

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

**การศึกษาและพัฒนาห้องทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศตามมาตรฐาน ISO 5151
โดยวิธีวัดความร้อนให้สมดุลกับบรรยากาศโดยรอบ**

**The Study and Development of Air Conditioning Testing Room as ISO 5151 using
Balance Ambient Room-Type Calorimeter**



**นายฉัตรพล ไทยวัฒนาพร
นายภาคภูมิ ฉวีทอง
นายศานติ ชวยานันท์**

รฟพ.
ธชช. & T.
2550
เลขที่.....**81779**
เดือน.....
วัน, เดือน, ปี.....**24 ส.ย. 2551**

b. **11937361**
i.

**ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2550**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาโทปีการศึกษา 2550

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาและพัฒนาห้องทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศตามมาตรฐาน ISO-5151 โดย
วิธีวัดความร้อนให้สมดุลกับบรรยากาศโดยรอบ

The Study and Development of Air Conditioning Testing Room as ISO 5151 using Balance
Ambient Room-Type Calorimeter

ผู้จัดทำ

นายฉัฐพล ไทยวัฒนาพร

รหัสประจำตัว 47010228

นายภาคภูมิ ฉวีทอง

รหัสประจำตัว 47010559

นายศานติ ขวายนันท์

รหัสประจำตัว 47010759



อาจารย์ที่ปรึกษา

(ผศ.รวิชชัย นาคพิพัฒน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาและพัฒนาห้องทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศตามมาตรฐาน ISO 5151
โดยวิธีวัดความร้อนให้สมดุลกับบรรยากาศโดยรอบ

นายณัฐพล ไทยวัฒนาพร

นายภาคภูมิ ฉวีทอง

นายศานติ ชวยานันท์

ผศ.ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2550

บทคัดย่อ

การทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเป็นวิธีการหนึ่งเพื่อให้ทราบว่าเครื่องปรับอากาศที่ผลิตขายกันอยู่นั้นมีประสิทธิภาพเพียงใด เป็นไปตามที่ทางบริษัทผู้ผลิตได้โฆษณาไว้หรือไม่ ผู้บริโภคควรจะพิจารณาเครื่องปรับอากาศจากปัจจัยที่สำคัญ คือ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ถ้าค่านี้มีมากจะทำให้ค่าความสามารถในการทำความเย็นต่อกำลังไฟที่จ่ายให้กับเครื่องปรับอากาศมาก หมายความว่าถึงการประหยัดค่าใช้จ่ายในส่วนของคุณค่าไฟฟ้า ห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลกับบรรยากาศโดยรอบเป็นวิธีการอย่างหนึ่งสำหรับใช้ทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยอาศัยหลักการพื้นฐานของอุณหพลศาสตร์และการถ่ายเทความร้อนเพื่อหาค่าตัวแปรเสริมต่างๆ ได้แก่ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของห้องทดสอบที่ได้พัฒนาขึ้นมาสามารถใช้งานได้อย่างมีประสิทธิภาพ หลังจากที่ได้มีการตรวจสอบความเที่ยงตรงของเครื่องมือวัดแล้ว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The study and development of air conditioning testing room as ISO 5151 using Balance Ambient Room-Type Calorimeter

Nattaphon Taiwattanaporn

Pakpoom Chaweetong

Santi Chawayanan

Asst.Prof. Tawatchai Nakpipat, Advisor

ABSTRACT

The performance test of an air conditioner is one of the methods that indicates true performance of the air conditioner. Consumers should definitely determine many important factors such as Energy Efficiency Ratio (EER). If Energy Efficiency Ratio is a large number, the ratio of cooling capacity to power input will be a large number and the consumers will decrease paying for the cost of electrical power. Balance Ambient Room-Type Calorimeter is one of the methods, indicated the performance of the air conditioner, using The Principal of Thermodynamics and Heat Transfer to obtain parameters such as heat transfer rate of undertested air conditioner and electrical work, it has consumed. The developed Balance Ambient Room-Type Calorimeter can be use efficiently after calibration of measuring devices.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ขอกราบขอบพระคุณ ผศ. ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ อาจารย์ที่ปรึกษาในการจัดทำปริญญานิพนธ์ครั้งนี้ ที่คอยให้ความช่วยเหลือมาโดยตลอด อีกทั้งอาจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง ทุกท่านที่คอยประสิทธิประสาทวิชาการต่างๆ ให้กับข้าพเจ้าและเพื่อนๆ มาตลอดระยะเวลา 4 ปี ขอขอบพระคุณ บิคา มาร์คา ที่อบรมเลี้ยงดูและให้กำลังใจมาตั้งแต่แรกเกิด จนถึงปัจจุบัน ขอขอบพระคุณ บริษัท เมเซอร์ โทโรนิคส์ จำกัด โดยพี่ศิวพงษ์ ตั้งสุจริต ที่ให้ความอนุเคราะห์ให้ยืม Data Acquisition รุ่น Fluke Hydra 2620 เพื่อใช้ในการเก็บข้อมูลต่างๆ ในการทำปริญญานิพนธ์ครั้งนี้ ขอขอบพระคุณพี่ๆ นักศึกษาห้อง 3Q กลุ่มผู้ซึ่งทำปริญญานิพนธ์ในหัวข้อ “การพัฒนาโปรแกรมเพื่อควบคุมอิเล็กทรอนิกส์เชิงแอนะล็อกและอินเวอร์เตอร์ สำหรับเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก” ซึ่งประกอบไปด้วย นายกฤษณ์ นายอนุสรณ์ และนายเอกพล ที่คอยให้ความช่วยเหลือมาโดยตลอด และขอขอบคุณพี่ๆ เพื่อนๆ ทุกคนที่คณะวิศวกรรมศาสตร์แห่งนี้ที่ไม่สามารถเอ่ยชื่อนามได้ทั้งหมด ที่คอยเป็นกำลังใจในการทำปริญญานิพนธ์เล่มนี้จนเสร็จสมบูรณ์ ไว้ ณ ที่นี้ด้วย

ณัฐพล ไทยวัฒนาพร
ภาคภูมิ นวีทอง
ศานติ ชวยานันท์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์ (Symbols)

A	:	พื้นที่หน้าตัด	[m ²]
C _p	:	ความร้อนจำเพาะ	[kJ/kg.K]
EER	:	ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน	
h	:	ค่าเอนทาลปี	[kJ/kg]
h _i	:	ค่าเอนทาลปีที่ทางเข้า	[kJ/kg]
h _o	:	ค่าเอนทาลปีที่ทางออก	[kJ/kg]
h _a	:	ค่าเอนทาลปีจำเพาะของอากาศแห้ง	[kJ/kg]
h _v	:	ค่าเอนทาลปีจำเพาะของความชื้น	[kJ/kg]
h ₁	:	ค่าเอนทาลปีจำเพาะของสภาวะที่ 1	[kJ/kg]
h ₂	:	ค่าเอนทาลปีจำเพาะของสภาวะที่ 2	[kJ/kg]
h _f	:	ค่าเอนทาลปีจำเพาะของน้ำอิ่มตัว	[kJ/kg]
h _g	:	ค่าเอนทาลปีจำเพาะของไอน้ำอิ่มตัว	[kJ/kg]
h _{fg}	:	ค่าความร้อนแฝงจำเพาะของน้ำ	[kJ/kg]
m _a	:	น้ำหนักอากาศแห้ง	[kg]
m _v	:	น้ำหนักอากาศเปียก	[kg]
\dot{m}_w	:	อัตราการไหลของน้ำ	[kg/s]
\dot{m}_a	:	น้ำหนักอากาศแห้ง	[kg]
P	:	ความดันที่บรรยากาศ	[kPa]
P _a	:	ความดันอากาศแห้ง	[kPa]
P _v	:	ความดันไอน้ำ	[kPa]
P _g	:	ความดันของอากาศอิ่มตัว	[kPa]
Q̇	:	อัตราการถ่ายเทความร้อนเทียบกับเวลา	[kW]
Q̇ _c	:	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่อีแวปอเรเตอร์	[kW]
Q̇ _{hc}	:	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ชุดควบคุมอุณหภูมิอากาศ	[kW]
Q̇ _{hu}	:	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ชุดควบคุมความชื้น	[kW]
T	:	อุณหภูมิอากาศ	[°C]
Ẇ	:	กำลัง	[kW]
Ẇ _e	:	กำลังที่ให้กับอีแวปอเรเตอร์	[kW]
Ẇ _{hw}	:	กำลังที่ให้กับชุดควบคุมความชื้น	[kW]
Ẇ _{hu}	:	กำลังที่ให้กับชุดควบคุมอุณหภูมิอากาศ	[kW]
Ẇ _{fan}	:	กำลังที่ให้กับพัดลมที่ชุดอุปกรณ์ส่งตัวอย่าง	[kW]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ω	: ความชื้นจำเพาะ	[kg/kg Dry air]
ϕ	: ความชื้นสัมพัทธ์	[kg/kg Dry air]

กำกับล่าง (Subscripts)

