านความดันต่ำ) ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของระบบปรับอากาศเพิ่มขึ้น 7.76 %

5.2 ข้อเสนอแนะ

จากงานวิจัยนี้จะเห็นได้ว่าการลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศนั้นยัง ต้องมีการแก้ไข และเพิ่มเติมในการวิจัยดังนี้

5.2.1 ในการควบคุมระบบของชุดลดพลังงานนั้นถ้ามีการควบคุมโดยระบบ PLC หรือระบบ ที่สามารถ ควบคุมวาล์วที่มีประสิทธิภาพสูงจะทำให้ค่าในการประหยัดพลังงานดียิ่งขึ้น

5.2.2 ในการทดลองไม่ได้ศึกษาเกี่ยวกับอายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์ในกรณีที่ติดตั้งท่อ สารทำความเย็นในแนวตั้งที่มีระยะความยาวที่ยาวเกินกว่าบริษัทผู้ผลิต



เอกสารอ้างอิง

- [1] พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์และคณะ, “การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศโดยใช้น้ำควบแน่นจากอีวาโปเรเตอร์,” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 1, 11-13 พฤษภาคม 2548. ชลบุรี โรงแรมแอมบาสซาเดอร์ ซิตี้จอมเทียน
- [2] Chaichana, C. William, W.S.C., and Lu A, “ **An ice thermal storage computer model**”, Applied Thermal Engineering, 2001. Vol. 21, pp. 1769-1778.
- [3] Dossat, Roy J., **Priciples of Refrigeration. 2nd edition** New York: Wiley, 1978. pp.15-150
- [4] ชูชัย ต.ศิริวัฒนา การทำความเย็นและปรับอากาศ, ครั้งที่19.กรุงเทพฯ: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี(ไทย-ญี่ปุ่น). 2546-2553. หน้า. 1-416.
- [5] Arora, CP., **Refrigeration and Air Conditioning. 2nd edition** New York: McGraw- Hill, 2001. pp. 120-142
- [6] สมาน เจริญกิจพูนผล .มนตรี พิรุณเกษตร., **กลศาสตร์ของไหล. ครั้งที่1.**กรุงเทพฯ: ซีเอ็ดดูเคชั่น. 2535.หน้า. 267-269 pp. 1-416.
- [7] Robert, L.mott., **Applied Fluid Mechanics. 2nd edition.** New York: Pearson, 2006. pp. 153-175
- [8] วสันต์ ศรีเมือง **กลศาสตร์ของไหลประยุกต์. ครั้งที่1.**กรุงเทพฯ: อินเด็กซ์โคปอเรชั่น. 2553. pp111-138.
- [9] พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์ และคณะ, “การเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลิควิดอินเตอร์คูลเลอร์,” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20 จังหวัดนครราชสีมา
- [10] Paisarn Naphon “On the performance of air conditioner with heat pipe for cooling air in the condenser,” **Science Direct Transactions on Signal Processing (Electronic)**, 2010, Vol. 42, pp.315-325. Available: Energy conversion and Management (April 2010).
- [11] Jongmin Choi, Yongchan Kim and Jim Taek Chung . “An empirical and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants,” **Science Direct Transactions on Signal Processing (Electronic)**, 2004 , Vol.24, pp 29-41. Available: Applied Thermal Eneeneering (2004).
- [12] พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์และคณะ, “การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศโดยใช้น้ำควบแน่นจากอีวาโปเรเตอร์,” การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่1, 11-13 พฤษภาคม 2548. ชลบุรี โรงแรมแอมบาสซาเดอร์ ซิตี้จอมเทียน .2548

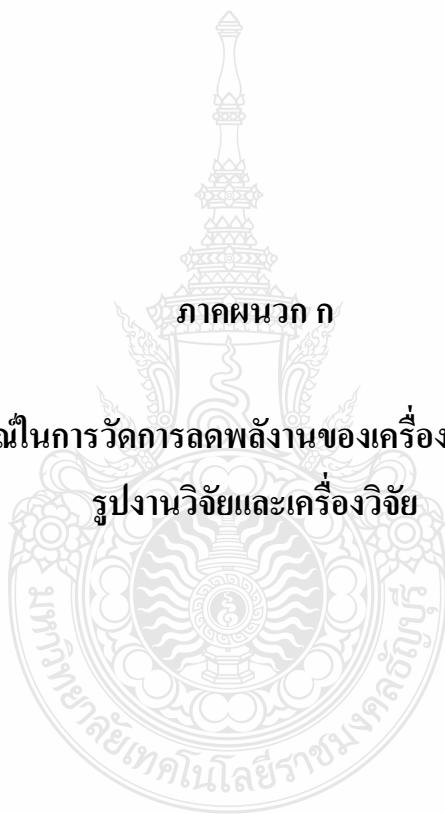
- [13] เกียงไกร อัสวมาศบันลือ “การทดสอบสมรรถนะของระบบทำน้ำร้อนทั้งจากความร้อนทั้งของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน,”การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 20, 18-20 ตุลาคม 2549 ,นครราชสีมา ,2549.
- [14] สิทธิโชค แซ่ฟุ้ง, โปรแกรมหาประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาไฟฟ้า คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2552
- [15] กฤษ อยู่สำราญและคณะ, “ผลของการเปลี่ยนแปลงจำนวนครีบบระบายความร้อนของคอยล์เย็นต่อสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน”การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 19, 19-21 ตุลาคม 2548 ,ภูเก็ต, 2549.
- [16] Hu, S.S. and Huang, B.J., “study of a high efficiency residential split water-cool air conditioner,” **Science Direct Transactions on Signal Processing (Electronic)**, 2005 , Vol.25, pp 599 -1673. Available: Applied Thermal Engineering 2005.
- [17] ชนะกิตต์ ธิภักดี, การประหยัดพลังงานในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนโดย **Liquid – Suction Heat Exchanger**, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีพลังงาน คณะพลังงานและวัสดุ, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2549
- [18] สุกิจ ช่วยเนื่อง, การหาสภาวะที่เหมาะสมเพื่อระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ด้วยอากาศเปรี๊ยก, วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาเทคโนโลยีอุณหภาพ คณะพลังงานและวัสดุ, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี 2548

คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

CDU	CONDENSING UNIT
COP	COEFFICIENT OF PERFORMANCE
EER	ENERGY EFFICIENCY RATIO
FCU	FAN-COIL UNIT
KE	KINEMATIC ENERGY
PE	POTENTIAL ENERGY
RE	REFIGERATION EFFECT
A	พื้นที่
C_v	ค่าความจุความร้อนจำเพาะเมื่อปริมาตรคงที่
C_p	ค่าความจุความร้อนจำเพาะเมื่อดันคงที่
D	เส้นผ่านศูนย์กลาง
e	พลังงานต่อหน่วยมวล
g	อัตราเร่งเนื่องจากแรงดึงดูดของโลก
H	ความสูง
h_L	เอนทัลปีเสียด
h_1	เอนทัลปีที่ทางออกคอมเพรสเซอร์
h_2	เอนทัลปีที่ทางออกคอยล์เย็น
h_4	เอนทัลปีที่ทางออกคอยล์ร้อน
I	พลังงานภายในต่อหน่วยมวล
i	พลังงานภายใน
KE	พลังงานจลน์
\dot{m}	อัตราการไหล
\dot{m}_r	อัตราการไหลเชิงมวลสารทำความเย็น
PE	พลังงานศักย์
\dot{Q}_{evap}	ขนาดของเครื่องระเหย
\dot{Q}_{cond}	ขนาดของเครื่องควบแน่น
T	อุณหภูมิ

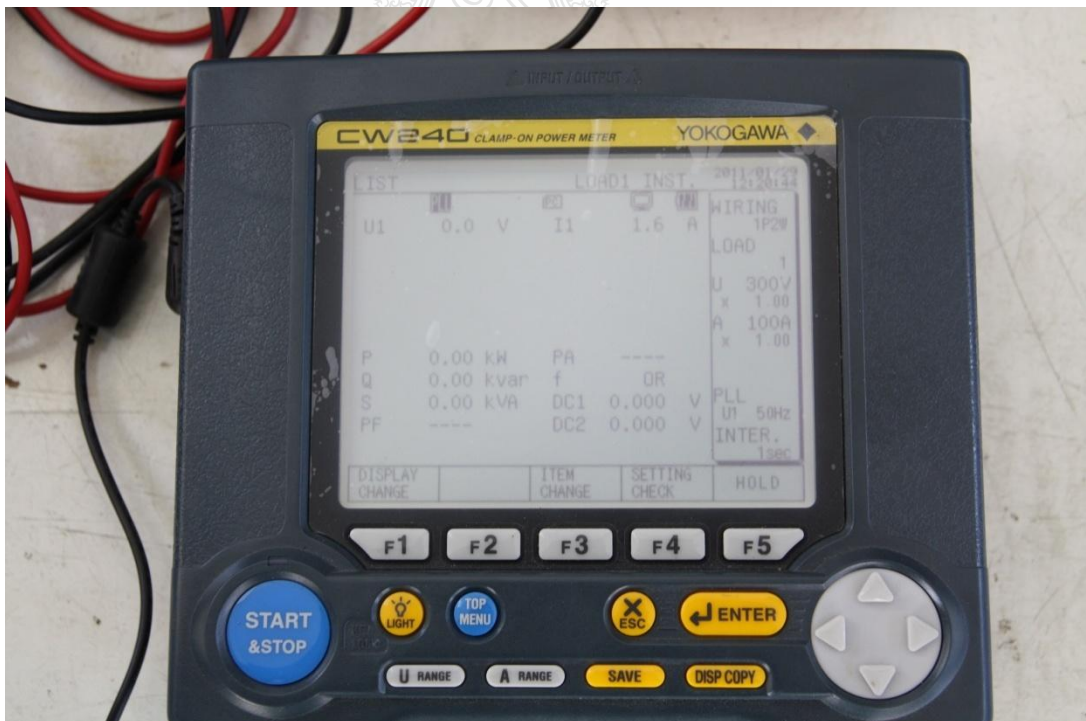
ภาคผนวก ก

อุปกรณ์ในการวัดการลดพลังงานของเครื่องปรับอากาศ
รูปงานวิจัยและเครื่องวิจัย





รูปที่ ก.1 เครื่องเก็บข้อมูล YOKOGAWA MV1000



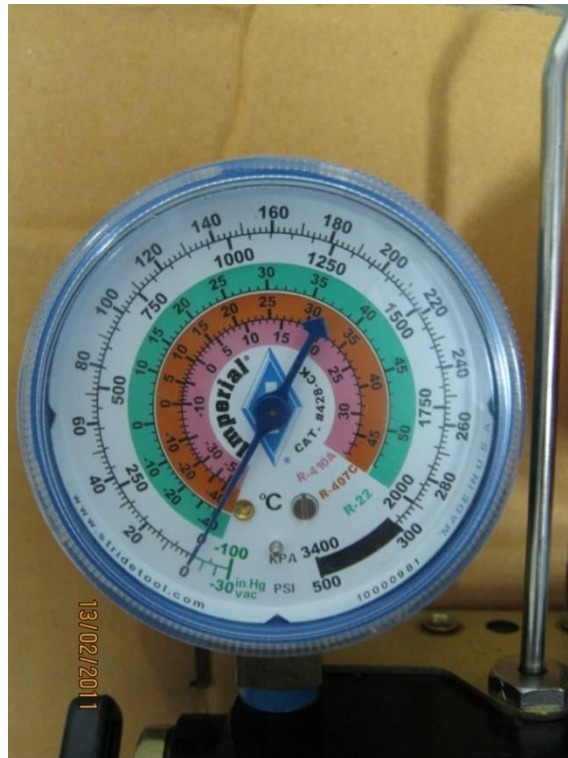
รูปที่ ก.2 เครื่องเก็บค่าพลังงาน YOKOGAWA CW240



รูปที่ ก.3 เครื่องวัดปริมาณการใช้ไฟฟ้า RICHTMASS RP-3430



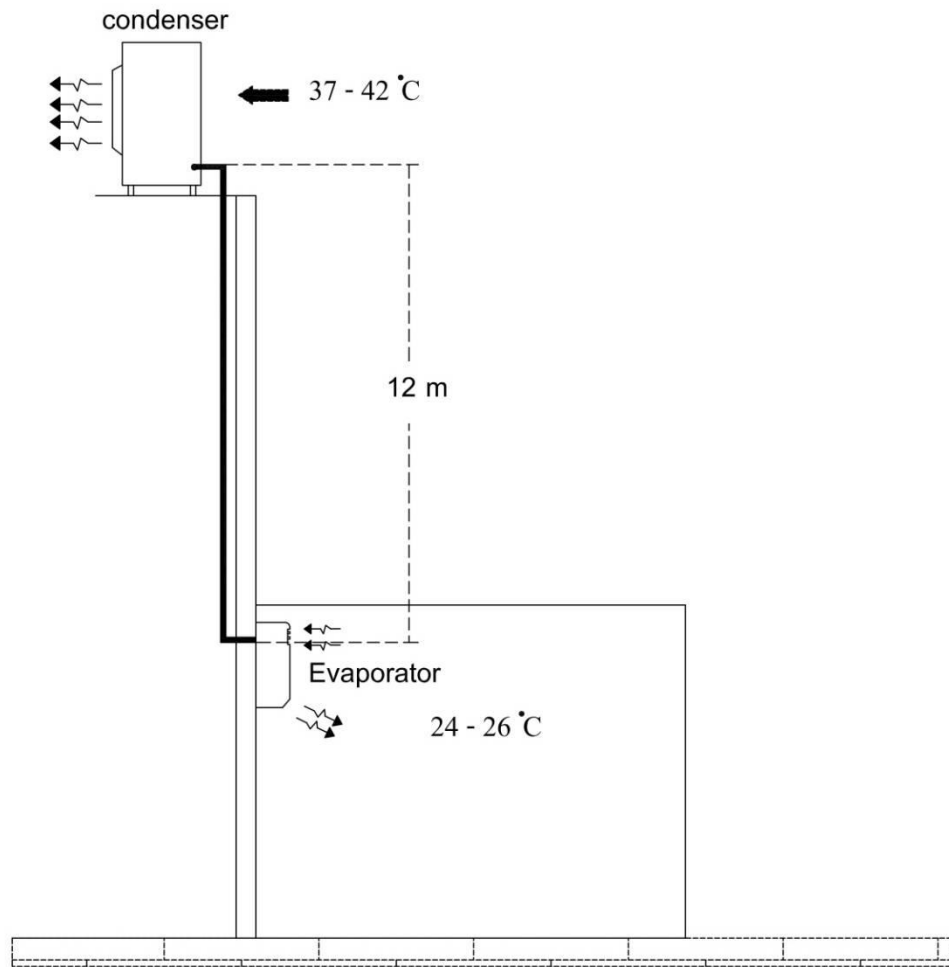
รูปที่ ก.4 เครื่องวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น