1,2	: ตำแหน่งซี่สภาวะ
a	: อากาศ
coil	: ขดท่อทำความเย็น
evaporator	: อุปกรณ์ทำไอระเหย
e	: อีแวปอเรเตอร์
fan	: พัดลม
g	: ก๊าซ
hw	: ชุดควบคุมความชื้น
he	: ชุดควบคุมอุณหภูมิ
i	: สภาวะเข้าระบบ
l	: ความร้อนแฝง
o	: สภาวะออกจากระบบ
s	: ความร้อนสัมผัส
total	: ทั้งหมด
w	: น้ำ
v	: ไอน้ำในอากาศ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้าที่

บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สัญลักษณ์	IV
สารบัญ	VI
สารบัญตาราง	XI
สารบัญภาพ	XIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์	1
1.3 ขอบเขตของ โครงการงาน	1
1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน	1
บทที่ 2 ทฤษฎีและหลักการ	2
2.1 ทฤษฎีการทำความเย็น	2
2.2 หน่วยของการทำความเย็น	3
2.3 ประเภทของระบบการทำความเย็น	3
2.4 ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ	3
2.5 วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอ	4
2.5.1 อุปกรณ์ของระบบทำความเย็น	5
2.5.2 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ	6
2.6 สารทำความเย็น	9
2.6.1 คุณสมบัติทั่วไปของสารทำความเย็น	9
2.6.2 ชนิดของสารทำความเย็น	10
2.6.2.1 ชนิดไม่ระคายเคืองและไม่ติดไฟ	11
2.6.2.2 ชนิดติดไฟ	11
2.6.2.3 ชนิดระคายเคือง	11
2.6.3 สารทำความเย็น R-22 (CHCLF ₂)	11
2.7 แผนภาพความดัน-เอนทัลปี	12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.8	วัฏจักรทางปฏิบัติของการทำความเย็น	14
2.9	สมการที่ใช้ในการคำนวณ	15
2.10	อุณหพลศาสตร์	18
2.10.1	ระบบ	18
2.10.2	กฎข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์	18
2.11	เอนทัลปี	20
2.12	ก๊าซอุดมคติ	21
2.13	คุณสมบัติของอากาศเปียก	21
2.13.1	อุณหภูมิกะเปาะแห้ง	21
2.13.2	อุณหภูมิกะเปาะเปียก	21
2.13.2	อุณหภูมิจุดน้ำค้าง	21
2.14	ตัวแปรเสริมพื้นฐาน	21
2.15	แผนภูมิไซโครเมตริก	23
2.16	กระบวนการปรับอากาศ	27
2.16.1	อัตราส่วนความร้อนสัมผัส	27
2.16.2	กระบวนการทำความร้อนหรือทำความเย็นของอากาศ	27
2.16.3	กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นของอากาศ	28
2.16.4	กระบวนการทำความร้อนและเพิ่มความชื้น	29
2.17	ระบบห้องวัดความร้อน	30
2.17.1	ห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลให้กับบรรยากาศโดยรอบ	30
2.17.2	ห้องวัดความร้อนแบบสอบเทียบ	31
2.18	การสมดุลพลังงาน	31
2.19	ทฤษฎีการคำนวณ	33
2.20	ทฤษฎีพื้นฐานทางไฟฟ้าของตัวต้านทานชั้นที่	35
2.21	ความเป็นมาของตัวต้านทานชั้นที่และแอมมิเตอร์	36
2.22	หลักการหาสมการเส้นตรงแทนความสัมพันธ์ของกลุ่มข้อมูล	36
2.23	ระเบียบวิธีกำลังสองน้อยสุดเพื่อหาสมการเส้นตรง	38
บทที่ 3	การจำลองระบบและการทำงานของอุปกรณ์	39
3.1	การจำลองระบบและการทำงานของอุปกรณ์ ขณะเริ่มทดสอบจนถึงสภาวะที่ต้องการ	40
3.1.1	สภาวะที่อุณหภูมิกะเปาะแห้งมากกว่า 27°C และอุณหภูมิกะเปาะเปียกมากกว่า 19°C	40
3.1.2	สภาวะที่อุณหภูมิกะเปาะแห้งมากกว่า 27°C	44

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

	และอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 19°C	
3.1.3	สถานะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C	48
3.1.4	สถานะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกน้อยกว่า 19°C	52
3.1.5	สถานะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C	56
3.1.6	สถานะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 19°C	60
3.1.7	สถานะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกน้อยกว่า 19°C	64
3.2	การจำลองระบบและการทำงานอุปกรณ์ เมื่อห้องชุดคอยล์เย็นอยู่ในสถานะคงที่	68
บทที่ 4	อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง	72
4.1	ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	72
4.1.1	บริเวณภายในห้องจำลองสถานะภายนอก	72
4.1.2	บริเวณภายในห้องจำลองสถานะภายใน	76
4.1.3	เครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ	78
4.1.4	ชุดตู้ควบคุมการจ่ายไฟ	84
4.2	การบริการระบบ	85
4.2.1	เกจแมนิโฟลด์	85
4.2.2	การทำสุญญากาศระบบ	88
4.2.3	การชาร์จสารทำความเย็นเข้าระบบ	90
4.3	อุปกรณ์, เครื่องมือ และ ซอฟต์แวร์ต่างๆ	92
4.4	การติดตั้งและการใช้งาน โปรแกรมไฮดรอล็อกเกอร์ (Hydra Logger) และเทรนด์ลิงค์ (Trend Link)	94
4.4.1	การติดตั้งอุปกรณ์	94
4.4.2	การใช้งาน โปรแกรมไฮดรอล็อกเกอร์ (Hydra Logger)	99
4.4.3	การใช้งาน โปรแกรมเทรนด์ลิงค์ (Trend Link)	113
4.5	ระบบคอยล์ร้อนระบายความร้อนด้วยอากาศและคอยล์เย็นทำความเย็นให้กับน้ำ	119
4.5.1	วิธีการปรับแต่งวาล์วคอนโทรล	119
4.5.2	วิธีการควบคุมการทำงานของสวิทช์ควบคุม	119
4.5.3	การควบคุมบนคอมพิวเตอร์	120

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6	ขั้นตอนการทดสอบ	121
4.6.1	การเตรียมการทดสอบ	121
4.6.2	วิธีการทดสอบ	121
4.7	ข้อมูลที่ต้องบันทึก	122
บทที่ 5	ผลการทดลอง	123
5.1	ผลการทดลองชั้นที่ โดยป้อนแรงดันไฟฟ้าที่ขนาดต่างๆ	123
5.2	ผลการทดลองชั้นที่ ตามภาระ	132
5.3	ผลการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ	136
5.3.1	การทดลองครั้งที่ 1	136
5.3.1.1	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ 1	138
5.3.1.2	การคำนวณค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน ของการทดลองที่ 1	139
5.3.2	การทดลองครั้งที่ 2	141
5.3.2.1	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ 2	143
5.3.2.2	การคำนวณค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน ของการทดลองที่ 2	144
5.3.3	การทดลองที่ 3	145
5.3.3.1	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ 3	146
5.3.3.2	การคำนวณค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน ของการทดลองที่ 3	147
5.3.3.3	การคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิ	148
5.4	การคำนวณภาระของการทำความเย็น	149
5.4.1	การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับห้องจำลอง สภาวะภายใน (ยกเว้นผนังกั้นห้องจำลองสภาวะภายนอกกับ ห้องจำลองสภาวะภายใน)	150
5.4.2	การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับห้องจำลอง สภาวะภายนอก (ยกเว้นผนังกั้นห้องจำลองสภาวะภายนอกกับ ห้องจำลองสภาวะภายใน)	154
5.4.3	การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังกั้นห้องจำลอง สภาวะภายนอกกับห้องจำลองสภาวะภายใน	155
5.4.4	การทดลองที่ 4	156
5.4.4.1	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ 4	156

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4.4.2	การคำนวณค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการทดลองที่ 4	157
5.4.4.3	การคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิ	158
บทที่ 6	สรุปผลการทดลองและข้อเสนอแนะ	159
6.1	สรุปผลการทดลองตัวด้านทานชั้นที่	159
6.1.1	การทดลองชั้นที่ โดยป้อนแรงดันไฟฟ้าที่ขนาดต่างๆ	159
6.1.2	การทดลองชั้นที่ ตามภาระที่ต่างๆกัน	160
6.2	สรุปผลการทดลองที่เกี่ยวกับห้องจำลองสถานะและการคำนวณ	160
6.2.1	การปรับห้องทดสอบให้เข้าสู่ภาวะสมดุล	160
6.2.1.1	ห้องจำลองสถานะภายนอกและห้องจำลองสถานะภายใน	159
6.2.2	การควบคุมห้องทดสอบเมื่ออยู่ในภาวะสมดุล	161
6.2.1.1	ห้องจำลองสถานะภายนอกและห้องจำลองสถานะภายใน	161
6.2.3	การเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพระหว่างการ เก็บค่าข้อมูลทุกๆ 10 นาทีกับค่าข้อมูลที่เก็บได้โดยการสุ่ม ในช่วงเวลาที่อยู่ในภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบ	161
6.2.4	การคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็น รวมสุทธิและการเปรียบเทียบค่าความร้อนของ ห้องจำลองสถานะภายนอกและห้องจำลองสถานะภายใน	162
6.2.5	การคำนวณหาอัตราความร้อนรั่วไหลของห้องจำลอง สถานะภายนอกและห้องจำลองสถานะภายใน	162
6.3	ข้อเสนอแนะ	162
บรรณานุกรม		163
ภาคผนวก ก.	ข้อมูลที่ได้จากเครื่องมือวัด	164
ภาคผนวก ข.	ตาราง	180
ภาคผนวก ค.	แสดงมิติของห้องทดสอบและการต่อวงจร ไฟฟ้าในห้องทดสอบ	182
ภาคผนวก ง.	ผลการสอบเทียบเครื่องมือวัดและสายเทอร์โมคัปเปิล	191
ภาคผนวก จ.	มาตรฐาน ISO 5151	195

สารบัญตาราง

	หน้าที่
ตารางที่ 2-1 ชนิดของสารทำความเย็นที่นิยมใช้	10
ตารางที่ 2-2 แสดงขนาดของห้องวัดความร้อน	30
ตารางที่ 4-1 ภาวะมาตรฐานของห้องวัดความร้อนที่ใช้ทดสอบ	120
ตารางที่ 5-1 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ 100 แอมป์	122
ตารางที่ 5-2 การหาค่าต่างๆที่จำเป็นในการหาสมการเส้นตรง ด้วยวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)	123
ตารางที่ 5-3 การเปรียบเทียบค่าจากการวัดด้วยมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล็อง กับการใช้วิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)	124
ตารางที่ 5-4 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทาน ชั้นที่ 100 แอมป์	125
ตารางที่ 5-5 การหาค่าต่างๆที่จำเป็นในการหาสมการเส้นตรง ด้วยวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)	126
ตารางที่ 5-6 การเปรียบเทียบค่าจากการวัดด้วยมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล็อง กับการใช้วิธี Least Square	127
ตารางที่ 5-7 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทาน ชั้นที่ 50 แอมป์	128
ตารางที่ 5-8 การหาค่าต่างๆที่จำเป็นในการหาสมการเส้นตรง ด้วยวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)	129
ตารางที่ 5-9 การเปรียบเทียบค่าจากการวัดด้วยมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล็อง กับการใช้วิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)	130
ตาราง 5-10 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทาน ชั้นที่ 100 แอมป์ (ห้องจำลองสภาวะภายใน) เมื่อป้อน โหลดขนาดต่างๆ	131
ตาราง 5-11 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทาน ชั้นที่ 100 แอมป์ (ห้องจำลองสภาวะภายนอก) เมื่อป้อน โหลดขนาดต่างๆ	132
ตาราง 5-12 การเปรียบเทียบค่าจากการวัดด้วยมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล็อง กับการใช้วิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)	134
ตาราง 5-13 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีที่เวลา 8:31 – 9:31	137
ตาราง 5-14 ข้อมูลที่ได้จากการทดลอง โดยการสุ่มที่เวลา 8:22 – 9:27	137
ตาราง 5-15 ข้อมูลที่ได้จากการทดลอง โดยการสุ่มเก็บค่าที่เวลา 8:22 – 9:27	138
ตาราง 5-16 ข้อมูลที่ได้จากการทดลอง โดยการเก็บค่าทุกๆ 10 นาทีที่เวลา 8:31 – 9:31	139
ตาราง 5-17 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลาตั้งแต่ 17:42 – 18:42	142

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 5-18	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 17:42 – 18:42 (ห้องจำลองสภาวะภายใน)	143
ตาราง 5-19	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 17:42 – 18:42 (ห้องจำลองสภาวะภายนอก)	145
ตาราง 5-20	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาวะภายใน)	146
ตาราง 5-21	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาวะภายนอก)	147
ตาราง 5-22	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลาตั้งแต่ 16:48 – 17:48	155
ตาราง 5-23	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาวะภายใน)	156
ตาราง 5-24	ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาวะภายนอก)	157



สารบัญภาพ

	หน้าที่
รูปที่ 2-1 อุปกรณ์เครื่องทำความเย็น	4
รูปที่ 2-2 แสดงวัฏจักรการทำงานทำความเย็นในทางทฤษฎี	4
รูปที่ 2-3 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ	6
รูปที่ 2-4 แสดงส่วนความดันสูงและความดันต่ำในวัฏจักรการทำงานทำความเย็น	8
รูปที่ 2-5 โครงสร้างทางเคมีของ R-22	11
รูปที่ 2-6 โครงสร้าง ไดอะแกรมความดัน-เอนทัลปี	12
รูปที่ 2-7 โครงสร้าง ไดอะแกรมความดัน-เอนทัลปี แสดงเส้นความดันคงที่ อุณหภูมิคงที่ ปริมาตรคงที่และเอนทัลปี	13
รูปที่ 2-8 แผนภูมิความดันและเอนทัลปีเปรียบเทียบวัฏจักรของเหลวอิ่มตัว กับต่ำกว่าของเหลวอิ่มตัว	15
รูปที่ 2-9 แผนภูมิไซโครเมตริก	25
รูปที่ 2-10 แผนภูมิความดัน-เอนทัลปีของน้ำยา R-22	26
รูปที่ 2-11 แสดงห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลให้กับบรรยากาศโดยรอบ	30
รูปที่ 3-1 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งมากกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า	40
รูปที่ 3-2 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 18.5°C	43
รูปที่ 3-3 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 22.5°C	43
รูปที่ 3-4 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งมากกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 19°C	44
รูปที่ 3-5 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 16.5°C	47
รูปที่ 3-6 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 19.5°C	47
รูปที่ 3-7 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C	48
รูปที่ 3-8 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 18.5°C	51
รูปที่ 3-9 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4	51

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 20.6°C	
รูปที่ 3-10 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกน้อยกว่า 19°C	52
รูปที่ 3-11 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 15.4°C	55
รูปที่ 3-12 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 19°C	55
รูปที่ 3-13 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C	56
รูปที่ 3-14 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 19.2°C	59
รูปที่ 3-15 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 25°C	59
รูปที่ 3-16 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 19°C	60
รูปที่ 3-17 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 16.5°C	63
รูปที่ 3-18 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 19.5°C	63
รูปที่ 3-19 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกน้อยกว่า 19°C	64
รูปที่ 3-20 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 15.2°C	67
รูปที่ 3-21 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีทเตอร์ที่อุณหภูมิ 19°C	67
รูปที่ 3-22 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะเมื่อห้องจำลองสภาวะภายในอยู่ในสภาวะคงที่	68
รูปที่ 4-1 ขดลวดความร้อนขนาด 9000 วัตต์	72
รูปที่ 4-2 คอยล์เย็นของระบบทำน้ำเย็น	73
รูปที่ 4-3 ระบบทำน้ำเย็น	73
รูปที่ 4-4 เครื่องกำเนิดไอน้ำ	74
รูปที่ 4-5 ท่อสูมตัวอย่างอากาศ	74

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4-6 กล้องเก็บค่าอุณหภูมิและพัดลมดูดอากาศ	75
รูปที่ 4-7 ชุดคอยล์ร้อน	75
รูปที่ 4-8 ชุดลดความร้อนขนาด 9000 วัตต์	76
รูปที่ 4-9 หม้อกำเนิดไอน้ำ	76
รูปที่ 4-10ท่อสูมตัวอย่างอากาศ	77
รูปที่ 4-11กล้องเก็บค่าอุณหภูมิและพัดลมดูดอากาศ	77
รูปที่ 4-12 มิเตอร์วัดกำลัง	78
รูปที่ 4-13 มิเตอร์วัดกระแสชนิดคล้องแบบตัวเลข	78
รูปที่ 4-14 หม้อแปลงปรับแรงดันไฟฟ้าชุดลดความร้อน	79
รูปที่ 4-15 Fluke Hydra 2620A	79
รูปที่ 4-16 เทอร์โมคัมเบิลแบบ K	80
รูปที่ 4-17 เทอร์โมคัมเบิลแบบ T	80
รูปที่ 4-18 เกจแมนิโฟลด์	81
รูปที่ 4-19 มิเตอร์วัดอุณหภูมิและความชื้น	81
รูปที่ 4-20 USB 2.0 to RS-232 Cable	82
รูปที่ 4-21 RS-232 Cable	82
รูปที่ 4-22 ชั้นท์ 100 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ สำหรับห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก	83
รูปที่ 4-23 ชั้นท์ 100 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ สำหรับห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน	83
รูปที่ 4-24 ชั้นท์ 100 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ สำหรับเครื่องปรับอากาศทดสอบ	84
รูปที่ 4-25 ตู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก	84
รูปที่ 4-26 ตู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก	85
รูปที่ 4-27การต่อใช้เกจแมนิโฟลด์	86
รูปที่ 4-28 วาล์ว A วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิดทั้งคู่	86
รูปที่ 4-29 วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งเปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิด	87
รูปที่ 4-30 วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิด	87
รูปที่ 4-31 วาล์ว A วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิดทั้งคู่	88
รูปที่ 4-32 ป้อนสุญญากาศ	89
รูปที่ 4-33การทำสุญญากาศระบบ	90
รูปที่ 4-34 การชาร์จน้ำยาในสถานะแก๊สเข้าในระบบทางด้านความดันต่ำ	91
รูปที่ 4-35 Fluke Hydra 2620A	92
รูปที่ 4-36 สาย RS-232 และ RS-232 to USB converter	92
รูปที่ 4-37 ซอฟต์แวร์ Fluke Hydra Logger	93