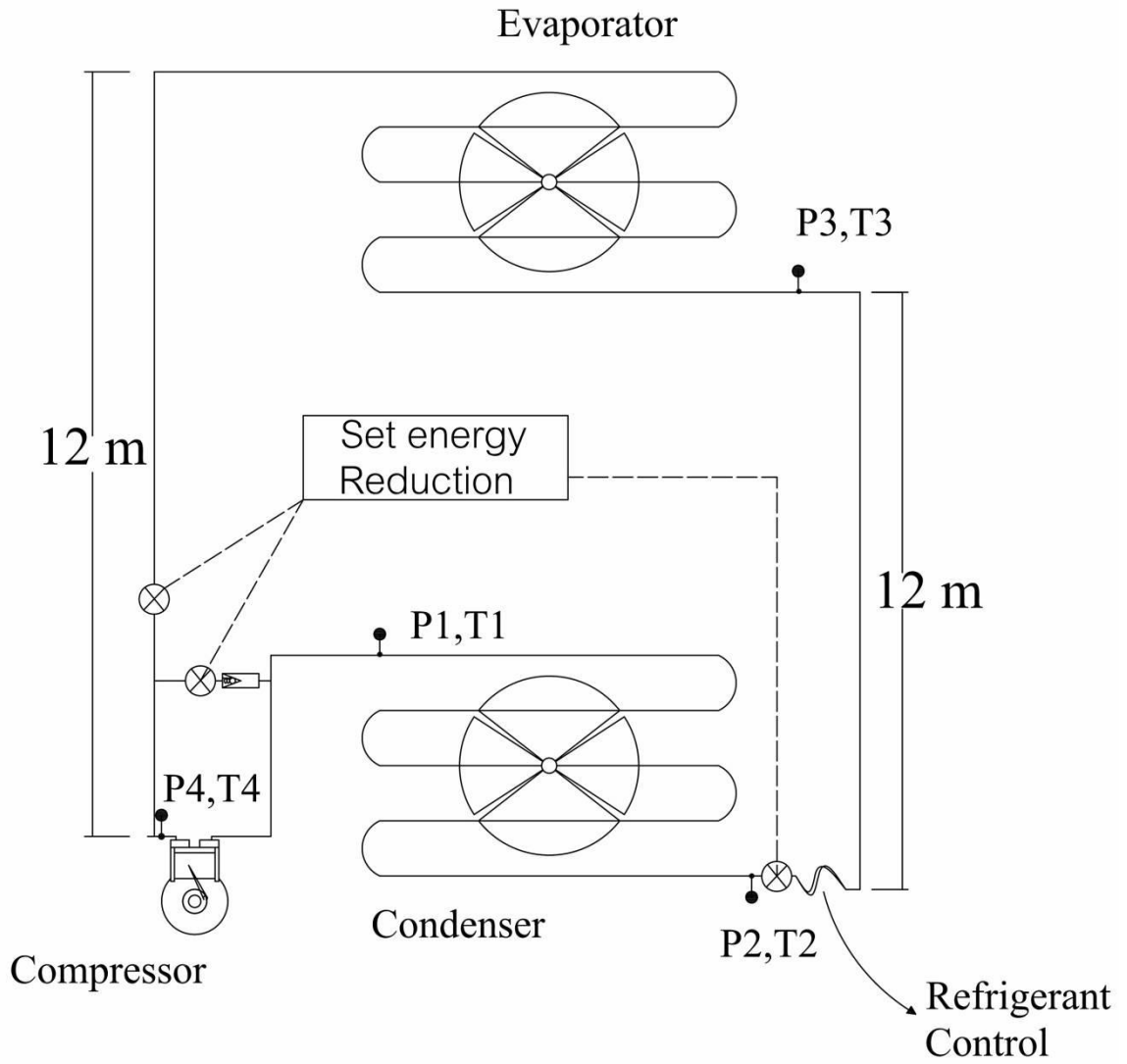
รูปที่ ก.5 เกจวัดความดันด้านความดันต่ำ



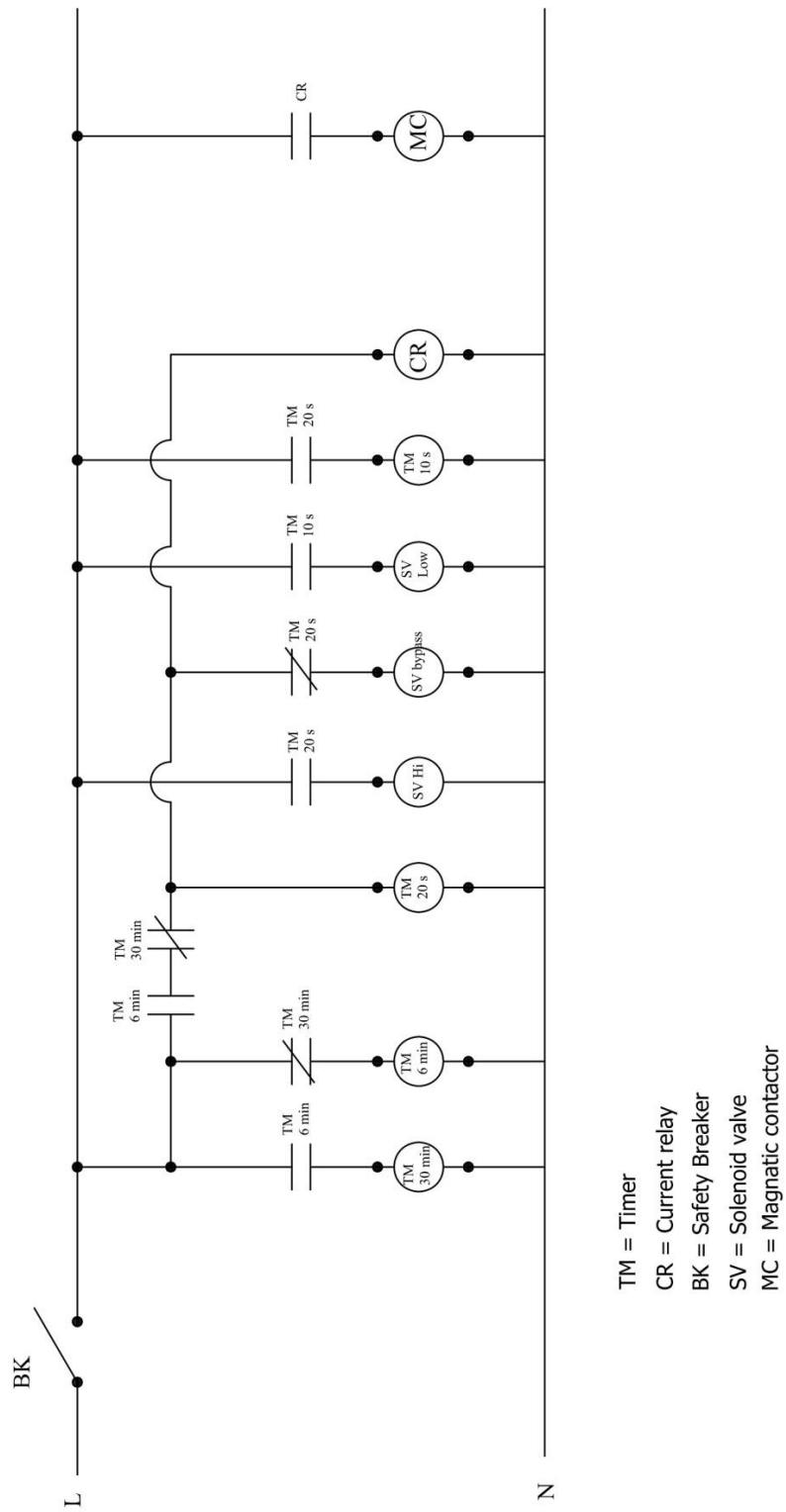
รูปที่ ก.6 เกจวัดความดันด้านความดันสูง



รูปที่ ก.7 ติดตั้งเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ ก.8 วงจรระบบเครื่องปรับอากาศและการติดตั้งชุดลดพลังงาน



รูปที่ ก.9 วงจรไฟฟ้าชุดลดพลังงาน



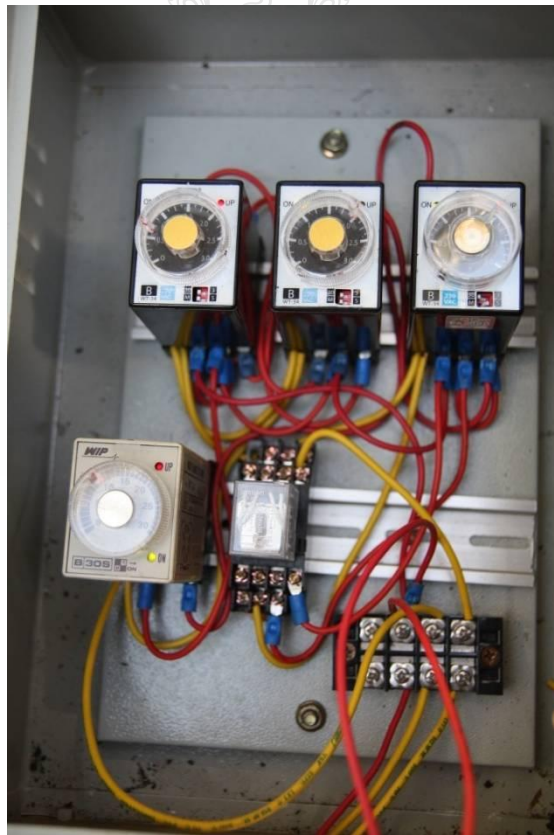
รูปที่ ก.10 ห้องเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ ก.11 ชุดเครื่องปรับอากาศ



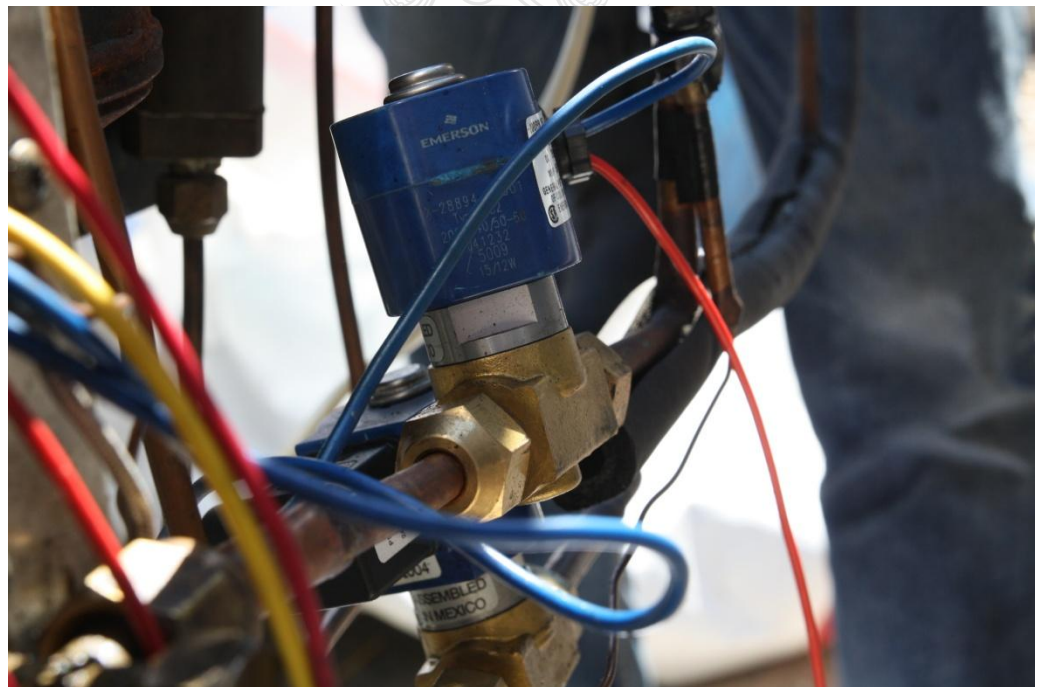
รูปที่ ก.12 การติดตั้งท่อสารทำความเย็นในแนวตั้ง



รูปที่ ก.13 ชุดควบคุมเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ ก.14 ติดตั้งวาล์วควบคุมด้านความดันต่ำ



รูปที่ ก.15 ติดตั้งวาล์วควบคุมด้านความดันสูง



รูปที่ ก.16 ติดตั้งเกจวัดความดัน



รูปที่ ก.17 ติดตั้งเกจวัดความดัน



รูปที่ ก.18 ติดตั้งสายวัดอุณหภูมิสารทำความเย็น



รูปที่ ก.19 ติดตั้งสายวัดอุณหภูมิที่ชุดคอยล์เย็น



รูปที่ ก.20 เครื่องทำสุญญากาศ



รูปที่ ก.21 เครื่องดูดเก็บสารทำความเย็น

ภาคผนวก ข

ตารางบันทึกผลการทดลอง



ตารางที่ ข.1 บันทึกค่าผลการทดลอง

ข้อมูลเครื่องปรับอากาศเมื่อไม่ติดตั้งชุดลดพลังงาน

เวลา	P1 psia	P2 psia	P3 psia	P4 psia	T1 °F	T2 °F	T3 °F	T4 °F	Amp	Volt	Room Temp. °F						Sup.Air °F	Re.Air °F	Out Room Temp.		มิเตอร์ไฟฟ้า Kwh
											1	2	3	4	5	เฉลี่ย			% RH	°F	
9:00 น.	269.7	234.7	68.7	68.7	196.0	88.0	87.0	35.0	4.72	220	76.0	75.0	75.0	75.6	52.0	73.7	60.0	97.0	0.29		
10:00 น.	279.7	241.7	68.7	68.7	191.0	94.0	91.0	31.0	5.01	220	75.0	76.0	76.0	75.8	52.6667	70.0	65.0	101.7	1.17		
11:00 น.	304.7	264.7	69.7	69.7	181.0	99.0	98.0	37.0	5.34	220	80.0	79.0	78.0	78.4	52.7	75.7	65.0	102.4	2.11		
12:00 น.	314.7	274.7	74.7	74.7	207.0	98.0	97.0	37.0	5.35	220	79.0	79.0	81.0	80.6	57.0	81.0	60.0	107.5	2.59		
13:00 น.	324.7	284.7	89.7	89.7	191.0	101.0	107.0	38.0	5.41	220	82.0	81.0	81.0	81.4	60.0	82.3	65.0	103.7	4.12		
14:00 น.	324.7	277.7	74.7	74.7	205.0	102.0	101.0	37.0	5.58	220	83.0	85.0	84.0	83.0	56.7	76.0	60.0	101.3	4.59		
15:00 น.	314.7	265.7	80.7	80.7	202.0	100.0	98.0	35.0	5.46	220	80.0	78.0	76.0	77.0	54.0	73.0	60.0	106.8	6.15		
16:00 น.	299.7	259.7	69.7	69.7	200.0	100.0	98.0	32.0	5.40	220	81.0	80.0	82.0	81.0	50.7	72.0	63.0	103.3	6.97		

ข้อมูลเครื่องปรับอากาศเมื่อติดตั้งชุดลดพลังงาน

เวลา	P1 psia	P2 psia	P3 psia	P4 psia	T1 °F	T2 °F	T3 °F	T4 °F	Amp	Volt	Room Temp. °F						Sup.Air °F	Re.Air °F	Out Room Temp.		มิเตอร์ไฟฟ้า Kwh
											1	2	3	4	5	เฉลี่ย			% RH	°F	
9:00 น.	286.7	244.7	78.7	78.7	187.0	89.0	86.0	37.0	3.83	220	74.0	74.0	74.0	74.0	54.7	74.7	63.0	97.0	0.39		
10:00 น.	272.7	219.7	77.7	77.7	179.0	90.0	86.0	36.5	5.00	220	73.0	74.0	74.0	73.8	51	72.3	64.0	101.7	1.01		
11:00 น.	299.7	244.7	77.7	77.7	186.0	90.0	92.0	37.0	5.33	220	82.0	74.0	74.0	75.6	58.7	79.0	65.0	102.4	1.52		
12:00 น.	304.7	246.7	76.7	76.7	196.0	96.0	95.0	38.0	5.61	220	78.0	74.0	74.0	75.6	54.7	76.7	60.0	107.5	2.56		
13:00 น.	304.7	264.7	82.7	82.7	194.0	97.0	96.0	38.0	5.45	220	77.0	74.0	74.0	75.2	57.0	74.3	65.0	103.7	3.53		
14:00 น.	304.7	269.7	77.7	77.7	187.0	98.0	96.0	38.0	5.54	220	77.0	78.0	75.0	76.0	53.3	71.3	62.0	101.3	4.67		
15:00 น.	304.7	269.7	78.7	78.7	187.0	102.0	99.0	38.0	5.51	220	76.0	78.0	75.0	75.8	52.7	70.7	60.0	106.8	5.74		
16:00 น.	304.7	264.7	82.7	82.7	195.0	98.0	97.0	39.0	5.44	220	76.0	78.0	75.0	75.8	56.0	72.7	63.0	103.3	6.59		

ตารางที่ ข.2 บันทึกค่าพลังงานเมื่อไม่ติดตั้งชุดลดพลังงานเครื่องปรับอากาศ

วินาที	กระแส A
1	12.5
2	12.0
3	11.2
4	11.0
5	10.3
6	9.8
7	9.0
8	6.8
9	5.7
10	4.10
11	4.00
12	4.10
13	4.10
14	4.00
15	4.00
16	4.00
17	4.00
18	4.00
19	4.00
20	4.00
21	4.10
22	4.10
23	4.10
24	4.10
25	4.10