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4-38 ซอฟต์แวร์ Trend Link	93
รูปที่ 4-39 การต่อสายสัญญาณต่างๆในเมมโมรีการ์ด	94
รูปที่ 4-40 การเสียบเมมโมรีการ์ดและสาย RS-232 เข้าที่ด้านหลังเครื่อง	94
รูปที่ 4-41 การต่อสาย RS-232 เข้ากับ USB to RS-232 Converter	95
รูปที่ 4-42 เครื่อง Fluke Hydra 2620A ที่พร้อมใช้งาน	95
รูปที่ 4-43 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 1	96
รูปที่ 4-44 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 2	96
รูปที่ 4-45 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 3	97
รูปที่ 4-46 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 4	97
รูปที่ 4-47 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 5	98
รูปที่ 4-48 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 6	98
รูปที่ 4-49 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 1	99
รูปที่ 4-50 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 2	99
รูปที่ 4-51 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 3	100
รูปที่ 4-52 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 4	101
รูปที่ 4-53 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 5	102
รูปที่ 4-54 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 6	102
รูปที่ 4-55 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 7	103
รูปที่ 4-56 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 8	104
รูปที่ 4-57 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 9	105
รูปที่ 4-58 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 10	106
รูปที่ 4-59 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 11	106
รูปที่ 4-60 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 12	107
รูปที่ 4-61 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 13	107
รูปที่ 4-62 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 14	108
รูปที่ 4-63 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 15	108
รูปที่ 4-64 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 16	109
รูปที่ 4-65 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 17	109
รูปที่ 4-66 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 18	110
รูปที่ 4-67 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 19	111
รูปที่ 4-68 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 20	111
รูปที่ 4-69 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 21	112

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 4-70 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 1	113
รูปที่ 4-71 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 2	113
รูปที่ 4-72 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 3	114
รูปที่ 4-73 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 4	114
รูปที่ 4-74. การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 5	115
รูปที่ 4-75 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 6	115
รูปที่ 4-76 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 7	116
รูปที่ 4-77 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 8	116
รูปที่ 4-78 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 9	117
รูปที่ 4-79 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 10	117
รูปที่ 4-80 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 11	118
รูปที่ 4-81 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 12	118
รูปที่ 4-82 รูปแสดงตำแหน่งวาล์ว 5,6,7,12 และ 13	120
รูปที่ 4-83 รูปแสดงตำแหน่งวาล์ว 3,4 และ 13	120
รูปที่ 4-84 รูปแสดงตำแหน่งวาล์ว 1,2,8,9,10 และ 11	120
รูปที่ 5-1 โปรแกรมที่ใช้ในการแสดงค่าอุณหภูมิที่เข้าสู่สถานะสมดุล ขณะทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศ	136
รูปที่ 5-2 โปรแกรมที่ใช้ในการแสดงค่าอุณหภูมิที่เริ่มเข้าสู่สถานะสมดุลขณะทำการทดสอบ เครื่องปรับอากาศ	142
รูปที่ 5-3 โปรแกรมที่ใช้ในการแสดงค่าอุณหภูมิจนกระทั่งทำการเก็บค่าข้อมูลขณะทำการทดสอบ เครื่องปรับอากาศ	142
รูปที่ 5.4 โปรแกรมที่ใช้ในการแสดงค่าอุณหภูมิจนกระทั่งทำการเก็บค่าข้อมูลขณะทำการทดสอบ เครื่องปรับอากาศ	146
รูปที่ 5-5 การแบ่งพื้นที่ห้องจำลองสถานะภายในซึ่งใช้ในการคำนวณ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง	150
รูปที่ 5-6 การแบ่งพื้นที่ห้องจำลองสถานะภายนอกซึ่งใช้ในการคำนวณ อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง	154
กราฟ 5-1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ และ กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (ห้องจำลองสถานะภายใน)	124
กราฟ 5-2 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่ากระแสไฟฟ้า ที่วัดจากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคลัสเตอร์แบบตัวเลข กับวิธีกำลังสองน้อยสุด	125
กราฟ 5-3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่และ เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้	126

กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (ห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก)	
กราฟ 5-4 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่ากระแสไฟฟ้า	128
ที่วัดจากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล่องแบบตัวเลข กับวิธีกำลังสองน้อยสุด	
กราฟ 5-5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่และ	129
กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (เครื่องปรับอากาศทดสอบ)	
กราฟ 5-6 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่ากระแสไฟฟ้า	131
ที่วัดจากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล่องแบบตัวเลข กับวิธีกำลังสองน้อยสุด	
กราฟ 5-7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ และ	133
กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (ห้องจำลองสภาวะภายใน)	
กราฟ 5-8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่และ	134
กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (ห้องจำลองสภาวะภายนอก)	
กราฟ 5-9 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่ากระแสไฟฟ้า	135
ที่วัดจากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล่องแบบตัวเลข กับวิธีกำลังสองน้อย	
กราฟที่ 5-10 แสดงอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 1	137
กราฟที่ 5-11 แสดงอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 1	137
กราฟที่ 5.12 แสดงอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 2	141
กราฟที่ 5.13 แสดงอุณหภูมิที่สภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 2	141
กราฟที่ 5.14 แสดงอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 3	145
กราฟที่ 5.15 แสดงอุณหภูมิที่สภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 3	145

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญที่มา

เวลาปัจจุบันนี้เป็นที่รู้กันว่าสถานการณ์ ปัญหาโลกร้อน ได้ทวีความรุนแรง มากขึ้นเรื่อยๆ จึงทำให้สภาวะอากาศของโลกเราร้อนขึ้นมากกว่าเดิมมาก แต่ถึงอย่างไรก็ตามมนุษย์เราก็คงต้องการดำรงชีวิตอยู่ในสภาพอากาศที่ทำให้ตนเองรู้สึกสบายเป็นธรรมดา ด้วยเหตุนี้เครื่องปรับอากาศแบบต่างๆ จึงเป็นเครื่องมือที่ใช้ในการตอบสนองความต้องการของมนุษย์ในเรื่องดังกล่าวได้ดีที่สุด

โครงการนี้จึงได้จัดทำอุปกรณ์เครื่องมือเพื่อที่จะใช้ประโยชน์ในการวัดความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่นิยมใช้กันตามที่พักอาศัยและมีขายตามท้องตลาดต่างๆ ไปว่ามีความสามารถในการทำความเย็นได้จริงตามที่ฉลากกำกับสินค้าที่ติดมากับผลิตภัณฑ์หรือไม่ อีกทั้งยังสามารถนำอุปกรณ์ดังกล่าวที่ได้จัดทำขึ้นมาใช้ประโยชน์ ในด้านการเรียนการสอนในรายวิชาเครื่องทำความเย็นและปรับอากาศได้อีกด้วย

1.2 วัตถุประสงค์

1.2.1 เพื่อทำการศึกษากonstruktionห้องทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ โดยใช้วิธีห้องวัดความร้อนแบบสมดุลกับบรรยากาศโดยรอบตามมาตรฐาน ISO 5151

1.2.2 เพื่อสร้างห้องทดสอบไว้เพื่อเป็นประโยชน์ในการศึกษาในรายวิชาเครื่องทำความเย็นและปรับอากาศต่อไป

1.2.3 เพื่อสร้างห้องทดสอบไว้เพื่อการพัฒนาต่อไปในการสร้างห้องทดสอบไว้เพื่อเป็นประโยชน์ในเชิงพาณิชย์กับภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลต่อไปในภายภาคหน้า

1.3 ขอบเขตของโครงการ

ทำการศึกษารูปแบบและติดตั้งอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้เป็นเครื่องมือในการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ จากนั้นนำมาทำการทดลองแล้วบันทึกผล แล้วนำค่าต่างๆที่เก็บได้มาคำนวณค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพเพื่อนำมาเปรียบเทียบกับค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพที่ทางผู้ประกอบการแจ้งมาในฉลาก

1.4 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.4.1 ทำการศึกษาเกี่ยวกับห้องทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศตามมาตรฐาน ISO 5151

1.4.2 ทำการออกแบบและจัดสร้างอุปกรณ์ต่างๆที่จำเป็นต้องใช้ในห้องทดสอบ

1.4.3 เมื่อสร้างห้องเสร็จสมบูรณ์แล้วทำการทดลองแล้วจึงสรุปผลและวิเคราะห์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานี้เท่านั้น เมื่อผู้ผู้ใดเห็นการใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2

ทฤษฎี

2.1 ทฤษฎีการทำความเย็น

2.1.1 การทำความเย็น (Refrigeration)

การทำความเย็นเป็นสาขาหนึ่งของวิทยาศาสตร์ที่กล่าวถึงวิธีในการลดและรักษาระดับอุณหภูมิของเนื้อที่ว่าง หรือของเหลวให้ต่ำกว่าระดับอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม โดยทั่วไปสามารถนิยามการทำ ความเย็นอย่างสั้นๆว่าเป็นกระบวนการเคลื่อนย้ายความร้อนออกจากสถานที่หนึ่งทำให้อุณหภูมิของ สถานที่นั้นลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิภายนอก ซึ่งอัตราความร้อนที่ต้องเคลื่อนย้ายออกจากสถานที่นั้นๆ เพื่อ ลดอุณหภูมิลงหรือรักษาระดับอุณหภูมิที่ต้องการไว้จะเรียกว่า ความร้อนที่คิดเป็นภาระ (Heat Load) จะเป็นผลรวมของความร้อนจากแหล่งความร้อนต่างๆ เช่น ความร้อนที่เกิดจากการรั่วซึม, ความร้อน จากร่างกายคน, ความร้อนจากผลิตภัณฑ์, ความร้อนจากมอเตอร์, ความร้อนจากหลอดไฟ หรือความ ร้อนจากอุปกรณ์ต่างๆ และสิ่งเหล่านี้จะมีผลในการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์ทำความเย็น

2.1.2 สารทำความเย็นที่เป็นของเหลว (Liquid Refrigerant)

ขณะที่ของเหลวเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ มันสามารถดูดความร้อนแฝงไว้ได้เป็นจำนวนมาก ซึ่งได้นำมาใช้เป็นหลักการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นในปัจจุบัน การกลายเป็นไอของของเหลว ในลักษณะเป็นตัวทำความเย็นจะมีข้อดีว่าการหลอมละลายของแข็ง และการกลายเป็นไอสามารถ ควบคุมได้ง่ายกว่า ผลของความเย็นที่ได้จากการกลายเป็นไอของสารทำความเย็นสามารถที่จะเริ่มต้น หรือหยุดขณะใดขณะหนึ่งได้ สามารถที่จะกำหนดความเย็นล่วงหน้าได้ และอุณหภูมิการกลายเป็นไอ ของของเหลวสามารถควบคุมได้โดยการปรับความดัน และของเหลวที่กลายเป็นไอแล้วสามารถเก็บ รวบรวมไว้และพร้อมที่จะทำให้เป็นของเหลวนำกลับมาใช้ได้ อีก ในปัจจุบันของเหลวที่นิยมนำมาเป็น สารทำความเย็นที่แพร่หลาย ก็คือ Fluorinated hydrocarbon of methane series ใช้ชื่อทางเคมีว่า Monochlorodifluoromethane(CHClF_2) ใช้ชื่อทางการค้าว่า ฟรีออน โดยมีชื่อทางเคมีทั่วไปว่า Refrigerant – 22 (R-22) หรือ ฟรีออน – 22

2.2 หน่วยของการทำความเย็น (Standard Rating of Refrigeration)

หน่วยที่ใช้วัดอัตราการทำความเย็นใช้หน่วยที่เรียกว่า “ตันของการทำความเย็น” (Ton of Refrigeration) หนึ่งตันของการทำความเย็น หมายถึงปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งบริสุทธิ์ 1 ตัน (2000 ปอนด์) ที่อุณหภูมิ 32 °F กลายเป็นน้ำบริสุทธิ์อุณหภูมิ 32 °F ภายในเวลา 24 ชั่วโมง

$$\text{จาก } Q = mL \quad \dots(2.1)$$

เมื่อ $Q =$ ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งจำนวน 1 ตันละลายเป็นน้ำ

$m =$ มวลของน้ำแข็ง (lb)

$L =$ ความร้อนแฝงของน้ำแข็ง = 144 Btu/lb

ดังนั้น 1 ตันของการทำความเย็นจึงมีค่าเท่ากับ 12,000 Btu/hr หรือ 200 Btu/min

2.3 ประเภทของระบบการทำความเย็น

ในการทำให้อุณหภูมิลดลงจากปกติ(Ambient Air Temperature) ลงมาถึงอุณหภูมิที่ต้องการนั้น สามารถใช้ระบบทำความเย็นได้หลายแบบ ซึ่งมีทั้งชนิดที่เป็นแบบทางกลและไม่ใช้ทางกล ดังนี้

1. ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)
2. ระบบทำความเย็นชนิดดูดละลาย (Absorption Refrigeration System)
3. ระบบทำความเย็นด้วยอากาศ (ระบบปิด) (Air Refrigeration System Closed)
4. ระบบทำความเย็นแบบใช้หัวฉีด-ไอน้ำ (Steam Jet Refrigeration System)
5. ระบบทำความเย็นแบบเทอร์โมอิเล็กทริก (Thermoelectric Refrigeration System)
6. ระบบแม่เหล็กที่ใช้ในการทำอุณหภูมิต่ำ (Magnetic System of Producing Low

Temperature)

ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะระบบทำความเย็นชนิดอัดไอเท่านั้น

2.4 ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)

ระบบการทำความเย็นชนิดอัดไอได้รับการออกแบบและสร้างขึ้นโดยอาศัยหลักการพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์ ดังนี้

1. ของไหลดูดความร้อนในขณะที่เปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ และยอมให้ความร้อนขณะที่เปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลว
2. ในระหว่างที่เกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะอุณหภูมิจะคงที่ แต่อุณหภูมินี้จะเปลี่ยนแปลงกับความดันที่ความดันคงที่จุดหนึ่งการกลายเป็นไอจะเกิดขึ้น ณ จุดที่อุณหภูมิจึงมีความสัมพันธ์กัน

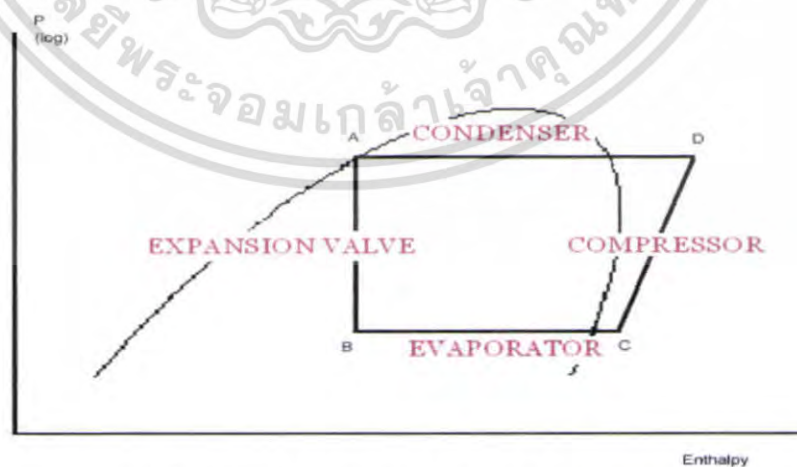
เท่านั้น อย่างไรก็ตามอุณหภูมิของการกลายเป็นไอที่ความดันอันหนึ่งย่อมแตกต่างกันสำหรับของเหลวที่ต่างกัน

3. ความร้อนจะไหลจากแหล่งอุณหภูมิสูงไปยังแหล่งอุณหภูมิต่ำ
4. การเลือกโลหะที่ใช้ทำเครื่องควบแน่นจะต้องเป็นโลหะที่มีการนำความร้อนสูง
5. พลังงานความร้อนและพลังงานในรูปแบบอื่นๆ สามารถที่จะนำกลับมาใช้ประโยชน์ โดยกฏข้อที่สองของอุณหพลศาสตร์

2.5 วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอ



รูปที่ 2-1 อุปกรณ์เครื่องทำความเย็น



รูปที่ 2-2 แสดงวัฏจักรการทำความเย็นในทางทฤษฎี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5.1 อุปกรณ์ของระบบทำความเย็น

ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอจะประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก ดังนี้