วินาที	กระแส A
26	4.90
27	4.90
28	4.90
29	4.90
30	4.90
31	4.90
32	4.90
33	5.00
34	5.00
35	5.00
36	5.00
37	5.00
38	5.00
39	5.00
40	5.00
41	4.90
42	4.90
43	4.90
44	4.90
45	4.90
46	4.90
47	4.90
48	4.90
49	4.90
50	4.90

ตารางที่ ข.3 บันทึกค่าพลังงานเมื่อไม่ติดตั้งชุดลดพลังงานเครื่องปรับอากาศ

วินาที	กระแส A
51	4.60
52	4.60
53	4.60
54	4.60
55	4.60
56	4.60
57	4.60
58	4.60
59	4.70
60	4.70
61	4.70
62	4.70
63	4.70
64	4.70
65	4.70
66	4.70
67	4.70
68	4.70
69	4.70
70	4.60
71	4.60
72	4.60
73	4.60
74	4.60
75	4.70

วินาที	กระแส A
76	4.70
77	4.70
78	4.70
79	4.70
80	4.70
81	4.70
82	4.70
83	4.70
84	4.60
85	4.60
86	4.70
87	4.60
88	4.70
89	4.70
90	4.70
91	4.70
92	4.70
93	4.60
94	4.60
95	4.70
96	4.60
97	4.70
98	4.60
99	4.60
100	4.70

ตารางที่ ข.4 บันทึกค่าพลังงานเมื่อติดตั้งชุดลดพลังงานเครื่องปรับอากาศ

วินาที	กระแส A
1	9.2
2	9
3	8.4
4	7.6
5	7.3
6	7.1
7	6.4
8	6.2
9	5.7
10	4.6
11	2.42
12	3.50
13	3.80
14	3.40
15	3.40
16	3.40
17	3.40
18	3.40
19	3.40
20	3.40
21	3.50
22	3.40
23	3.40
24	3.40
25	3.40

วินาที	กระแส A
26	4.20
27	4.10
28	4.20
29	4.20
30	4.20
31	4.20
32	4.20
33	4.20
34	4.20
35	4.20
36	4.20
37	4.20
38	4.20
39	4.20
40	4.20
41	4.20
42	4.30
43	4.30
44	4.30
45	4.30
46	4.30
47	4.30
48	4.30
49	4.30
50	4.30

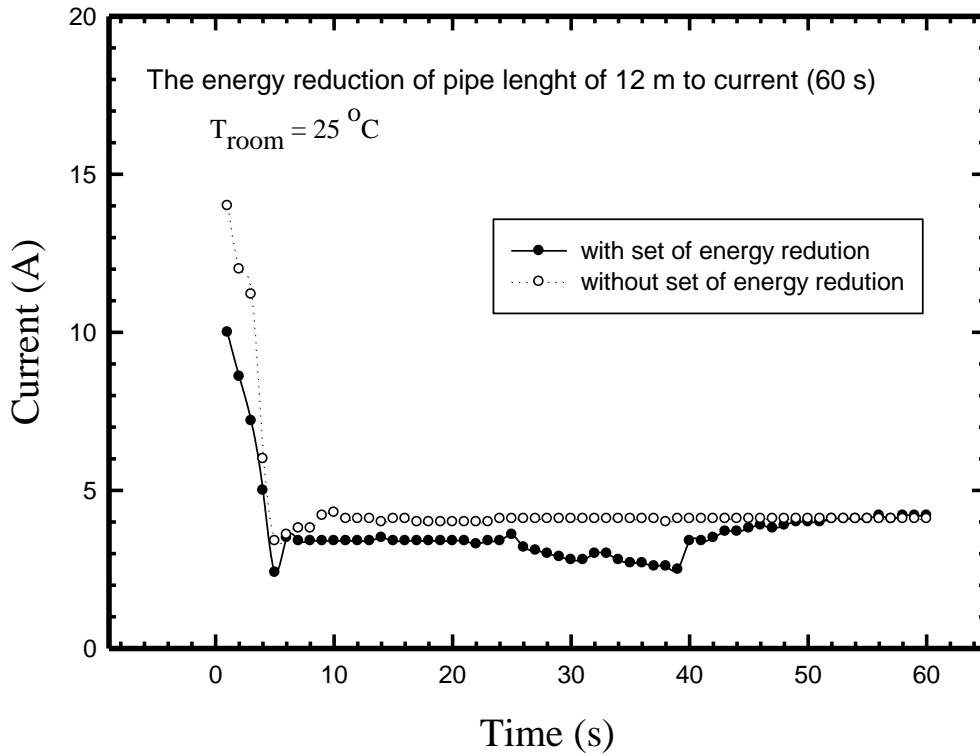
ตารางที่ ข.5 บันทึกค่าพลังงานเมื่อติดตั้งชุดลดพลังงานเครื่องปรับอากาศ

วินาที	กระแส A	วินาที	กระแส A
51	4.40	76	4.60
52	4.40	77	4.60
53	4.40	78	4.60
54	4.40	79	4.60
55	4.40	80	4.60
56	4.50	81	4.60
57	4.40	82	4.60
58	4.40	83	4.60
59	4.40	84	4.60
60	4.50	85	4.70
61	4.50	86	4.70
62	4.40	87	4.60
63	4.40	88	4.60
64	4.50	89	4.70
65	4.50	90	4.60
66	4.50	91	4.60
67	4.50	92	4.60
68	4.50	93	4.60
69	4.50	94	4.70
70	4.50	95	4.70
71	4.50	96	4.70
72	4.50	97	4.70
73	4.50	98	4.70
74	4.50	99	4.70
75	4.50	100	4.70

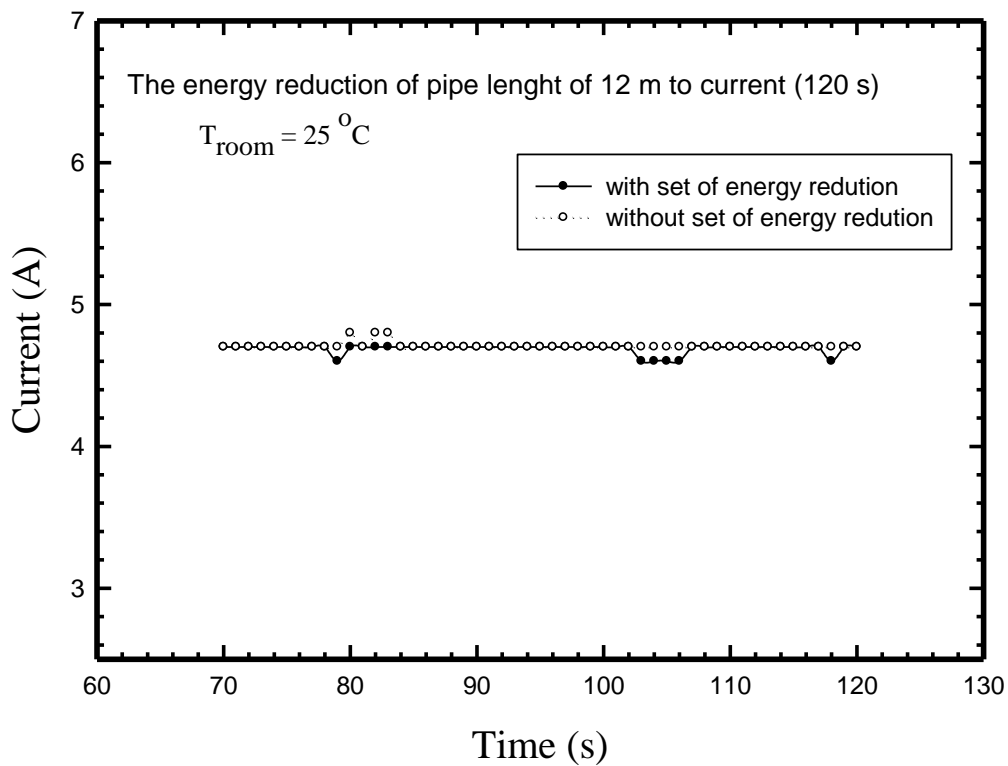
ภาคผนวก ค

การเปรียบเทียบกราฟ

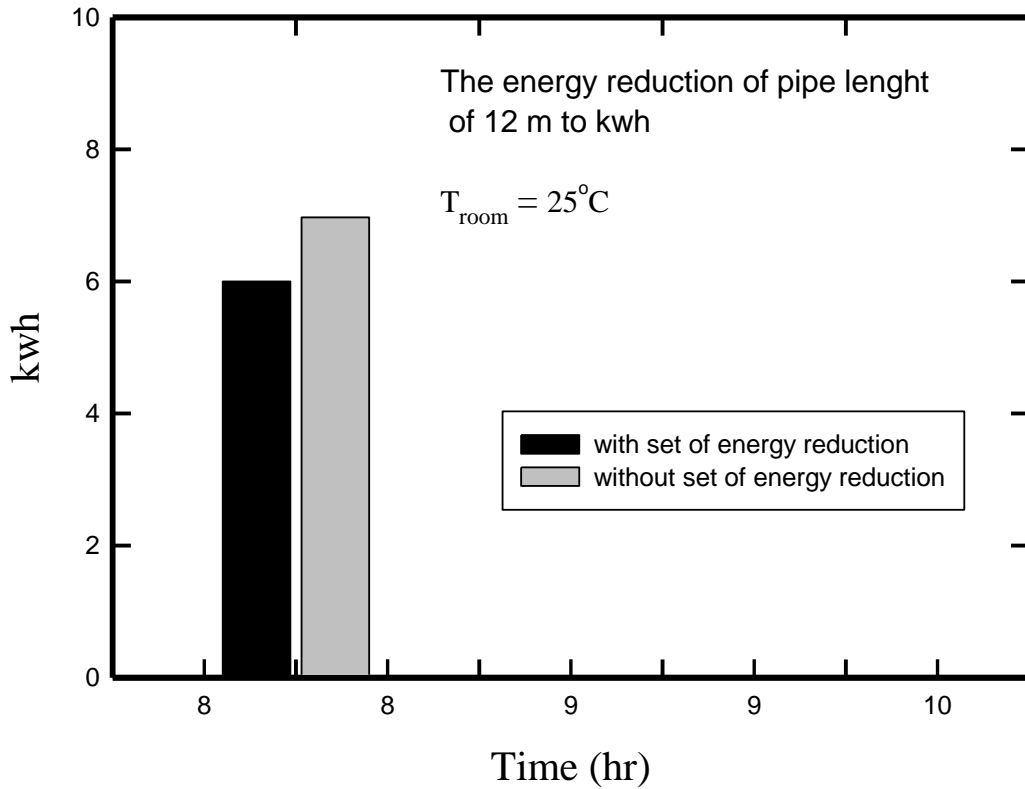




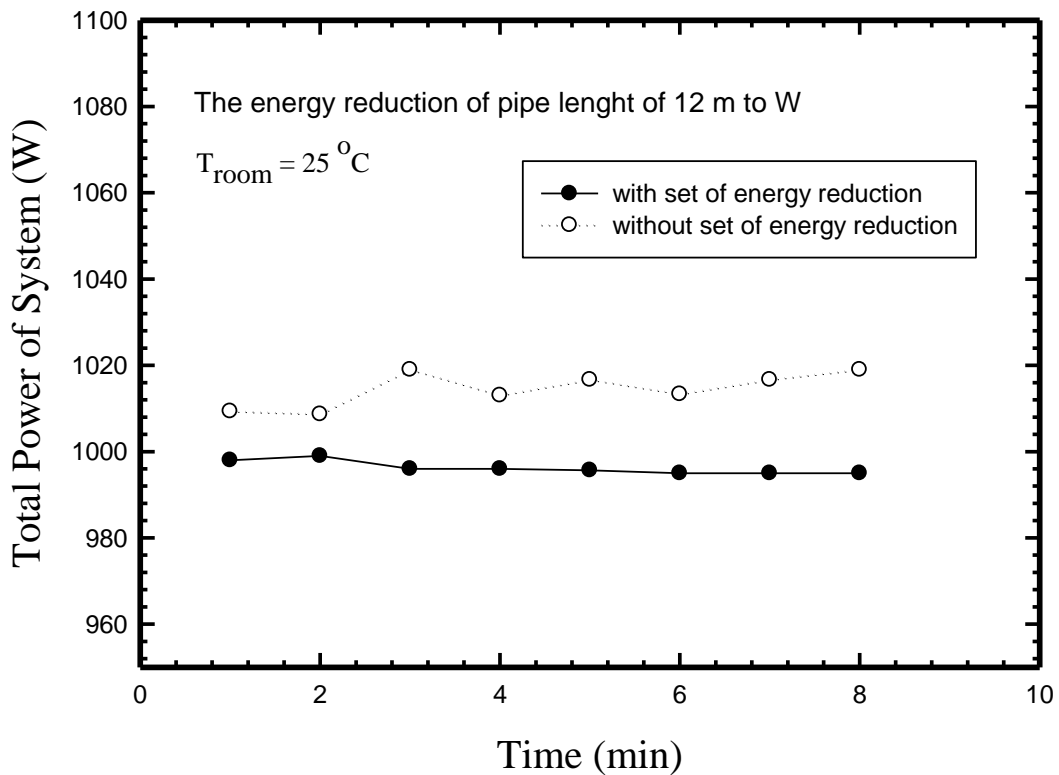
รูปที่ ค.1 การเปรียบเทียบค่าของกระแสไฟฟ้าช่วงเริ่มต้น ระหว่างมีตัวลดพลังงานและไม่มีตัวลดพลังงาน



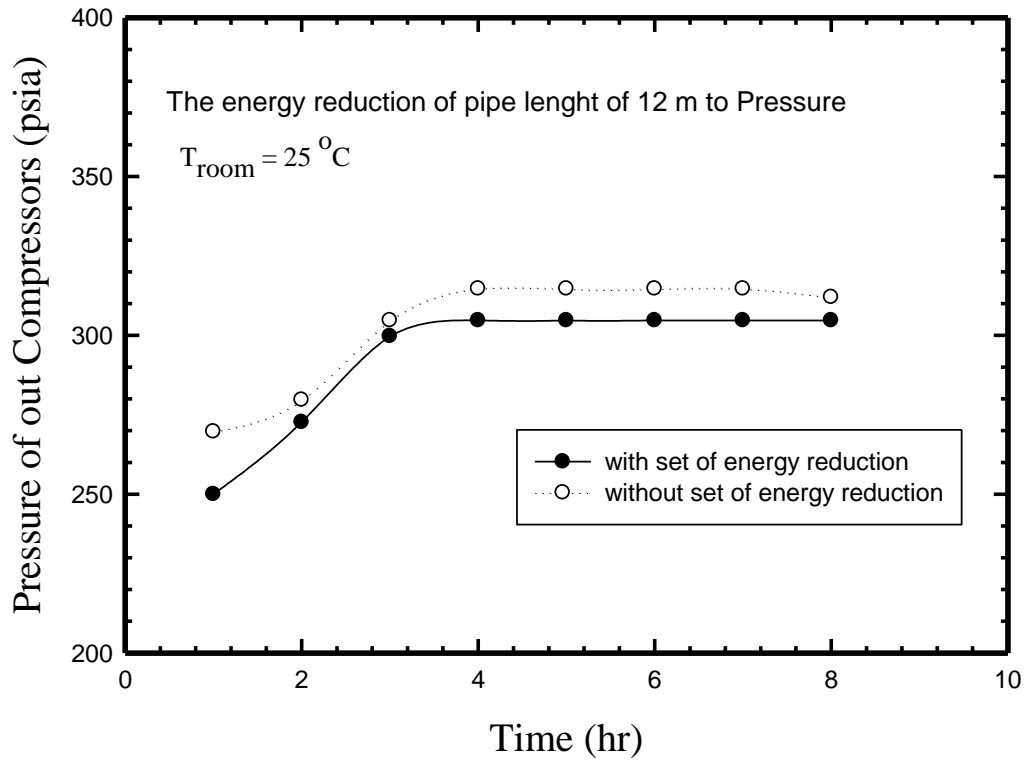
รูปที่ ค.2 การเปรียบเทียบค่าของกระแสไฟฟ้าช่วง 120 วินาที ระหว่างมีตัวลดพลังงานและไม่มีตัวลดพลังงาน



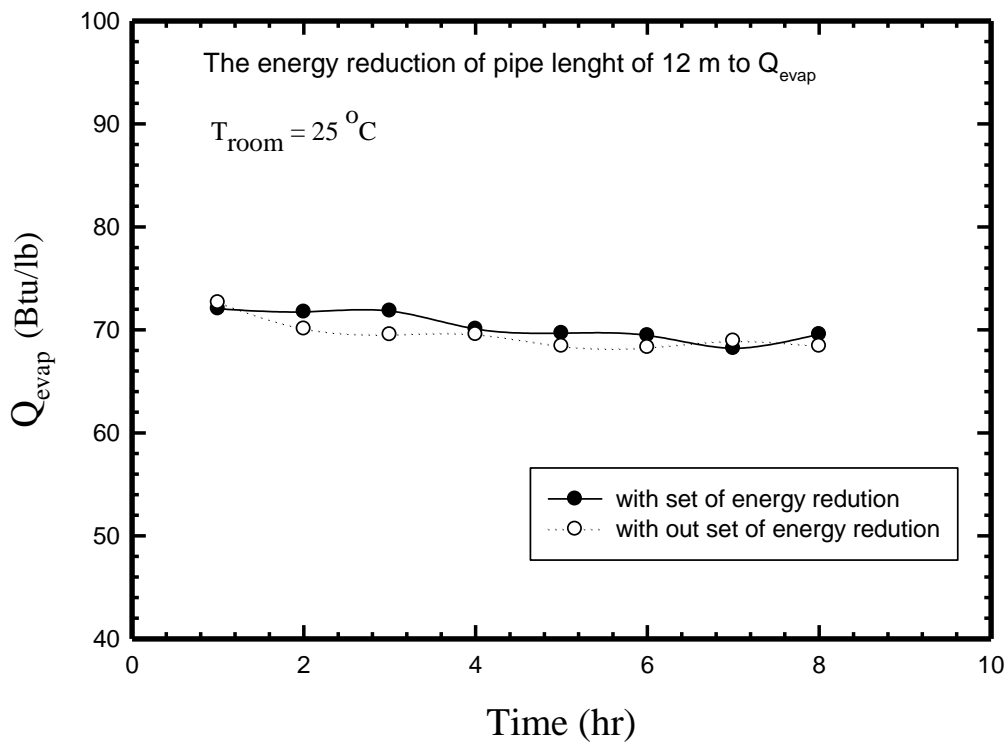
รูปที่ ค.3 การเปรียบเทียบค่าสิ้นเปลืองพลังงาน ระหว่างมีตัวลดพลังงานและไม่มีตัวลดพลังงาน



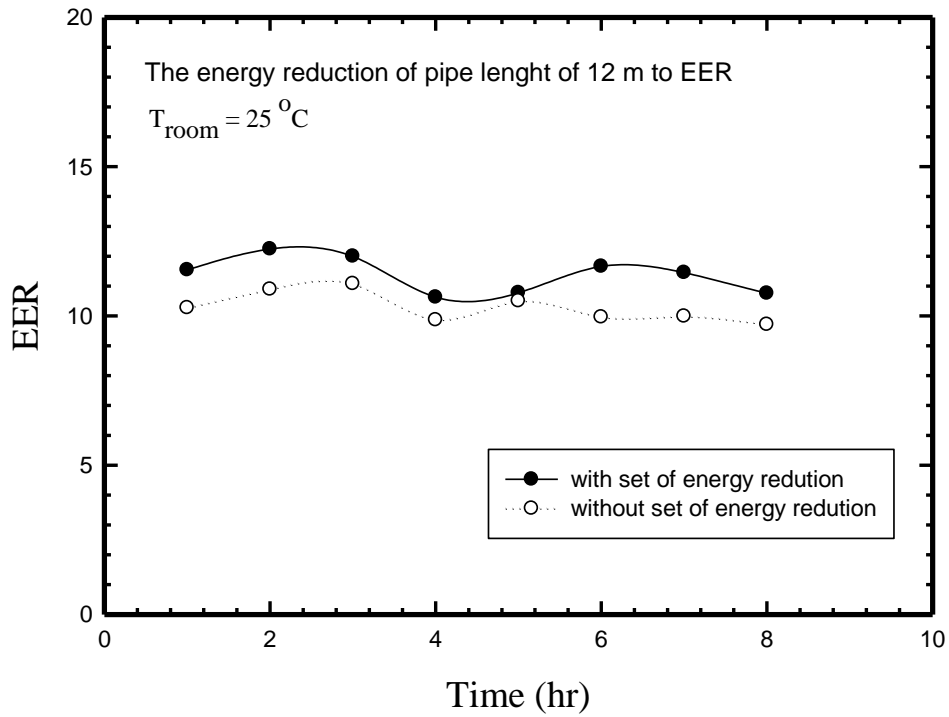
รูปที่ ค.4 การเปรียบเทียบค่าพลังงาน ระหว่างมีตัวลดพลังงานและไม่มีตัวลดพลังงาน



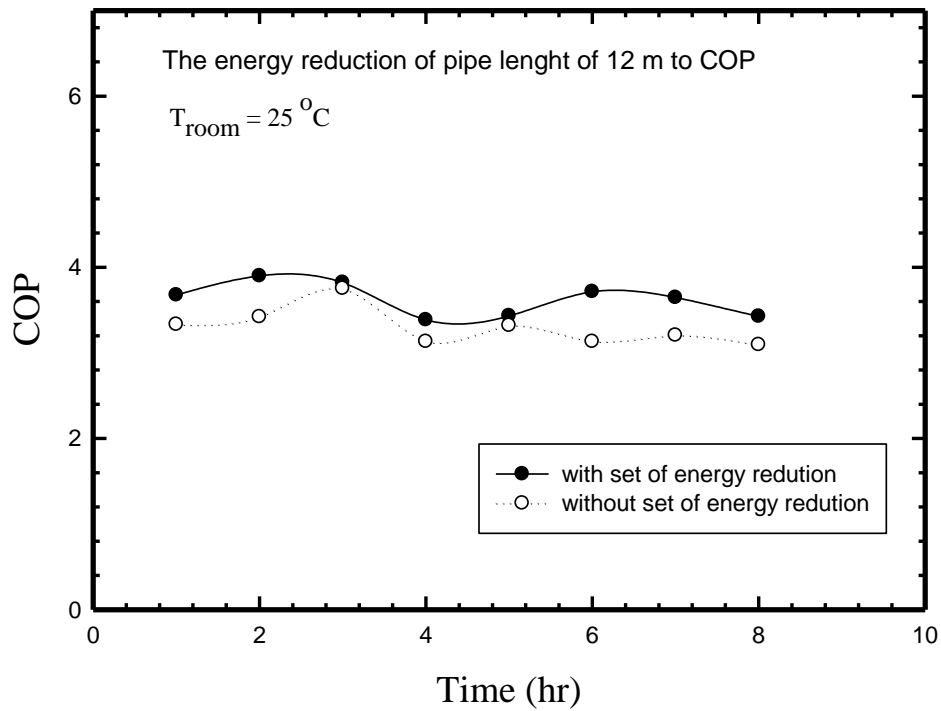
รูปที่ ค.5 การเปรียบเทียบความดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ ระหว่างมีตัวลดพลังงานและไม่มีตัวลดพลังงาน



รูปที่ ค.6 การเปรียบเทียบค่า Q_{evap} ระหว่างมีตัวลดพลังงานและไม่มีตัวลดพลังงาน



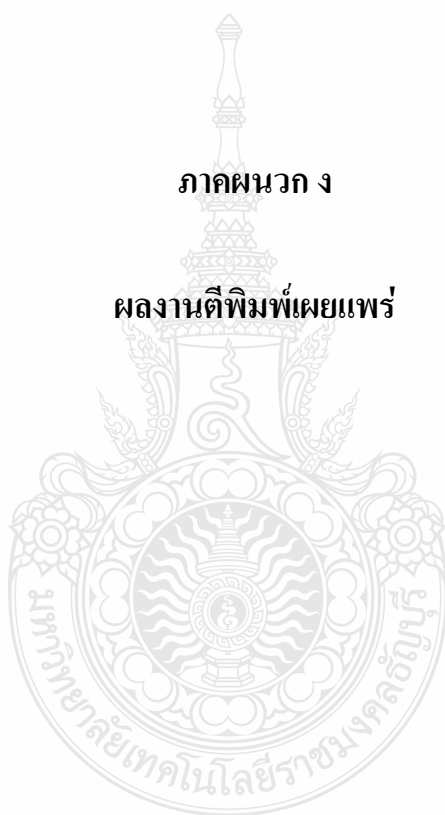
รูปที่ ค.7 การเปรียบเทียบค่า EER ระหว่างมีตัวลดพลังงานและไม่มีตัวลดพลังงาน



รูปที่ ค.8 การเปรียบเทียบค่า COP ระหว่างมีตัวลดพลังงานและไม่มีตัวลดพลังงาน

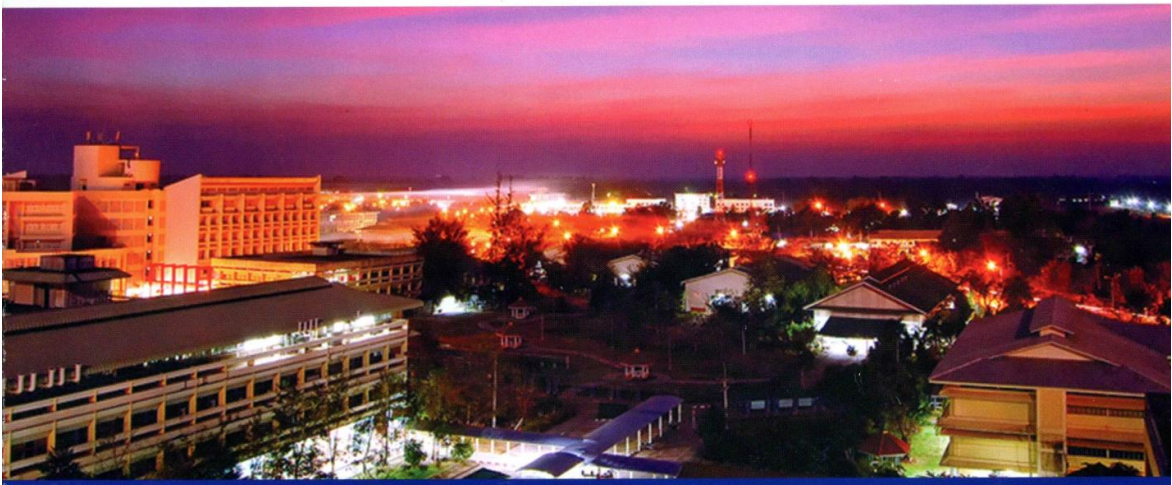
ภาคผนวก ง

ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่





The 24th Conference of the Mechanical Engineering Network of Thailand



20th-22nd October 2010
SUNEE GRAND HOTEL AND CONVENTION CENTER, UBONRATCHATHANI



Hosted by: Department of Mechanical Engineering, Ubon Ratchathani University
Cooperated by: Thai Society of Mechanical Engineering (TSME)

**รายชื่อผู้ทรงคุณวุฒิพิจารณาบทความ
การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24**

ผู้ทรงคุณวุฒิพิจารณาบทความสาขา AEC: Alternative Energy and Combustion

1. ดร.นิติ	คำเมืองลือ	มหาวิทยาลัยศิลปากร
2. อ.ธิปดินทร์	แสงสว่าง	มหาวิทยาลัยศิลปากร
3. รศ.ดร.ฐานิตย์	เมธิยานนท์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
4. อ.ยุทธชัย	เกียรติสันเทียะ	มหาวิทยาลัยวงษ์ชวลิตกุล
5. รศ.ดร.สมหมาย	ปรีเปรม	มหาวิทยาลัยขอนแก่น
6. รศ.ดร.ชนากกร	วงศ์วัฒนาเสถียร	มหาวิทยาลัยขอนแก่น
7. ผศ.ดร.วสันต์	เชียรสุวรรณ	มหาวิทยาลัยมหาสารคาม
8. ผศ.ประชาสันติ	ไทรยศุทธิ์	มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
9. ศ.ดร.สำเร็จ	จักรใจ	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
10. ดร.ยศพงษ์	ลออนวล	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
11. รศ.ดร.ชนาคม	สุนทรชัยนาคแสง	สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ
12. รศ.ดร.วิทยา	ยงเจริญ	จุฬาลงกรณ์มหาวิทยาลัย

ผู้ทรงคุณวุฒิพิจารณาบทความสาขา AME: Aerospace and Marine Engineering

1. รศ.ดร.สุจินต์	บุรีรัตน์	มหาวิทยาลัยขอนแก่น
2. ดร.ชนินทร์	ตรงจิตภักดี	มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
3. ดร.ไชยวัฒน์	กล้าพล	มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์
4. น.ต.ผศ.ดร.โอบุสศิลป์	นิลุบล	โรงเรียนนายเรืออากาศ
5. ผศ.ดร.อนิรุทธ์	มัทธจักร์	มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

ผู้ทรงคุณวุฒิพิจารณาบทความสาขา AMM: Applied Mechanics, Material and Manufacturing

1. ดร.นิติพงษ์	โสภณพงศ์พิพัฒน์	มหาวิทยาลัยศิลปากร
2. อ.ศิวะพงศ์	เพชรสงค์	มหาวิทยาลัยศิลปากร
3. ดร.ฐิตะพล	หุຍะนันท์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
4. ดร.พรชัย	นิเวศน์รังสรรค์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
5. รศ.ดร.ธงชัย	ฟองสมุทร	มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
6. ดร. สมชาย	พัฒนา	มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
7. ผศ.วิชิต	บัวแก้ว	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
8. ผศ.ดร.กัณฑ์วีรชัญญ์	พลูปราชญ์	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
9. ผศ.เกียรติชัย	รักษาชาติ	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
10. รศ.ดร.วรวิฑูร	วิสุทธิเมธางกูร	มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์

ผู้ทรงคุณวุฒิพิจารณาบทความสาขา ETM: Energy Technology and Management

1. ดร.นิตพงษ์	โสภณพงศ์พิพัฒน์	มหาวิทยาลัยศิลปากร
2. ดร.นิตติ	คำเมืองลีอ	มหาวิทยาลัยศิลปากร
3. ดร.ธีระศักดิ์	หุดากกร	มหาวิทยาลัยศิลปากร
4. อ.ธิปตินทร์	แสงสว่าง	มหาวิทยาลัยศิลปากร
5. ดร.พสพล	เขตเจนการ	มหาวิทยาลัยศิลปากร
6. ดร.นุภาพ	แย้มไตรพัฒน์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
7. ดร.ฐิตะพล	หุยะนันท์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีมหานคร
8. อ.ยุทธชัย	เกี่ยวสันเทียะ	มหาวิทยาลัยวงษ์ชวลิตกุล
9. ศ.ดร.ทงเกียรติ	เกียรติศิริโรจน์	มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
10. ดร.กิตติ	สถาพรประสาธน์	มหาวิทยาลัยศรีนครินทรวิโรฒ
11. ดร.ชยุตม์	นันทอุสิต	มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
12. ดร.ฐานันดรศักดิ์	เทพญา	มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
13. รศ.ปัญญารักษ์	งามศรีตระกูล	มหาวิทยาลัยสงขลานครินทร์
14. รศ.ดร.มีหนี่	สงวนเสริมศรี	มหาวิทยาลัยนเรศวร
15. ผศ.ดร.กุลยา	กนกจาร์วิจิตร	มหาวิทยาลัยนเรศวร
16. รศ.ดร.อนุสรณ์	ชินสุวรรณ	มหาวิทยาลัยขอนแก่น
17. รศ.ดร.บุญสร้าง	ดิเรกสถาพร	มหาวิทยาลัยขอนแก่น
18. รศ.ดร.สมนึก	ธีระกุลพิศุทธิ์	มหาวิทยาลัยขอนแก่น
19. รศ.ดร.สมหมาย	ปรีเปรม	มหาวิทยาลัยขอนแก่น
20. รศ.ดร.ธนากร	วงศ์วัฒนาเสถียร	มหาวิทยาลัยขอนแก่น
21. รศ.ดร.บัณฑิต	ลิ้มมีโชคชัย	สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร
22. รศ.ดร.ศุภชาติ	จงไพบุลย์พัฒนา	สถาบันเทคโนโลยีนานาชาติสิรินธร
23. ผศ.วิศิษฐ์	ลีลาผาดิกุล	มหาวิทยาลัยสยาม
24. ดร.ณรงค์	สีหาจ่อง	มทร.อีสาน วิทยาลัยเขตขอนแก่น
25. อ.สุระ	ตันดี	มทร.อีสาน วิทยาลัยเขตขอนแก่น
26. อ.เขมวัฒน์	อินทรวีเศษ	มทร.อีสาน วิทยาลัยเขตขอนแก่น
27. ผศ.ดร.วสันต์	เขียรสุวรรณ	มหาวิทยาลัยมหาสารคาม
28. ดร.นุชิตา	สุวแพทย์	มหาวิทยาลัยมหาสารคาม
29. ดร.สมศักดิ์	คิวดำรงพงศ์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
30. ดร.ธีระชาติ	พรพิบูลย์	มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีสุรนารี
31. ศ.ดร.ผดุงศักดิ์	รัตนเดโช	มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์
32. ดร.ชาญณรงค์	อัครเวศานุภาพ	มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์
33. รศ.ดร.ตุลย์โชติ	ชลศึกษ์	มหาวิทยาลัยธรรมศาสตร์
34. ผศ.ดร.อำไพศักดิ์	ทีบุญมา	มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี
35. ผศ.ดร.บรรชา	บุคคาดี	มหาวิทยาลัยอุบลราชธานี