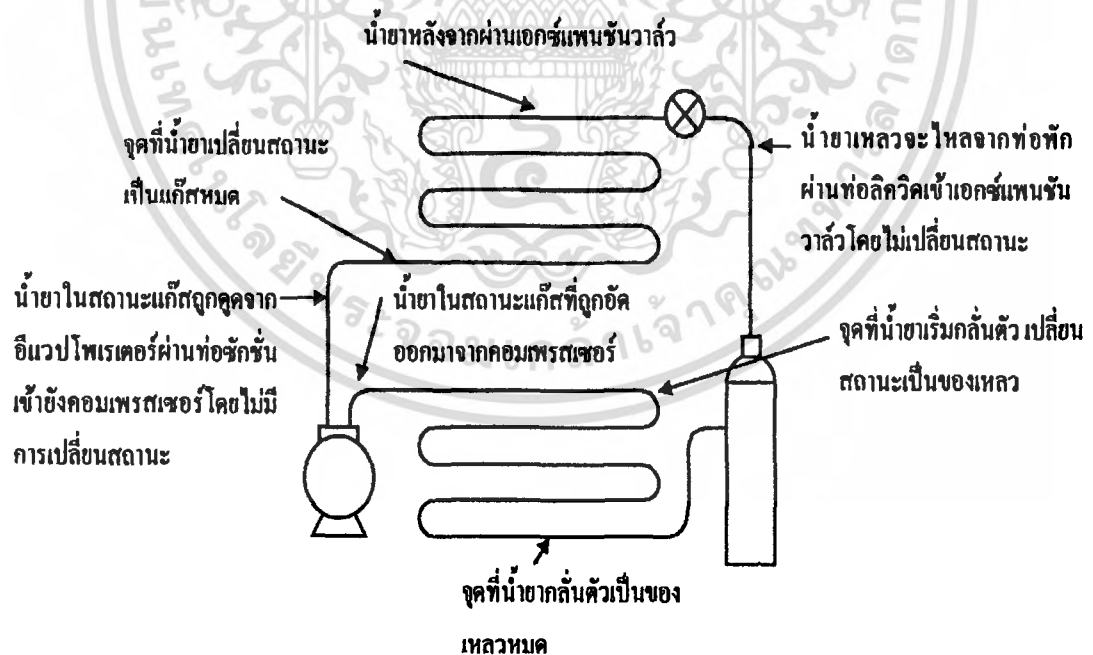
1. อีแวพออเรเตอร์ (Evaporator) ทำหน้าที่ดูดซับปริมาณความร้อนจากบริเวณหรือเนื้อที่ที่ต้องการทำความเย็น ขณะที่สารทำความเย็นทำความเย็นภายในระบบตรงบริเวณนี้ระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นไอจะดูดปริมาณความร้อนผ่านผิวท่อทางเดินสารทำความเย็นเข้าไปยังสารทำความเย็นภายในระบบ ทำให้อุณหภูมิโดยรอบ อีแวพออเรเตอร์ลดลง
 2. คอมเพรสเซอร์(Compressor) ทำหน้าที่ในการดูดและอัดสารทำความเย็นในสถานะที่เป็นไอ โดยดูดไอที่มีอุณหภูมิต่ำจากอีแวพออเรเตอร์ และอัดให้มีความดันและอุณหภูมิสูง จนถึงจุดที่ไอพร้อมจะควบแน่นเป็นของเหลวเมื่อมีการถ่ายเทความร้อนออกจากสารทำความเย็น
 3. คอนเดนเซอร์ (Condenser) ทำหน้าที่ให้สารทำความเย็นในสถานะที่เป็นไอควบแน่นเป็นของเหลวด้วย การระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น กล่าวคือสารทำความเย็นในสถานะไอ อุณหภูมิและความดันสูงมากซึ่งถูกอัดส่งมาจากคอมเพรสเซอร์ เมื่อถูกระบายความร้อนแฝงออกจะควบแน่นเป็นของเหลว แต่จะมีความดันและอุณหภูมิสูงอยู่
 4. ถังเก็บสารทำความเย็นเหลว (Receiver) สารทำความเย็นที่ควบแน่นโดยคอนเดนเซอร์ กลายเป็นของเหลวจะถูกนำมาเก็บที่นี้ก่อนส่งไปยังวาล์วควบคุมการไหล
 5. วาล์วควบคุมการไหล (Flow Control valve) ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของสารทำความเย็นเหลวที่ผ่านเข้าไปยังอีแวพออเรเตอร์ ลดความดันของสารทำความเย็นให้มีความดันต่ำลง จนสามารถระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นไอได้ที่อุณหภูมิในอีแวพออเรเตอร์
 6. ท่อดูด (Suction Line) ท่อสารทำความเย็นในสถานะไอที่ออกจากอีแวพออเรเตอร์ไปยังคอมเพรสเซอร์
 7. ท่อส่ง (Discharge Line) ท่อสารทำความเย็นในสถานะไอที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ไปยังคอนเดนเซอร์
 8. ท่อของเหลว (Liquid Line) ท่อสารทำความเย็นในสถานะของเหลวที่ต่อออกจากถังพักน้ำยาเหลวกับวาล์วควบคุมการไหล
- นอกจากนี้ยังมีอุปกรณ์เสริม เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงาน ซึ่งอาจมีความจำเป็น ที่ต้องติดตั้งในระบบทำความเย็นบางระบบ แต่อาจไม่มีความจำเป็นสำหรับอีกระบบหนึ่งดังนี้
9. ฟิวเจอร์ดรายเออร์ (Filter Drier) จะยอมให้สารทำความเย็นผ่านได้แต่จะป้องกันสารดูดความชื้น, ผุ่นผง หรือสิ่งสกปรกอื่นๆที่ปะปนมากับสารทำความเย็นในระบบไม่ให้ผ่าน

ไปได้ ทรายเออร์หรือสารดูดซับความชื้นที่นิยมใช้กันทั่วไปมี ซิลิกาเจล (Silica Gel), แคลเซียมซัลเฟต (Calcium Sulfate), อะลูมินาเจล (Alumina Gel) เป็นต้น จะติดตั้งอยู่ที่ท่อของเหลวใกล้กับทางเข้าวาล์วควบคุมการไหล และที่ที่ติดตั้งต้องอยู่ในบริเวณที่ไม่ถูกปะทะด้วยลมร้อนเพราะสารดูดความชื้นจะดูดซับความชื้นได้มากกว่าที่อุณหภูมิต่ำ ถ้าอยู่ในที่ร้อนความสามารถในการดูดซับความชื้นจะลดลง ทำให้ความชื้นในระบบที่ดูดซับไว้ถูกคายออกมาบางส่วนและจะไปอุดตันที่วาล์วควบคุม การไหล

10. กระจกมองสารทำความเย็น (Sight Glasses) สำหรับใช้มองดูสารทำความเย็นภายในระบบว่ามีเพียงพอหรือไม่
11. แอ็กคิวมูเลเตอร์ (Accumulator) จะติดตั้งอยู่ระหว่างอีแวปอเรเตอร์และทางดูดของคอมเพรสเซอร์คอยกันไม่ให้สารทำความเย็นเหลวจากอีแวปอเรเตอร์ถูกดูดเข้าคอมเพรสเซอร์โดยตรง

2.5.2 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ

ในวัฏจักรการทำความเย็นประกอบด้วย การระเหย การควบแน่น และการหมุนเวียนของสารทำความเย็น (Refrigerant) ในระบบอย่างสม่ำเสมอ การระเหยกลายเป็นไอเกิดขึ้นเมื่อมีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ การควบแน่นจากไอเป็นของเหลวเกิดเมื่อมีความดันสูงและอุณหภูมิต่ำ



รูปที่ 2-3 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

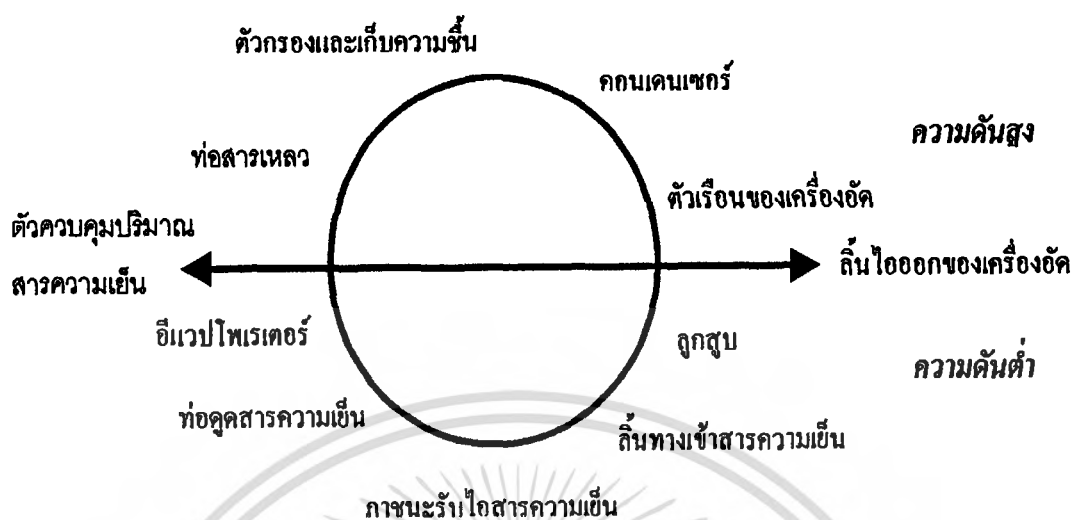
พิจารณาบทบาทแต่ละจุดของเครื่องทำความเย็นในรอบๆวัฏจักร โดยเริ่มที่ทางเข้าของอีแวपोเรเตอร์ (Evaporator)