ETM10.....	154
ผลของความยาวท่อสารทำความเย็นต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ ชุดคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่าชุดคอยล์ร้อน อภิเดช บุญเชื้อ เทอดเกียรติ ลิ้มปรีชาราการ สุเทพ วัชรารุ่งวิทย์ และ สถาพร ทองวิค	
ETM11.....	155
การกำหนดแผนในการทำความสะอาดคอมเพรสเซอร์เครื่องกังหันก๊าซเพื่อให้ได้ผลประหยัดสูงสุด รพีพัฒน์ ลาดศรีทา สมหมาย ปรีเปรม และ ชนกันันท์ สุขกำเนิด	
ETM12.....	156
สมรรถนะของตัวเก็บรังสีอาทิตย์แผ่นราบชนิดท่อความร้อนแบบสั้นวงรอบสำหรับเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์ ธีระศักดิ์ หุตาการ	
ETM14.....	157
ระบบระบายอากาศบริเวณใต้หลังคาควบคุมอัตโนมัติด้วยไมโครคอนโทรลเลอร์ หทัยเทพ วงศ์สุวรรณ	
ETM15.....	158
การใช้โปรแกรมคอมพิวเตอร์จัดการการใช้ห้องเรียนเพื่อประหยัดการใช้พลังงานในระบบปรับอากาศและโปรแกรม คอมพิวเตอร์คำนวณการใช้พลังงานไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศในห้องเรียน มิตติ มาลีทิพย์วรรณ	
ETM16.....	159
การคำนวณค่าภาระการทำความเย็นโดยวิธีอนุกรมเวลาของการแผ่รังสีสำหรับกรุงเทพมหานคร เทพฤทธิ์ ทองซูป และ เอกพล เตี้ยขี้	
ETM17.....	160
การทดสอบคุณภาพของเชื้อเพลิงอัดแท่งที่ผลิตจากต้นและเปลือกหมากเมื่อใช้โมลาสเป็นตัวประสาน ยุทธชัย เกียรติกันเฑียร	
ETM21.....	161
การศึกษาผลของการเติมสารเร่งผสมในน้ำมันเชื้อเพลิงสำหรับรถจักรยานยนต์ การุญ พังสุวรรณรักษ์	
ETM23.....	162
เครื่องวัดและคิดเงินพลังงานไฟฟ้าแบบดิจิทัลโดยใช้ไมโครคอนโทรลเลอร์ ARM7 เพื่อประหยัดพลังงาน ชำนาญใจ ประดิษฐ์ธรรม ชัชชัย อุทัยวคิน และ สัญชัยยะ ผสมกุลศลศิลป์	
ETM27.....	163
การอนุรักษ์พลังงานในการอุ่นน้ำรับน้ำเหล็กขนาดเล็ก มโน จันทร์กระจำ และ พงษ์ธร จริญญาภรณ์	
ETM28.....	164
ศึกษาถึงการแลกเปลี่ยนความร้อนของไอโนไมเซอร์ ณิวัติ พิริยะรุ่งโรจน์ และ จารุวัตร เจริญสุข	

ผลของความยาวท่อสารทำความเย็นต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ ชุคคอยล์ เย็นอยู่ต่ำกว่าชุกคอยล์ร้อน

Effect of Refrigerant Pipe Length on Coefficient of Performance of Air-Conditioning : Fan-Coil Unit lower than Condensing Unit

อภิเดช บุญเจือ, เทอดเกียรติ ลิ้มปิติไพเราะ, สุเทพ วัชรารื่องวิทย์, สถาพร ทองวิก*

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการศึกษาวิจัยเพื่อหาผลกระทบที่เกิดจากการติดตั้งเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่จำเป็นต้องติดตั้งชุกคอยล์เย็น (FCU) อยู่ต่ำกว่าชุกคอยล์ร้อน (CDU) ในการทดลองใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12500 บีทียูต่อชั่วโมง และติดตั้งชุดควบคุมอัตราการไหลสารทำความเย็นแบบรูเข็มในชุกคอยล์ร้อน สำหรับสถานะในการศึกษาทำการทดลองที่อุณหภูมิอากาศภายนอกห้อง 39 ± 2 องศาเซลเซียส ควบคุมอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองประมาณ 25 ± 1 องศาเซลเซียส และศึกษาถึงอิทธิพลของความยาวท่อสารทำความเย็นที่มีต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความ (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) โดยเพิ่มความยาวท่อสารทำความเย็นแตกต่างกัน 4 ค่าได้แก่ 3, 6, 9 และ 12 เมตร ตามลำดับ จากผลการทดลองการเปลี่ยนแปลงความยาวท่อสารทำความเย็นจะแปรผกผันกับอัตราการทำความเย็นหรือสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น กล่าวคือค่าที่ได้จะลดลงตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้นในทางกลับกันความยาวท่อที่เพิ่มขึ้นจะแปรผันตรงกับค่าพลังงานไฟฟ้าที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ ซึ่งเป็นผลมาจากความดันตกคร่อมที่สูงขึ้น จากการเปรียบเทียบค่า COP และค่า EER พบว่ามีค่าลดลงตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้นเป็น 7% และ 6.2% ตามลำดับ ส่งผลให้ผลงานวิจัยนี้ สามารถใช้ในการวิเคราะห์หาความยาวท่อสารทำความเย็นที่ส่งผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น โดยเฉพาะกรณีการติดตั้ง FCU อยู่ต่ำกว่า CDU เช่นอาคารพาณิชย์ อาคารส่วนราชการที่มีพื้นที่จำกัด นอกจากนั้น ยังสามารถใช้เป็นข้อมูลประกอบการออกแบบระบบปรับอากาศระบบไฟฟ้าขนาด 4 ทิ้ง ได้ในอนาคต

ABSTRACT

The effect of configuration of the Fan-Coil Unit (FCU) installed lower than Condensing Unit (CDU) on the split type of air-conditioning was studied. The experiment used an air-conditioning with split type 12500 BTU/hr including capillary tube flow control meter on the Fan-coil unit. The temperature of surrounding of $39 \pm 2^{\circ}\text{C}$ and the room temperature of about $25 \pm 1^{\circ}\text{C}$ were tested. The quantities of Coefficient of Performance (COP) and the Energy Efficiency Ratio (EER) were studied by increasing the length of refrigerant pipe from 3 to 6, 9 and 12 m, respectively. From the experiment, the changing of refrigerant pipe length was reversible proportion to cooling rate. It is mean that the cooling rate decreased with increasing the pipe length, On the other hand, the pipe length was proportional to electric power

supplied to the compressor owing to effect of a high pressure drop. The comparison of COP and EER showed that the value of COP and EER decreased with the increasing of pipe length 7% and 6.2%, respectively. The effect of length of the refrigerant pipe on COP can be analyzed by the present study, particular in the configuration of that split type air-conditioning FCU is installed lower than CDU; such as apartment and government building. Additional, we can use this data in order to apply to design an air condition system for small electric vehicle.

คำนำ

ปัจจุบันประเทศไทยเผชิญกับสภาพอากาศที่มีอุณหภูมิเพิ่มสูงขึ้น ส่งผลให้มีความต้องการใช้สิ่งอำนวยความสะดวกเพื่อลดปัญหาและตอบสนองความต้องการของมนุษย์ การปรับอากาศ (Air Conditioning) จึงเข้ามามีบทบาทต่อมนุษย์เราแทบจะหลีกเลี่ยงไม่ได้และมีแนวโน้มจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ เช่น ในห้องนอนห้องทำงาน ขนาดเล็ก และอาคารขนาดใหญ่เช่นห้องประชุม อาคารสำนักงาน โรงงานอุตสาหกรรม เป็นต้น ซึ่งระบบปรับอากาศจะใช้พลังงานประมาณ 50 - 70% ของพลังงานทั้งหมดของอาคาร[1, 2] ดังนั้นการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศจึงมีความสำคัญ ค่าตัวแปรที่แสดงถึงพลังงานที่ลดลงคือค่า COP และ EER ที่เพิ่มขึ้น งานวิจัยที่ผ่านมาได้พยายามลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ ด้วยการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลิวทิดอินเตอร์คูลเลอร์ [3] พบว่าเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอนี้มีค่า COP และ EER สูงกว่าระบบที่ไม่ใช้ลิวทิดอินเตอร์คูลเลอร์ 22% ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ [4] ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้การลดอุณหภูมิด้วยน้ำระเหย พบว่าปริมาณการทำความเย็นและการประหยัดไฟฟ้าในรูปของ EER ได้ค่าสูงถึง 16 อภิชาติ อานาเขียว และ ชาญวิทย์ ศรีเพ็ญชัย [5] ศึกษาการประหยัดพลังงานโดยใช้คูลิ่งแพคที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น พบว่าสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้า 10%

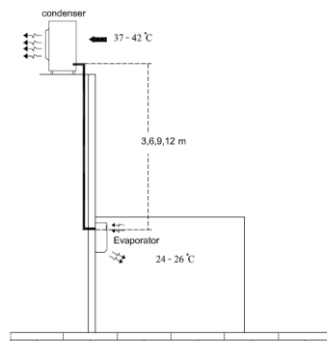
Pisarn naphon และคณะ[6] ทดลองปรับปรุงระบบปรับอากาศโดยใช้ไปป์ความร้อน ระบายอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อน(Condenser) โดยใช้ท่อขนาด 10, 600 mm. จัดวางท่อเป็นฟันปลาทับกัน 1, 2, 3 แถว ใช้สารทำความเย็น R-134a ผลการทดลองเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศปกติที่ไม่มีการติดตั้งไปป์ให้ความร้อน เมื่อใช้ไปป์ให้ความร้อนจำนวน 3 แถวจะให้ค่า COP และ EER เพิ่มขึ้น 6.4%, 17.5% ตามลำดับ Hu and Huang [7] รายงานว่าการเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดา สามารถทำได้โดยการลดค่าการสูญเสียในท่อหรือการลดค่าความดันแตกต่างระหว่าง FCU และ CDU Jongmin choi และคณะ [8] ศึกษาความเหมาะสมของอุปกรณ์ โดยสร้างสมการในการหาความยาวท่อลดความดันแบบรูเข็ม(Capillary tube) ที่ใช้กับสารทำความเย็น R-12, R-22, R-134a, R-152a, R-407C และ R-410A โดยสมการที่สร้างขึ้นมานั้นมีค่าใกล้เคียงกับงานทดลองจริง นอกจากนั้นการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ โดยเฉพาะการติดตั้งท่อสารทำความเย็นไม่ถูกวิธี ความยาวท่อที่ไม่เหมาะสมก็จะทำให้เครื่องปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าสูง จากการสำรวจ

อาคารพาณิชย์ อาคารส่วนราชการ รวมถึงรถโดยสารประจำทาง รถตู้โดยสารปรับอากาศ รถไฟฟ้าขนาดเล็ก เป็นต้น เนื่องจากถูกจำกัดพื้นที่ในการติดตั้ง จึงจำเป็นต้องติดตั้งคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าคอยล์เย็น รูปแบบการติดตั้งดังกล่าวยังไม่เป็นที่แน่ชัดถึงผลของความยาวท่อสารทำความเย็นที่อาจส่งผลกระทบต่อการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศคณะผู้วิจัยจึงศึกษาผลที่เกิดจากการเปลี่ยนแปลงความยาวท่อสารทำความเย็นเพื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศที่แสดงออกมาในรูปของค่า COP และ EER ดังนี้ นำเสนอในหัวข้อต่อไป

2. รายการสัญลักษณ์

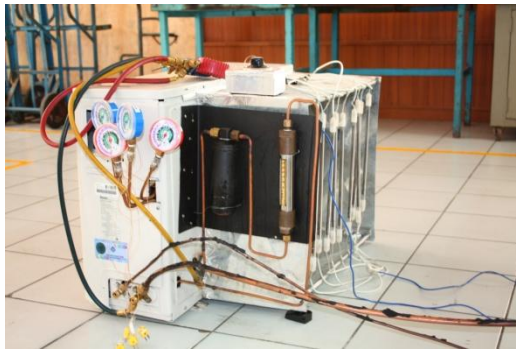
<i>COP</i>	สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น
<i>EER</i>	อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Btu/w-hr)
h_1	เอนทาลปีที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (Btu/lb)
h_2	เอนทาลปีที่ทางออกคอยล์เย็น (Btu/lb)
h_4	เอนทาลปีที่ทางออกคอยล์ร้อน (Btu/lb)
m	มวล (lb)
\dot{m}	อัตราการไหล (lb/min)
\dot{m}_r	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น R-22 (lb/hr)
\dot{Q}_{evap}	ขนาดของเครื่องระเหย (Btu/hr)
\dot{Q}_{cond}	ขนาดของเครื่องควบแน่น (Btu/hr)
\dot{W}_{comp}	กำลังงานที่เกิดขึ้นที่คอมเพรสเซอร์ (Btu/hr)
T	อุณหภูมิ (F)
W	พลังงานไฟฟ้า (W)
X	ความยาวท่อสารทำความเย็น (m)

3. อุปกรณ์และการทดลอง



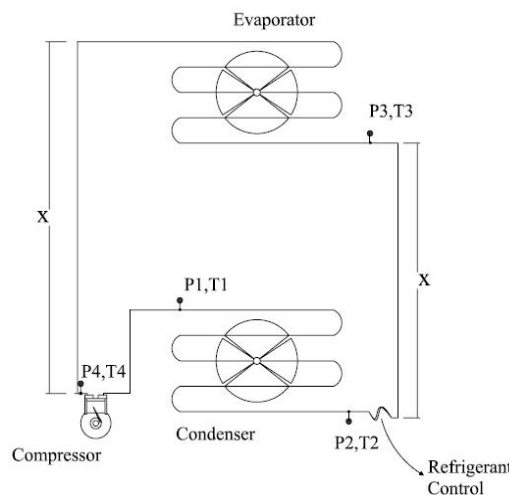
รูปที่ 1 ระยะการติดตั้งท่อสารทำความเย็น

การสร้างชุดทดลองเพื่อหาความยาวที่เหมาะสมของท่อสารความเย็นในแนวดิ่งสำหรับใช้ในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ในการทดลองใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12000 บีทียูต่อชั่วโมง เป็นตัวแทนในการศึกษา โดยกำหนดให้ชุดคอยล์ร้อน อยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็นดังรูปที่ 1 ติดตั้งคอมเพรสเซอร์ชนิดโรตารี TOSHIBA รุ่น PH 200X2C ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำงาน ควบคุมอัตราการไหลสารทำความเย็น ด้วยชุดปรับความดันแบบรูเข็ม(Capillary Tube)



รูปที่ 2 ชุดเครื่องปรับอากาศ

การศึกษาสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ สภาวะอากาศภายนอกห้องด้านเข้าคอยล์ร้อนมีอุณหภูมิ 39 ± 2 องศาเซลเซียส ควบคุมอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองที่ 25 ± 1 องศาเซลเซียส ด้วยหลอดไฟ 500 Watts 2 ชุด และเพิ่มความยาวท่อสารความเย็นที่ต่อระหว่างคอยล์ร้อนและคอยล์เย็นจาก 3 เมตร เป็น 6, 9 และ 12 เมตร ตามลำดับ