สารทำความเย็น (Refrigerant) จะผ่านตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็น (Flow Control Valve) ซึ่งจะคอยควบคุมปริมาณสารทำความเย็นที่จะเข้าไปในอีแวโพเรเตอร์ และในเวลาเดียวกันจะเป็นตัวลดทั้งความดันและอุณหภูมิของสารทำความเย็นด้วย เมื่อสารทำความเย็นที่มีสถานะความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำไหลเข้าไปในอีแวโพเรเตอร์ที่วางอยู่ท่ามกลางภาระ (Load) ที่มีอุณหภูมิสูง ความร้อนจากภาระจะถ่ายเทมาสู่อีแวโพเรเตอร์ทำให้สถานะของสารทำความเย็นเปลี่ยนไปจากของเหลวกลายเป็นไอ

เมื่อสารทำความเย็นที่ไหลผ่านอีแวโพเรเตอร์เปลี่ยนสถานะเป็นไอแล้ว ที่ปลายของอีแวโพเรเตอร์จะต่อผ่านท่อดูด (Suction Line) ไปต่อกับด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ด้านดูดของเครื่องคอมเพรสเซอร์จะดูดไอของสารทำความเย็นเข้าไปแล้วอัดไอของสารทำความเย็นจนมีอุณหภูมิสูงและความดันสูง แต่ยังมีสถานะเป็นไออยู่ ไอที่ผ่านท่อจ่าย (Discharge Line) จะเข้าสู่คอนเดนเซอร์เพื่อถ่ายเทความร้อนที่สารทำความเย็นรับมาจากภาระถ่ายสู่อากาศหรือน้ำอีกทอดหนึ่ง และสารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะไปเป็นของเหลวซึ่งหมายความว่าสารทำความเย็นอยู่ในสภาพที่พร้อมจะใช้งานได้แล้ว จะถูกส่งไปจัดเก็บในถังน้ำยาเหลว

แต่เนื่องด้วยการประกอบระบบท่อของเครื่องทำความเย็น การดูด-อัดสารทำความเย็นของเครื่องคอมเพรสเซอร์ อาจมีความชื้นหรือสิ่งสกปรกชิ้นเล็กๆแปลกปลอมเข้าไปในระบบท่อ จึงให้มีที่กรองและเก็บความชื้น (Filter Drier) สารทำความเย็นเหลวที่ผ่านออกมาจะอยู่ในสภาพอุณหภูมิปานกลางและความดันสูง จากนั้นจะผ่านไปสู่ตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็นและจะวนเวียนอย่างนี้ต่อไปเรื่อยๆ

เมื่อพิจารณาวัฏจักรของเครื่องทำความเย็นอาจจะแบ่งได้เป็นสองส่วนคือ ด้านที่มีความดันสูงและด้านที่มีความดันต่ำ



รูปที่ 2-4 แสดงส่วนความดันสูงและความดันต่ำในวัฏจักรการทำความเย็น

ด้านที่มีความดันสูง (High Side) ประกอบด้วย ท่อทางส่งของคอมเพรสเซอร์, ท่อส่ง, คอนเดนเซอร์, ถังพักน้ำยาเหลว, ท่อของเหลว และทางเข้าของวาล์วควบคุมการไหล ความดันของน้ำยา ด้านความสูงนี้บางครั้งเรียกว่า ความดันทางคอนเดนเซอร์ (Condensing Pressure) หรือความดันของด้านอัด (Discharge Pressure)

ด้านที่มีความดันต่ำ (Low Side) ประกอบด้วย ทางออกของวาล์วควบคุมการไหล, อีวเอปโพเรเตอร์, ท่อดูด และทางดูดของคอมเพรสเซอร์ ความดันด้านต่ำนี้บางครั้งเรียกว่า ความดันทางอีวเอปโพเรเตอร์ หรือ ความดันด้านดูด (Back Pressure)

โดยสรุปในระบบทำความเย็นจะประกอบด้วยกระบวนการต่างๆคือ

1. ไอรระเหยของสารทำความเย็นถูกดูดผ่านท่อดูดเข้าคอมเพรสเซอร์และอัดจนเป็น ไอหรือก๊าซมีอุณหภูมิสูง ความดันสูงแล้วส่งออกจากท่อจ่ายไปสู่คอนเดนเซอร์
2. ไอของสารทำความเย็นที่ถูกอัดแล้วและถูกส่งมายังคอนเดนเซอร์จะได้รับการถ่ายเทความร้อนออกจนไอสารทำความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวที่ยังมีความร้อนปานกลางและความดันสูง ทั้งนี้ความร้อนที่ถูกถ่ายเทออกจะเป็นความร้อนแฝงเป็นส่วนมาก อุณหภูมิจึงไม่ค่อยลดมากนัก
3. สารทำความเย็นที่อยู่ในสภาพของของเหลวจะถูกส่งไปตามท่อของเหลวผ่านตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็น เข้าสู่อีวเอปโพเรเตอร์
4. ด้วยเหตุที่สารทำความเย็นที่ผ่านตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็นแล้ว ความดันจะลดลง หมายถึงอุณหภูมิจะลดลงด้วย และเมื่อสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำและความดันต่ำผ่านอีวเอปโพเร

เตอร์ ซึ่งวางอยู่ในตำแหน่งที่จะรับความร้อนจากภาระ ความร้อนนี้จะทำให้สารทำความเย็นเดือด กลายเป็นไอที่ด้านปลายของอีแวปอเรเตอร์อีก

5. ไอของสารทำความเย็นที่เกิดขึ้นเนื่องจากสารทำความเย็น ได้รับความร้อนผ่านอีแวปอเรเตอร์ จะถูกดูดให้ผ่านท่อดูดเข้าเครื่องอัดอีก

2.6 สารทำความเย็น (Refrigerant)

ในการกล่าวทั่วไป สารทำความเย็นก็คือ วัตถุหรือสารที่จะเป็นตัวรับความร้อนจากวัตถุหรือสารอื่น สำหรับระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ สารทำความเย็นซึ่งเป็นตัวทำงานอยู่ในรูปของการไหล (Working Fluid) ซึ่งจะดูดความร้อนในช่วงของการเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ และคายความร้อนในช่วงเปลี่ยนสถานะจากไอควบแน่นเป็นของเหลว ในการเลือกว่าสารใดจะใช้เป็นสารทำความเย็นนั้น จะต้องพิจารณาคุณสมบัติทางเคมี, ฟิสิกส์, และอุณหพลศาสตร์ ให้เหมาะสมกับระบบที่ใช้งาน

2.6.1 คุณสมบัติทั่วไปของสารทำความเย็น

สารทำความเย็นที่ใช้ในระบบเครื่องทำความเย็นมีหลายชนิดแล้วแต่ลักษณะของการใช้งาน คุณสมบัติของสารที่กล่าวถึงมิได้หมายความว่า สารทำความเย็นที่มีจำหน่ายจะมีคุณสมบัติครบทุกข้อ มีเพียงบางข้อที่น่าจะให้ความสำคัญสำหรับงานแต่ละประเภท แต่ที่สำคัญที่สุดคือความปลอดภัยของผู้ใช้ คุณสมบัติของสารทำความเย็นมีประเด็นที่ควรพิจารณาดังนี้

1. ไม่เป็นพิษ
2. ไม่เป็นวัตถุระเบิด
3. ไม่กัดกร่อนโลหะ
4. ไม่ติดไฟ
5. หากมีรอยรั่วสามารถตรวจพบได้ง่าย
6. สามารถหาตำแหน่งรั่วได้ง่าย
7. ใช้งานที่ความดันไม่สูงนัก
8. ขณะอยู่ในสภาพแก๊สต้องมีเสถียรภาพคงที่
9. ขณะอยู่ในสภาพของเหลวต้องไหลง่าย
10. ไม่มีพิษเป็นอันตรายกับระบบหายใจและผิวหนังของมนุษย์
11. มีความหนาแน่นน้อย เพื่อให้สะดวกกับการควบคุมปริมาณใช้งาน
12. มีค่าความร้อนแฝงต่อหน่วยน้ำหนักสูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.2 ชนิดของสารทำความเย็น

ด้วยเหตุที่สารทำความเย็นเป็นสารผสมจากสารหลายชนิด การเรียกชื่อ โดยตรงจึงไม่สะดวก สมาคมวิศวกรเครื่องทำความร้อน เครื่องทำความเย็นและการปรับอากาศ (The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers – ASHRAE) ได้กำหนดสารทำความเย็นแต่ละชนิดไว้เป็นตัวเลข โดยให้เป็น R-11, R-12, R-22 เป็นต้น R หมายถึง Refrigerant และตัวเลขที่ตามมา หมายถึง ชนิดของสารทำความเย็น

หมายเลขสารทำความเย็น	ชื่อและสูตรทางเคมี
R-11	Trichloromonofluoromethane CCl_3F
R-12	Dichlorodifluoromethane CCl_2F_2
R-22	Monochlorodifluoromethane CHClF_2
R-500	Azeotropic mixture of 78.3% of (R-12) and 26.2% of (R-152a)
R-502	Azeotropic mixture of 48.8% of (R-22) and 51.2% of (R-115)
R-503	Azeotropic mixture of 40.1% of (R-23) and 59.9% of (R-13)
R-504	Azeotropic mixture of 48.2% of (R-32) and 51.8% of (R-115)
R-717	Ammonia NH_3