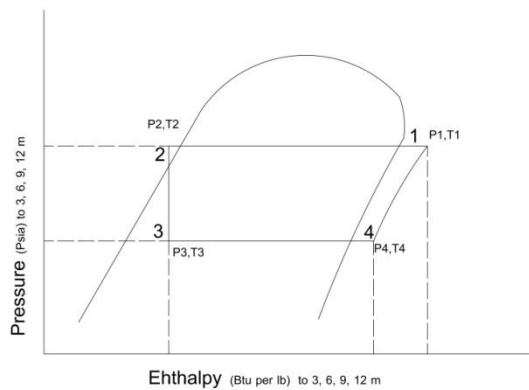


รูปที่ 3 วิธีการวัดและเก็บค่าอุณหภูมิ และความดัน

ในระบบเครื่องปรับอากาศติดตั้งเครื่องวัดความดันและอุณหภูมิสารทำความเย็น 4 จุด วัดอุณหภูมิเฉลี่ยอากาศด้านเข้าและออกจากคอยล์เย็น ดังรูปที่ 2 และรูปที่ 3 บันทึกผลการทดลองทุกๆ 10 นาที เป็นเวลา 1 ชั่วโมง กระทำซ้ำๆ อีก 3 ครั้ง ในการทดลองจะจดบันทึกค่าต่างๆ ได้แก่ อุณหภูมิ ความดัน ความชื้นและวัดอัตราการใช้กำลังไฟฟ้ารวมของระบบเครื่องปรับอากาศ นำผลการทดลองอุณหภูมิและความดันสารทำความเย็นมาเขียนลงในมอเลียร์ดังรูปที่ 4 เพื่อหาค่าเอนทาลปีคำนวณหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของความยาวแต่ละช่วง

3.1 หลักการทำงาน

หลักการทำงานเริ่มจากคอมเพรสเซอร์ จะดูดไอสารทำความเย็นเพื่อเพิ่มความดันและอุณหภูมิสูง ไอจะถูกส่งไประบายความร้อนคอยล์ร้อน (Condenser) เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว อุณหภูมิและความดันจะลด ความดันลง เมื่อผ่านท่อรูเข็ม ไปปรับความดันจากห้องทดลองแล้วเปลี่ยนสถานะเป็นไอที่คอยล์เย็น (Evaporator) ไอกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ (Compressor) และทำงานเป็นวัฏจักรต่อไป



รูปที่ 4 การหาค่าเอนทาลปี

3.2 การคำนวณวิเคราะห์ด้านพลังงาน

จากผลการทดลอง คำนวณเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องปรับอากาศและอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานที่ความยาวท่อสารทำความเย็น 3 , 6 , 9 และ 12 m ตามลำดับ ดังนี้

1. อัตราการทำความเย็น พิจารณาจากอุณหภูมิ และอัตราการไหลสารทำความเย็นคอยล์เย็น [9,10]

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_4 - h_3) \quad (1)$$

2. ปริมาณความร้อนที่ระบายออกจากคอยล์ร้อนได้จากสมการ

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_1 - h_3) \quad (2)$$

3. กำลังงานที่เกิดจากคอมเพรสเซอร์ พิจารณาจากอุณหภูมิและอัตราการไหลสารความเย็น

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3)$$

4. สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

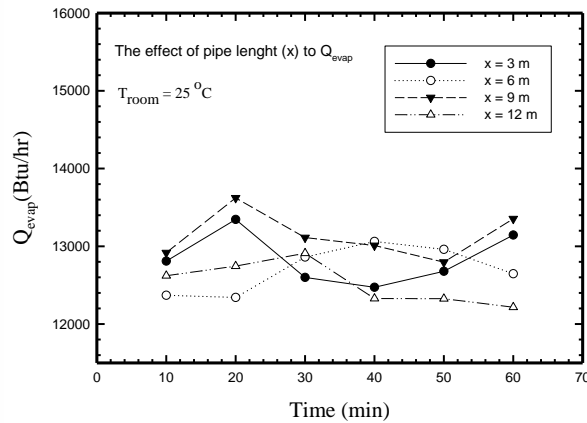
$$COP = \frac{\text{Cooling output}}{\text{work of compression}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (4)$$

5. อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

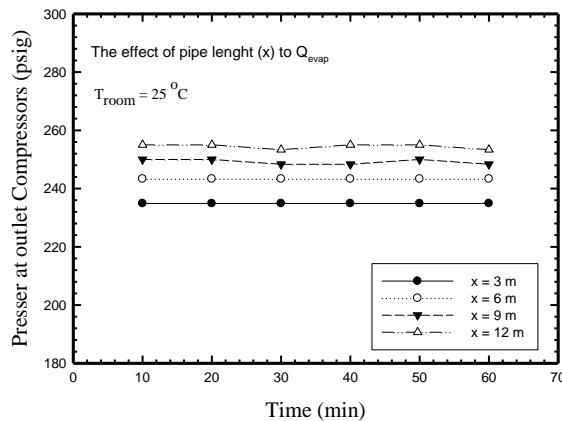
$$EER = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{BTU / hr}{watts} \quad (5)$$

4. ผลการทดลองและวิเคราะห์

การวิจัยนี้ต้องการทราบถึงผลของความยาวท่อที่เกิดจากการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ในลักษณะติดตั้งให้ชุดคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็น โดยที่เพิ่มความยาวท่อสารความเย็นจาก 3, 6, 9 และ 12 เมตร ตามลำดับจากการเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นที่เกิดขึ้นที่อีวาเปอเรเตอร์ (\dot{Q}_{evap}) ดังรูปที่ 5 พบว่า ความยาวท่อ 3 เมตร และ 12 เมตร อัตราการทำความเย็นเฉลี่ยลดลง 2.47%

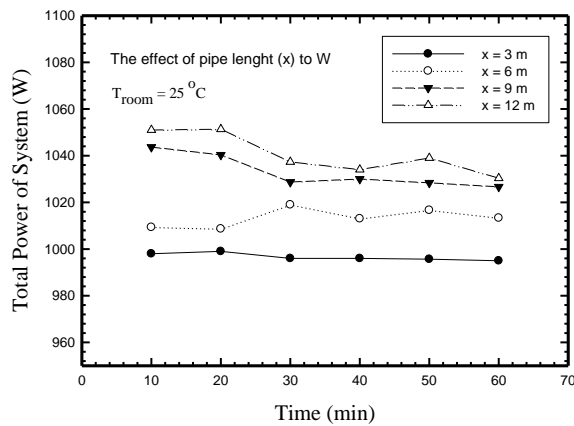


รูปที่ 5 ค่าความร้อนที่เกิดขึ้นในอีวาเปอเรเตอร์



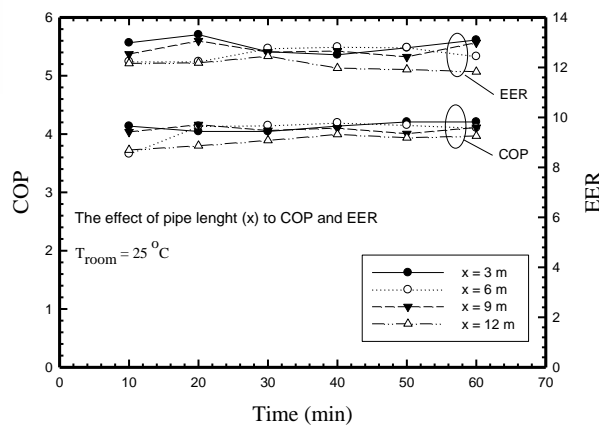
รูปที่ 6 ค่าความดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์

รูปที่ 6 พิจารณาความดันด้านทางออกของคอมเพรสเซอร์ (P_{co}) เมื่อความยาวของท่อที่มากขึ้น จะทำให้ความดันเพิ่มขึ้น ที่ความยาวท่อ 12 เมตร มีความดันสูงกว่าความยาวท่อ 9, 6 และ 3 เมตร ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่า ความยาวท่อที่เพิ่มขึ้นทำให้เกิดค่าความดันตกคร่อม (Pressure drop) เพิ่มขึ้น ซึ่งส่งผลต่อปริมาณการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ แสดงดังรูปที่ 7 ท่อสารทำความเย็นช่วงความยาวท่อ 12 เมตร การใช้พลังงานจะสูงกว่า 9, 6, 3 เมตร มีสาเหตุจากต้องเอาชนะความดันตกคร่อมที่สูงขึ้นนั่นเอง แสดงให้เห็นได้จากแผนภาพมอเลียร์ รูปที่ 4

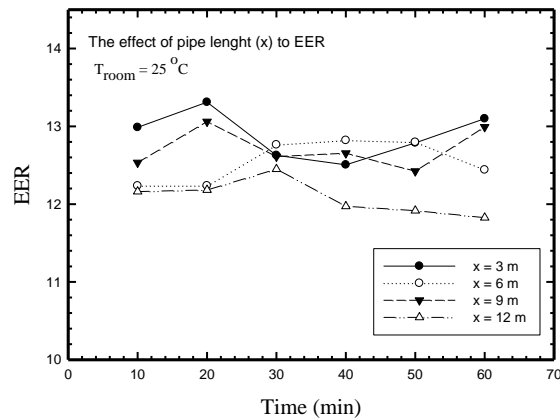


รูปที่ 7 ค่าพลังงานที่ใช้ทั้งหมด

ซึ่งผลจากกำลังงานที่เพิ่มขึ้นนี้ จะทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ของระบบลดลง 7.14% และ 6.2% ตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้น แสดงดังรูปที่ 8 และรูปที่ 9 ตามลำดับ



รูปที่ 8 เปรียบเทียบค่า COP และ EER



รูปที่ 9 ค่าประสิทธิภาพพลังงาน

5. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองการติดตั้งท่อสารทำความเย็นของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12500 บีทียูต่อชั่วโมง ที่ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำความเย็นที่มีความยาวท่อ 3 , 6 , 9 และ 12 เมตร ตามลำดับ ภายใต้การควบคุมสถานะเดียวกัน สรุปผลการทดลองได้ดังนี้

1. อัตราการทำความเย็นเฉลี่ยลดลงตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้น เปรียบเทียบที่ 3 เมตร และ 12 เมตร มีค่าเท่ากับ 12589 Btu/hr และ 12278 Btu/hr ตามลำดับ ลดลง 2.47%
2. ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบเครื่องปรับอากาศเฉลี่ยสูงขึ้นตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้น เปรียบเทียบที่ 3 เมตร และ 12 เมตร มีค่าเท่ากับ 990 W และ 1033 W ตามลำดับ เพิ่มขึ้น 3.78 %
3. สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นเฉลี่ยลดลงตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้น เปรียบเทียบที่ 3 เมตร และ 12 เมตร มีค่า COP เท่ากับ 4.2 และ 3.9 ตามลำดับ ลดลง 6.60 %
4. ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเฉลี่ยลดลงตามความยาวท่อที่เพิ่มขึ้น เปรียบเทียบที่ 3 เมตร และ 12 เมตร มีค่าเท่ากับ 12.88 และ 12.08 ตามลำดับ ลดลง 6.2 %

จากผลงานวิจัยนี้ สามารถใช้ในการวิเคราะห์หาความยาวท่อสารทำความเย็นที่เหมาะสมในการติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่มีความจำเป็นต้องติดตั้งชุดคอยล์ร้อนสูงกว่าชุดคอยล์เย็น เช่นอาคารพาณิชย์ อาคารส่วนราชการที่มีพื้นที่จำกัด นอกจากนั้น ยังสามารถใช้เป็นข้อมูลประยุกต์ใช้ออกแบบระบบปรับอากาศไฟฟ้าขนาด 4 ทิ้ง ที่มีพื้นที่จำกัดได้ในอนาคต

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนบทความขอขอบพระคุณ สำนักงานคณะกรรมการการวิจัยแห่งชาติ(วช) ที่ให้ทุนสนับสนุนงานวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ที่ให้ความอนุเคราะห์สถานที่ รวมทั้งแหล่งความรู้ในการสืบค้นงานวิจัย และ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรีที่ให้ความอนุเคราะห์ให้ใช้สถานที่ในงานวิจัย จนทำให้งานวิจัยชิ้นนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] พูนพงษ์ สวาสดิพันธ์,อำไพศักดิ์ ทีบุญญา และ ชวลิต ถิ่นวงศ์พิทักษ์ (2548) “การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศโดยใช้น้ำควบแน่นจากอีวาโปเรเตอร์”, *การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 1* โรงแรมแอมบาสซาเดอร์ ซิตี้จอมเทียน จ.ชลบุรี.
- [2] Chaichana, C. William, W.S.C., and Lu A., (2001) “ An ice thermal storage computer model”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1769-1778.
- [3] พูนพงษ์ สวาสดิพันธ์ อำไพศักดิ์ ทีบุญญา และ ชวลิต ถิ่นวงศ์พิทักษ์ (2549) “การเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดอินเตอร์คูลเลอร์” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20* จังหวัดนครราชสีมา หน้า 315-316
- [4] ชวัชชัย นาคพิพัฒน์ (2549) “การเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้การลดอุณหภูมิด้วยน้ำระเหย”*การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20* จังหวัดนครราชสีมา หน้า 321-322
- [5] อภิชาติ อัจฉนาเชียว และ ชาญวิทย์ ศรีเพ็ญชัย (2551) “การประหยัดพลังงานโดยใช้คู่อัดแก๊สที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22* จังหวัดปทุมธานี หน้า 207
- [6] Paisarn Naphon (2010). On the performance of air conditioner with heat pipe for cooling air in the condenser, *Energy conversion and Management* April 2010
- [7] Hu, S.S. and Huang, B.J., (2005) “study of a high efficiency residential split water-cool air conditioner, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 599-1673.
- [8] Jongmin Choi, Yongchan Kim and Jim Taek Chung (2004). An empirical and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants, *Applied Thermal Engineering* 24(2004) 29-41.
- [9] Dossat, Roy J. (1978). *Principles of Refrigeration* 2nd edition New York: wiley.
- [10] ชุชัย ต.ศิริวัฒนา (2546) *การทำน้ำเย็นและปรับอากาศ*, กรุงเทพฯ: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี(ไทย-ญี่ปุ่น).



การถ่ายทอด
พลังงานความร้อนและมวล
ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ
(ครั้งที่ 10)

และการร่วมฉลองการก้าวเข้าสู่ปีที่ 72
ของศาสตราจารย์ ดร.ปรีดา วิบูลย์สวัสดิ์

The 10th Conference on Energy,
Heat and Mass Transfer in Thermal Equipments
and Processes in Commemoration to the Pace
of the 72nd Year of Professor Dr. Prida Wibulsawas



วันที่ 10-11 มีนาคม 2554
ณ โรงแรม เชียงใหม่แกรนด์วิว จังหวัดเชียงใหม่
ห้องปฏิบัติการวิจัยระบบทางอุณหภาพ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่

คณะกรรมการและคณะอนุกรรมการ
จัดการประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวล
ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 10)
วันที่ 10-11 มีนาคม 2554 ณ โรงแรม เชียงใหม่แกรนด์วิว จังหวัดเชียงใหม่

คณะกรรมการจัดการประชุม

- | | |
|--|------------------|
| 1. ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ | ประธานคณะกรรมการ |
| 2. รองศาสตราจารย์ ดร.อิทธิชัย ปรีชาวุฒิมงคล | กรรมการ |
| 3. รองศาสตราจารย์ ดร.นคร ทิพย์วงศ์ | กรรมการ |
| 4. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ยศธนา คุณาทร | กรรมการ |
| 5. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เศรษฐ์ สัมภัตตะกุล | กรรมการ |

คณะอนุกรรมการฝ่ายพิจารณาบทความ

- | | |
|--|------------------|
| 1. ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ | ประธานคณะกรรมการ |
| 2. รองศาสตราจารย์ ดร.นคร ทิพย์วงศ์ | กรรมการ |
| 3. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศิวะ อัจฉริยวิริยะ | กรรมการ |
| 4. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร. อารีย์ อัจฉริยวิริยะ | กรรมการ |
| 5. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ยศธนา คุณาทร | กรรมการ |
| 6. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เศรษฐ์ สัมภัตตะกุล | กรรมการ |

คณะอนุกรรมการฝ่ายติดต่อประสานงาน/ต้อนรับ

- | | |
|------------------------|---------------------|
| 1. อ.ดร.ณัฐณี วรรณยศ | ประธานคณะอนุกรรมการ |
| 2. นายวันรบ กิติน่าน | อนุกรรมการ |
| 3. นางสาววาสนา คำโอภาส | อนุกรรมการ |

คณะอนุกรรมการฝ่ายลงทะเบียน/การเงิน

- | | |
|------------------------|---------------------|
| 1. อ.ดร.ณัฐณี วรรณยศ | ประธานคณะอนุกรรมการ |
| 2. นายวันรบ กิติน่าน | อนุกรรมการ |
| 3. นางสาววาสนา คำโอภาส | อนุกรรมการ |

คณะอนุกรรมการฝ่ายเอกสาร

- | | |
|------------------------------------|---------------------|
| 1. ศ.ดร.ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์ | ประธานคณะอนุกรรมการ |
| 2. อ.ดร.ณัฐณี วรรณยศ | อนุกรรมการ |
| 3. นายวันรบ กิติน่าน | อนุกรรมการ |

54.	การประยุกต์ใช้น้ำมันหีจากของเหลือทิ้งโรงงานต้นแบบการผลิตเอทานอลด้วยรังสีอาทิตย์ที่ใช้มันสำปะหลังเป็นวัตถุดิบ 306	306
	หฤษฎี คล่องดี, ยุกพิน ตำนาคุสิตาพันธ์, จิรวรรณ เตียรต์สุวรรณ, อภิชาติ เทิดโยธิน, วารุณี เตีย และ นันทน์ ถาวรังกูร	
55.	การแจกแจงไวต์บูลล์ของลมสถิติที่ระดับความสูง 60-80 m บริเวณ อ.ปากพนัง จ.นครศรีธรรมราช 312	312
	สมพล ชีวมงคลกานต์ และ จอมภพ แววศักดิ์	
56.	การศึกษาและเปรียบเทียบสารทำความเย็น R-22 กับ COLD-22 ในเครื่องอบแห้งแบบบีบความร้อน 318	318
	นพรัตน์ อมัตริรัตน์, สถาพร ทองวิค และ วินัย จันทร์เพ็ง	
57.	ผลของการลดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศชุดคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็น 323	323
	อภิเดช บุญเจือ และ สถาพร ทองวิค	
58.	การศึกษาประสิทธิภาพเตาถ่านในเขตเทศบาลนครนครปฐม 329	329
	ธิบดินทร์ แสงสว่าง, ศุภชัย วาสนานนท์ และ กษมา ศิริสมบูรณ์	
59.	ผลของการจัดวางอีเล็กโตรดหลายแห่งต่อการอบแห้งแบบใช้ลมร้อนร่วมกับสนามไฟฟ้า 332	332
	ไชยณรงค์ จักรธรรานนท์, ธัชพงศ์ กรวิวัชรินทร์, ผดุงศักดิ์ รัตนเดโช, ชยุดพล ชัยรุ่งเรือง, ศุภโชค แซ่พัว และ ชิตณรงค์ แดงประเสริฐ	
60.	NUMERICAL ANALYSIS OF NATURAL CONVECTION IN POROUS MEDIUM SUBJECTED TO ELECTROMAGNETIC ENERGY USING THE LOCAL THERMAL NON-EQUILIBRIUM (LTNE) MODELS 337	337
	Phadungsak Rattanadecho and Waraporn Klinbun	
61.	การศึกษาแนวทางการเป็นไปไดในการผลิตไฟฟ้าโดยใช้ก๊าซชีวภาพจากหลุมฝังกลบขยะกรณีศึกษา:เทศบาลเมืองปราจีนบุรี 350	350
	เมธิวัจน์ พัฒนาปรีชาพงษ์, เดชพิชิต คณะ, สุชาติ ประเสริฐศิลป์ และ ธนัญญุศ สมใจ	
62.	การศึกษาความเป็นไปไดของการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิด air – to – air ในการลดการใช้พลังงานเชื้อเพลิงในเตาหลอมอลูมิเนียม 357	357
	เอกชัย ยุงทอง, เสาวนีย์ เพิ่มสมบัติ, สิทธิพันธ์ บุญสงค์ และ ธนัญญุศ สมใจ	

ผลของการลดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศชุดคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็น
EFFECT OF REDUCTING THE ENERGY CONSUMPTION OF AIR CONDITIONING
CONDENSING UNIT IS SET HIGHER THAN THE FAN-COIL UNIT

อภิเดช บุญเจือ
สถาพร ทองวิก*
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
อ. ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110
โทรศัพท์: 02-5493430 โทรสาร:02-5493432
*E-mail: rmutt_thermallab@yahoo.co.th

บทคัดย่อ

บทความนี้เป็นการศึกษาวิจัยเพื่อหาผลการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่จำเป็นต้องติดตั้งชุดคอยล์ร้อน (CDU) อยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็น (FCU) ในการทดลองใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12500 บีทียูต่อชั่วโมง และติดตั้งชุดลดภาระการสตาร์ทตัวของคอมเพรสเซอร์ สำหรับสภาวะในการศึกษาทดลองจะกำหนดให้คอมเพรสเซอร์หยุดการทำงานและเริ่มการทำงานโดยการควบคุมจำนวนครั้งในการสตาร์ทตัวของคอมเพรสเซอร์ อุณหภูมิภายนอกห้อง 39 ± 2 องศาเซลเซียส และศึกษาผลกระทบต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) จากผลทดลองการเพิ่มชุดลดภาระการสตาร์ทคอมเพรสเซอร์ พลังงานที่ใช้จะไม่แปรผันตามอัตราการทำความเย็นหรือสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น โดยใช้ความยาวท่อในแนวดิ่ง 12 เมตร กล่าวคือ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) คอมเพรสเซอร์เพิ่มขึ้น 7.76 % ผลของสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น COP เพิ่มขึ้น 9 % และปริมาณการใช้ไฟฟ้าลดลง 5.62 % ส่งผลให้งานวิจัยนี้สามารถนำไปใช้กับระบบปรับอากาศที่ Btu/hr มากขึ้น

ABSTRACT

This research studied the effect of energy consumption of split type air conditioning by installation Condensing Unit (CDU) is higher than the Fan-Coil Unit (FCU) The experiment used an air-conditioning with Split type 12,500 BTU/hr including set to start reducing the compressor. For the study of experimental conditions, when the compressor stops running and starts by controlling the number of starts of the compressor. The temperature of surrounding of 39 ± 2 °C The impact of coefficient of Performance (COP) of the increase was set to start reducing compressor Energy consumption does not vary with the

cooling rate coefficient of Performance (COP). Using long tubes in a vertical 12 m, that is, energy efficiency ratio (EER) The compressor is reduced by 7.76 %,the coefficient of performance of the cooling (COP) increase by 9 % and power consumption down 5.62 % results in this study can be used with air-conditioning Btu/hr very more.

คำนำ

1. บทนำ

ประเทศไทยเป็นประเทศที่มีภูมิอากาศร้อนชื้นตลอดทั้งปี ทำให้มีผลกับงานอุตสาหกรรมและอาคารสำนักงานรวมถึงที่อยู่อาศัย จำเป็นต้องมีการปรับอากาศ (Air Conditioning) เพื่อเป็นสิ่งอำนวยความสะดวกสบายการลดปัญหาและตอบสนองความต้องการของมนุษย์ ดังนั้นเครื่องปรับอากาศ จึงเข้ามามีบทบาทต่อมนุษย์เราแทบจะหลีกเลี่ยงไม่ได้และมีแนวโน้มจะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆ ซึ่งระบบปรับอากาศจะใช้พลังงานประมาณ 50 - 70% ของพลังงานทั้งหมดของอาคาร[1, 2] ดังนั้นการลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศจึงมีความสำคัญ ค่าตัวแปรที่แสดงถึงพลังงานที่ลดลงหรือค่า COP และ EER ที่เพิ่มขึ้นงานวิจัยที่ผ่านมาได้พยายามลดการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศ ด้วยการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลิควิดอินเตอร์คูเลเตอร์ [3] พบว่าเครื่องปรับอากาศแบบอัดไอนีมีค่า COP และ EER สูงกว่าระบบที่ไม่ใช้ลิควิดอินเตอร์คูเลเตอร์ 22% ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ [4] ศึกษาการเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้การลดอุณหภูมิด้วยน้ำระเหย พบว่าปริมาณการทำความเย็นและการประหยัดไฟฟ้าในรูปของ EER ได้ค่าสูงถึง 16 อภิชาติ อัจฉนาเขียว และ ชาญวิทย์ ศรีเพ็ญชัย [5] ศึกษาการประหยัดพลังงานโดยใช้คูลิ่งแพคที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น พบว่าสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้า 10% Pisarn naphon และคณะ[6] ทดลองปรับปรุงระบบปรับอากาศโดยใช้ไปป์ความร้อน ระบายอากาศก่อนเข้าคอยล์ร้อน(Condenser) โดยใช้ท่อขนาด 10, 600 mm. จัดวางท่อเป็นพื้นปลาทักกัน 1, 2, 3 แถว ใช้สารทำความเย็น R-134a ผลการทดลองเปรียบเทียบกับระบบปรับอากาศปกติที่ไม่มีการติดตั้งไปป์ให้ความร้อน เมื่อใช้ไปป์ให้ความร้อนจำนวน 3 แถวจะให้ค่า COP และ EER เพิ่มขึ้น 6.4%,17.5% ตามลำดับ Hu and Huang [7] รายงานว่าการเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศแบบธรรมดา สามารถทำได้โดยการลดค่าการสูญเสียในท่อหรือการลดค่าความดันแตกต่างระหว่าง FCU และ CDU Jongmin choi และคณะ [8] ศึกษาความเหมาะสมของอุปกรณ์โดยสร้างสมการในการหาความยาวท่อลดความดันแบบรูเข็ม(Capillary tube) ที่ใช้กับสารทำความเย็น R-12, R-22, R-134a, R-152a, R-407C และ R-410A โดยสมการที่สร้างขึ้นมานั้นมีค่าใกล้เคียงกับงานทดลองจริง นอกจากนั้นการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ โดยเฉพาะการติดตั้งท่อสารทำความเย็นที่มีความยาวท่อที่ไม่เหมาะสมก็จะทำให้เครื่องปรับอากาศใช้พลังงานไฟฟ้าสูง จากการสำรวจอาคารพาณิชย์ อาคารส่วนราชการ รวมถึงรถโดยสารประจำทาง รถตู้โดยสารปรับอากาศ รถไฟฟ้าขนาดเล็ก เป็นต้น เนื่องจากถูกจำกัดพื้นที่ในการติดตั้ง จึงจำเป็นต้องติดตั้งคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าคอยล์เย็น รูปแบบการติดตั้งดังกล่าวยังไม่เป็นที่แน่ชัดถึงผลของความยาวท่อสารทำความเย็นที่อาจส่งผลต่อการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ

คณะผู้วิจัยจึงศึกษาผลที่เกิดจากการเดินท่อสารทำความเย็นในแนวตั้งใช้ความยาวท่อสารทำความเย็น 12 เมตร เพื่อเปรียบเทียบการใช้พลังงานของระบบปรับอากาศที่ติดตั้งชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์และแสดงออกมาในรูปของค่า COP และ EER ดังนำเสนอในหัวข้อต่อไป

2. รายการสัญลักษณ์

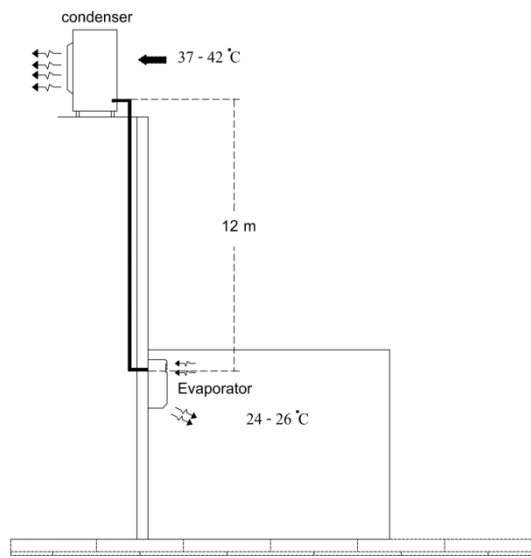
COP	สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น
EER	อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Btu/w-hr)
h_1	เอนทาลปีที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ (Btu/lb)
h_2	เอนทาลปีที่ทางออกคอยล์เย็น (Btu/lb)
h_4	เอนทาลปีที่ทางออกคอยล์ร้อน (Btu/lb)
m	มวล (lb)
\dot{m}	อัตราการไหล (lb/min)
\dot{m}_r	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็น R-22 (lb/hr)
\dot{Q}_{evap}	ขนาดของเครื่องระเหย (Btu/hr)
\dot{Q}_{cond}	ขนาดของเครื่องควบแน่น (Btu/hr)
\dot{W}_{comp}	กำลังงานที่เกิดขึ้นที่คอมเพรสเซอร์ (Btu/hr)
T	อุณหภูมิ (F)
W	พลังงานไฟฟ้า (W)
X	ความยาวท่อสารทำความเย็น (m)

3. อุปกรณ์และการทดลอง

การสร้างชุดทดลองเพื่อหาวิธีการลดการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ ซึ่งท่อสารทำความเย็นเดินในแนวตั้ง สำหรับการติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ในการทดลองใช้เครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12500 บีทียูต่อชั่วโมง เป็นตัวแทนในการศึกษา โดยกำหนดให้ชุดคอยล์ร้อน อยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็นดังรูปที่ 2 ติดตั้งคอมเพรสเซอร์ชนิดโรตารี ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำความเย็น ควบคุมอัตราการไหลของสารทำความเย็นด้วยชุดปรับความดันแบบรูเข็ม (Capillary Tube)



รูปที่ 1 ชุดเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 2 การติดตั้งเครื่องปรับอากาศ

ระบบจะควบคุมให้เครื่องปรับอากาศทำงานในสภาวะเดียวกัน ใช้ชุดควบคุมเวลา(Timer) กำหนดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ และควบคุมอุปกรณ์(Solenoid valve)ลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ กำหนดให้คอมเพรสเซอร์ทำงาน 30 นาที หยุดทำงาน 6 นาทีดังรูปที่ 3 และรูปที่ 4 การศึกษาสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ สภาวะอากาศภายนอกห้องด้านเข้าคอยล์ร้อนมีอุณหภูมิ 39 ± 2 องศาเซลเซียส ควบคุมอุณหภูมิอากาศภายในห้องทดลองที่ 25 ± 1 องศาเซลเซียส ด้วยหลอดไฟ 500 Watts 4 ชุด และใช้ความยาวท่อสารความทำเย็นที่ต่อระหว่างคอยล์ร้อนและคอยล์เย็น 12 เมตร ดังรูปที่ 1

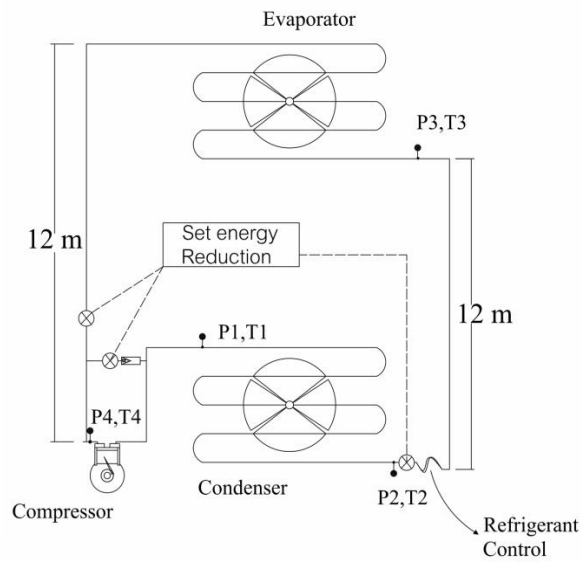


รูปที่ 3 ชุดควบคุมเครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 4 การติดตั้ง Solenoid Valve

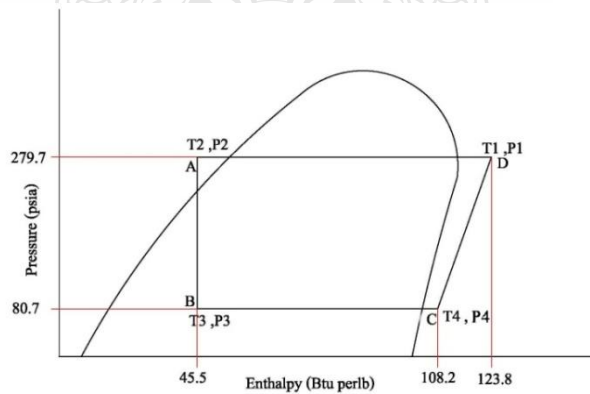
ในระบบเครื่องปรับอากาศติดตั้งเครื่องวัดความดัน และ อุณหภูมิสารทำความเย็น 4 จุด วัดอุณหภูมิเฉลี่ยอากาศด้านเข้าและออกจากคอยล์เย็น ดังรูปที่ 5 บันทึกผลการทดลองทุกๆ 1 ชั่วโมงเป็นเวลา 8 ชั่วโมง กระทำซ้ำๆอีก 2 ครั้ง ในการทดลองจะจดบันทึกค่าต่างๆ ได้แก่อุณหภูมิ ความดัน ความชื้น และวัดอัตราการใช้กำลังไฟฟ้ารวมของระบบเครื่องปรับอากาศ นำผลการทดลองคำนวณหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเมื่อมีการติดตั้งชุดลดการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์



รูปที่ 5 ติดตั้งเครื่องมือวัดและอุปกรณ์ลดการใช้พลังงาน

3.2 หลักการทำงาน

หลักการทำงานเริ่มจากคอมเพรสเซอร์ จะดูดไอสารความเย็นเพื่อเพิ่มความดันและอุณหภูมิสูง ไอจะถูกส่งไประบายความร้อนคอยล์ร้อน(Condenser) เปลี่ยนสถานะเป็นของเหลว อุณหภูมิและความดันจะลดความดันลง เมื่อผ่านท่อรูเข็ม ไปปรับความดันจากห้องทดลองแล้วเปลี่ยนสถานะเป็นไอที่คอยล์เย็น (Evaporator) ไอกลับเข้าคอมเพรสเซอร์ (Compressor) และทำงานเป็นวัฏจักรต่อไป



รูปที่ 6 การหาค่าเอนทาลปี

3.3 การคำนวณวิเคราะห์ด้านพลังงาน

จากผลการทดลอง คำนวณเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องปรับอากาศและอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเมื่อติดตั้งชุดลดการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ ดังนี้

1. อัตราการทำความเย็น พิจารณาจากอุณหภูมิและอัตราการไหลสารความเย็นคอยล์เย็น

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_4 - h_3) \quad (1)$$

2. ปริมาณความร้อนที่ระบายออกจากคอยล์ร้อนได้จากสมการ

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_1 - h_3) \quad (2)$$

3. กำลังงานที่เกิดจากคอมเพรสเซอร์ พิจารณาจากอุณหภูมิและอัตราการไหลสารความเย็น

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (3)$$

4. สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

$$COP = \frac{\text{Cooling output}}{\text{work of compression}} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (4)$$

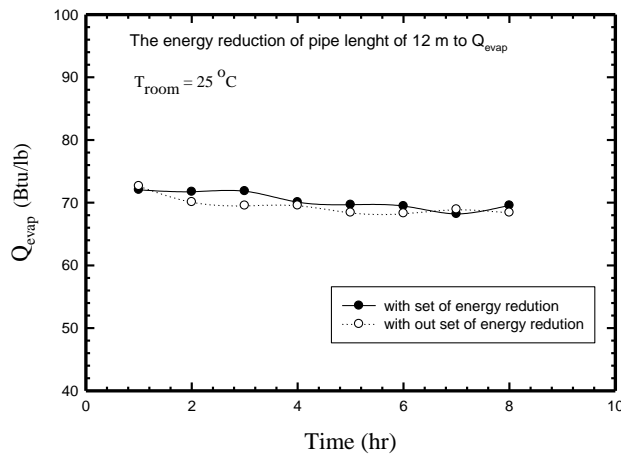
5. อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน

$$EER = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} = \frac{BTU/hr}{watts} \quad (5)$$

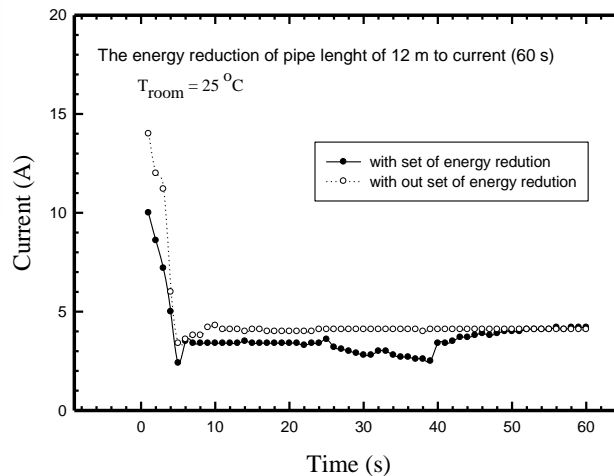
4. ผลการทดลองและวิเคราะห์

การวิจัยนี้ต้องการทราบถึงผลของพลังงานที่เกิดจากการติดตั้งชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ติดตั้งเครื่องปรับอากาศ ในลักษณะชุดคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าชุดคอยล์เย็น โดยที่ความยาวท่อสารความเย็น 12 เมตร จากการเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นที่เกิดขึ้นที่อีวาเปอเรเตอร์ (\dot{Q}_{evap}) รูปที่ 5 พบว่าการติดตั้งชุดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ อัตราการทำความเย็นคงที่ ซึ่งมีค่าแตกต่างกันประมาณ 2% รูปที่ 9 พิจารณาความดันด้านทางออกของคอมเพรสเซอร์ (P_{com}) จากที่เพิ่มชุดลดพลังงานของคอมเพรสเซอร์ความยาวของท่อ 12 เมตร การทดลองได้เปรียบเทียบความยาวเท่ากันทั้งกรณีมีชุดลดความดันและไม่มีชุดลดความดัน

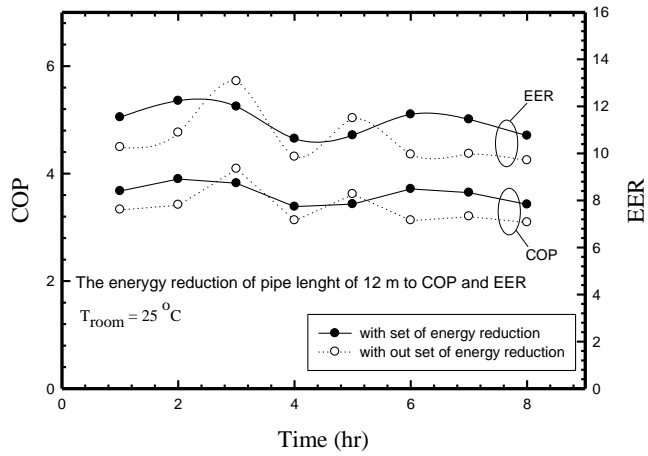
ความดันด้านทางออกคอมเพรสเซอร์ที่ติดตั้งชุดลดพลังงานคอมเพรสเซอร์จะมีความดันน้อยกว่าในช่วงที่อุปกรณ์ลดพลังงานทำงานและจะมีความดันเท่ากันหลังจากที่ตัดชุดลดพลังงาน ซึ่งส่งผลต่อปริมาณการใช้พลังงานของคอมเพรสเซอร์ แสดงดังรูปที่ 6 ที่ความยาวท่อ 12 เมตร การใช้พลังงานจะลดลง มีสาเหตุจากการลดแรงอัดของคอมเพรสเซอร์ที่ต้องเอาชนะแรงกดดันในกระบอกสูบ แสดงให้เห็นได้จากแผนภาพอณูโมเลกุลรูปที่ 4 กำลังงานของคอมเพรสเซอร์ที่แสดงออกมาในรูปของผลต่างของเอนทาลปี ที่ติดตั้งชุดลดพลังงานคอมเพรสเซอร์ ซึ่งผลจากกำลังงานลดลง ทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) เปลี่ยนแปลงประมาณ 9% และ 7.76 % แสดงดังรูป 7 และรูปที่ 8 กระแส (A) ช่วงสตาร์ทตัวของคอมเพรสเซอร์ ลดลงประมาณ 33 % ดังรูปที่ 6



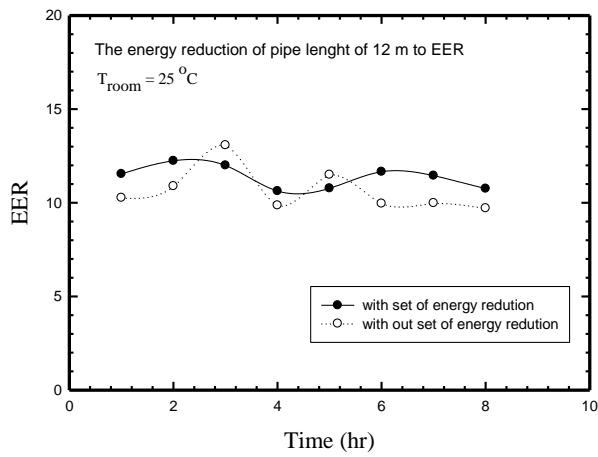
รูปที่ 5 ค่าความร้อนที่เกิดขึ้นในอีวาपोเรเตอร์



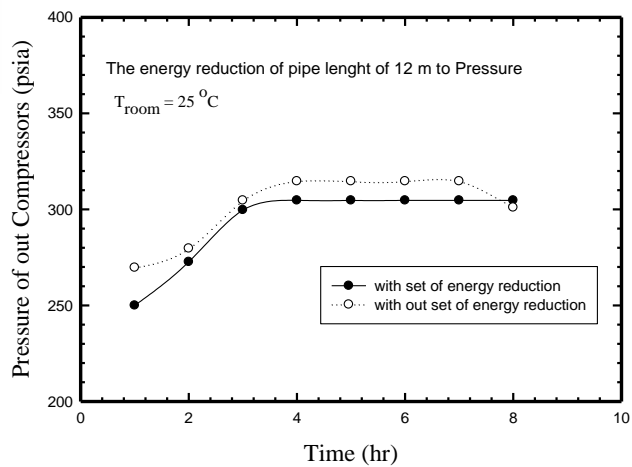
รูปที่ 6 เปรียบเทียบค่า COP และ EER



รูปที่ 7 เปรียบเทียบค่า COP และ EER



รูปที่ 8 ค่าประสิทธิภาพพลังงาน



รูปที่ 9 ค่าดันที่ทางออกคอมเพรสเซอร์

5. สรุปผลการทดลอง

จากผลการทดลองการติดตั้งชุดลดภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์ของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด 12500 บีทียูต่อชั่วโมง ที่ใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำความเย็นที่มีความยาวท่อ 12 เมตร ภายใต้การควบคุมสถานะเดียวกัน สรุปผลการทดลองได้ดังนี้

1. ค่าพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ในระบบเครื่องปรับอากาศเฉลี่ยลดลง 5.38 %
2. สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นเฉลี่ยเพิ่มขึ้น มีค่า COP เท่ากับ 3.6 และ 3.3 ตามลำดับ เพิ่มขึ้น 9 %
3. ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานเฉลี่ยเพิ่มขึ้น เปรียบเทียบเมื่อมีชุดลดภาระการทำงานของคอมเพรสเซอร์และไม่มีชุดลดภาระ มีค่าเท่ากับ 11.38 และ 10.56ตามลำดับ เพิ่มขึ้น 7.76 %

จากผลงานวิจัยนี้ สามารถใช้ในการวิเคราะห์ติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่มีความจำเป็นจะต้องติดตั้งชุดคอยล์ร้อนสูงกว่าชุดคอยล์เย็น เช่นอาคารพาณิชย์ อาคารส่วนราชการที่มีพื้นที่จำกัด และเครื่องปรับอากาศที่มีขนาด Btu/hr มากขึ้น

6. กิตติกรรมประกาศ

ผู้เขียนบทความขอขอบพระคุณ สำนักงานคณะกรรมการการวิจัยแห่งชาติ(วช) ที่ให้ทุนสนับสนุนงานวิจัย มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรีที่ให้ความอนุเคราะห์สถานที่ รวมทั้งแหล่งความรู้ในการสืบค้นงานวิจัย และ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรีที่ให้ความอนุเคราะห์ให้ใช้สถานที่ในงานวิจัย จนทำให้งานวิจัยชิ้นนี้สำเร็จลุล่วงไปด้วยดี

7. เอกสารอ้างอิง

- [1] พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์,อำไพศักดิ์ ทีบุญญา และ ชวลิต ถิ่นวงศ์พิทักษ์ (2548) “การเพิ่มสมรรถนะเครื่องปรับอากาศโดยใช้น้ำควบแน่นจากอีวาโปเรเตอร์”, *การประชุมเชิงวิชาการเครือข่ายพลังงานแห่งประเทศไทยครั้งที่ 1* โรงแรมแอมบาสซาเดอร์ ซิตี้จอมเทียน จ.ชลบุรี.
- [2] Chaichana, C. William, W.S.C., and Lu A., (2001) “ An ice thermal storage computer model”, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 21, pp. 1769-1778.
- [3] พูนพงศ์ สวาสดิพันธ์ อำไพศักดิ์ ทีบุญญา และ ชวลิต ถิ่นวงศ์พิทักษ์ (2549) “การเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลิควิดอินเตอร์คูลเลอร์” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20* จังหวัดนครราชสีมา หน้า 315-316 [4] ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ (2549) “การเพิ่มสมรรถนะของระบบปรับอากาศโดยใช้การลดอุณหภูมิด้วยน้ำระเหย”*การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 20* จังหวัดนครราชสีมา หน้า 321-322

- [5] อภิชาติ อัจฉนาเขียว และ ชาญวิทย์ ศรีเพ็ญชัย (2551) “การประหยัดพลังงานโดยใช้คู่อิงแพคที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น” *การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทยครั้งที่ 22* จังหวัดปทุมธานี หน้า 207
- [6] Paisarn Naphon (2010). On the performance of air conditioner with heat pipe for cooling air in the condenser, *Energy conversion and Management* April 2010
- [7] Hu, S.S. and Huang, B.J., (2005) “study of a high efficiency residential split water-cool air conditioner, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 25, pp. 599-1673.
- [8] Jongmin Choi, Yongchan Kim and Jim Taek Chung (2004). An empirical and rating charts for the performance of adiabatic capillary tubes with alternative refrigerants, *Applied Thermal Engineering* 24(2004) 29-41.
- [9] Dossat, Roy J. (1978). *Principles of Refrigeration* 2nd edition New York: wiley.
- [10] ชูชัย ต.ศิริวัฒนา (2546) *การทำ ความเย็นและปรับอากาศ*, กรุงเทพฯ: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี(ไทย-ญี่ปุ่น).



ประวัติผู้เขียน

ชื่อ-นามสกุล นายอภิเดช บุญเจือ
วัน เดือน ปีเกิด 11 เมษายน 2522
ที่อยู่ 15 หมู่ 1 ตำบลนาโพธิ์ อำเภอบุณฑริก จังหวัดอุบลราชธานี 34230
ประวัติการศึกษา สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขา วิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน นครราชสีมา ปี 2550

ประวัติการทำงาน

พ.ศ.2550 – ปัจจุบัน อาจารย์ประจำสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์และสถาปัตยกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลอีสาน นครราชสีมา

ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่

อภิเดช บุญเจือ, เทอดเกียรติ ลิ้มปิติปราการ, สุเทพ วัชรารุ่งเรืองวิทย์, สถาพร ทองวิก, “ผลของความยาวท่อสารทำความเย็นต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ ชุคคอยล์เย็นอยู่ต่ำกว่า ชุคคอยล์ร้อน”, การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 24, 20-22 ตุลาคม 2553, หน้า 154.

อภิเดช บุญเจือและสถาพร ทองวิก, “ผลของการลดการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศชุกคอยล์ร้อนอยู่สูงกว่าชุกคอยล์เย็น”, การประชุมวิชาการการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 10 ณ.โรงแรม เชียงใหม่แกรนด์วิว จ.เชียงใหม่, 10 – 11 มีนาคม 2554, หน้า 323-328.