ตารางที่ 2-1 ชนิดของสารทำความเย็นที่นิยมใช้

วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยได้แบ่งประเภทเครื่องทำความเย็น และประเภทของสารทำความเย็นไว้ดังนี้

- ประเภทของระบบทำความเย็น แบ่งตามน้ำหนักของสารทำความเย็นที่บรรจุในระบบดังนี้
- ประเภท ก ระบบที่บรรจุสารความเย็นหนัก 500 กก. หรือมากกว่า
- ประเภท ข ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 50 กก. แต่ไม่น้อยกว่า 500 กก.
- ประเภท ค ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 10 กก. แต่ไม่น้อยกว่า 50 กก.
- ประเภท ง ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 3 กก. แต่ไม่น้อยกว่า 10 กก.
- ประเภท จ ระบบที่บรรจุสารความเย็นน้อยกว่า 3 กก.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารทำความเย็นมีหลายประเภทแต่สารทำความเย็นที่ใช้ในปัจจุบันแบ่งเป็น 3 ประเภทดังนี้

2.6.2.1 ชนิดไม่ระคายเคืองและไม่ติดไฟ

ประเภท 1	R-744
ประเภท 2	R-11, R-12, R-30, R-113, R-114, R-115, R-152a, R-500, R-502

2.6.2.2 ชนิดติดไฟ

ประเภท 1	R-40, R-1130
ประเภท 2	R-160, R-170, R-290, R-600, R-601, R-611

2.6.2.3 ชนิดระคายเคือง

ไม่แบ่งประเภท R-764, R-717

โดยในโครงการนี้จะใช้สารทำความเย็น R- 22 ในการศึกษา

2.6.3 สารทำความเย็น R-22 (CHCLF₂)

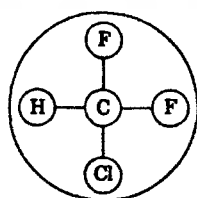
สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำความเย็นกลุ่มฟลูออโรคาร์บอนจึงไม่เป็นพิษ เหมาะจะใช้กับระบบทำความเย็นที่อุณหภูมิค่าที่ความดันบรรยากาศมีจุดเดือด -40.8 องศาเซลเซียส ในปัจจุบันใช้กับเครื่องปรับอากาศเพราะเครื่องอัดที่ใช้กับระบบนี้มีขนาดเล็กมาก

เมื่อเทียบกับสารทำความเย็น R-12 แล้ว สารทำความเย็น R-22 จะทำงานที่ความดันสูงกว่าและได้ความดันที่ล้นทางออกสูงกว่าในขณะที่ใช้กำลังขับเคลื่อนอัดเท่ากัน

ข้อดีที่เหนือกว่าสารทำความเย็น R-12 คือ ใช้เครื่องอัดที่เล็กกว่าเนื่องจากมีปริมาตรจำเพาะน้อยกว่า

ส่วนข้อที่ด้อยกว่าก็คือ สารทำความเย็น R-12 มีราคาต่ำกว่า และความดันในเครื่องอัดต่ำ และแนวโน้มในการรั่วไหลจะมีน้อยกว่า รวมถึงอุณหภูมิที่ทางออกของเครื่องอัดต่ำกว่าด้วย

สารทำความเย็น R-22 สามารถรวมกับน้ำมันได้ ซึ่งจะพบในส่วนควบแน่นของระบบ แต่จะแยกออกจากกัน ในอีแวปอเรเตอร์ อุณหภูมิสำหรับการแยกตัวนั้นขึ้นอยู่กับชนิดและปริมาณน้ำมันที่ผสมอยู่ในสารทำความเย็น



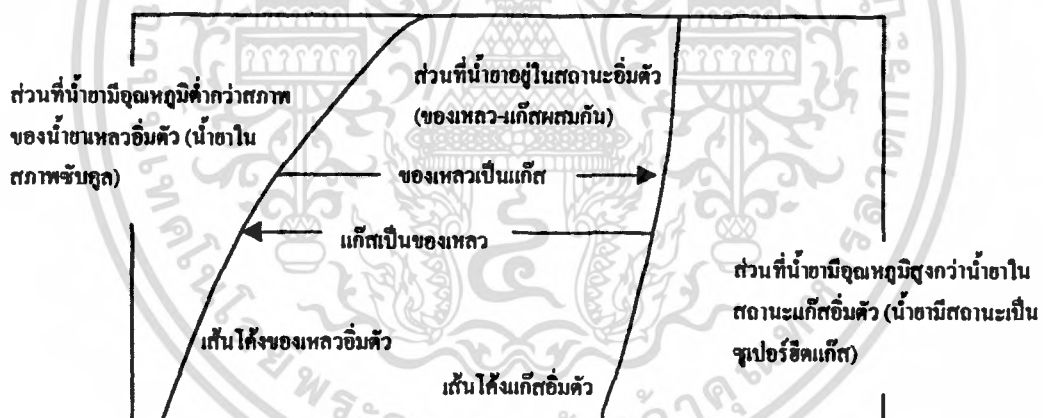
รูปที่ 2-5 โครงสร้างทางเคมีของ R-22

2.7 แผนภาพความดัน-เอนทัลปี

โดยปกติรูปแบบ โครงสร้างแผนภาพความดัน-เอนทัลปีของสารทำความเย็นจะคล้ายกัน แต่จะ
ใช้แทนกันไม่ได้เพราะค่าตัวเลขต่างกัน แผนภาพความดัน-เอนทัลปีของสารทำความเย็นชนิดไหนก็จะ
ใช้ได้เฉพาะกับสารทำความเย็นชนิดนั้น จะใช้กับระบบทำความเย็นที่ใช้สารทำความเย็นชนิดอื่นไม่ได้

โครงสร้างของแผนภาพความดัน-เอนทัลปีได้แสดงดังรูปที่ 2-6 ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็น 3 ส่วน
ดังนี้

1. ส่วนที่น้ำยามีสภาพอิ่มตัวซึ่งอยู่ตรงกลาง ส่วนนี้น้ำยาที่มีสภาพเป็นของเหลวพร้อมที่จะ
ระเหยหรือเดือดเปลี่ยนสถานะเป็นไอ ในทางกลับกันน้ำยาที่มีสถานะเป็นไอพร้อมที่จะกลั่นตัวเป็น
ของเหลว
2. ส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าสภาพของน้ำยาเหลวอิ่มตัวซึ่งอยู่ทางด้านซ้ายมือ น้ำยามีสถานะเป็น
ของเหลวอัดตัว (Subcooled)
3. ส่วนที่มีอุณหภูมิสูงกว่าสภาพของน้ำยาในสถานะไออิ่มตัว ซึ่งอยู่ทางด้านขวาของน้ำยา ซึ่งมี
สถานะเป็นไอ (Superheated)

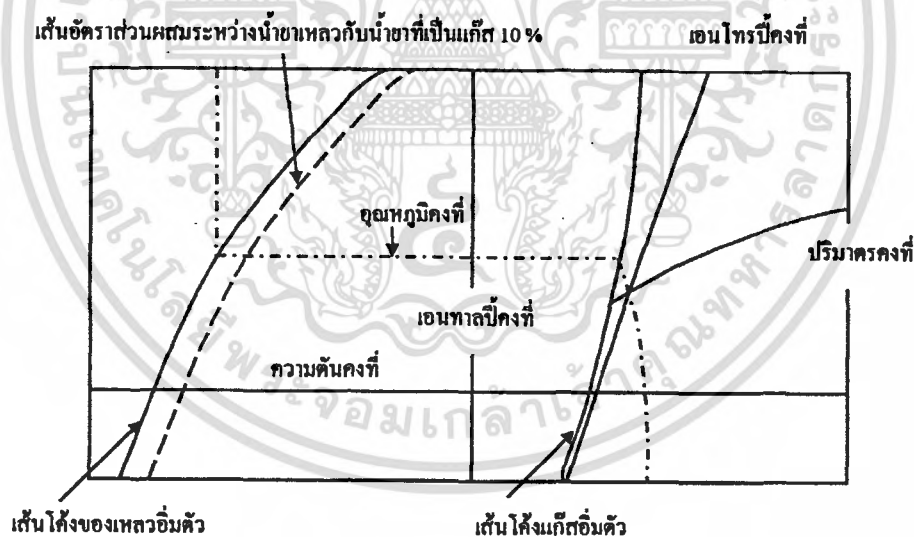


รูปที่ 2-6 โครงสร้าง P-h Diagram

รายละเอียดโครงสร้าง P-h Diagram แสดง โดยรูปที่ 2-7

1. เส้นความดันสมบูรณ์มีหน่วยเป็น psia เป็นเส้นที่อยู่ในแนวนอนตลอด
2. เส้นอัตราส่วนระหว่างน้ำยาเหลวกับน้ำยาที่เป็นไอ มีหน่วยเป็นเปอร์เซ็นต์เป็นเส้นโค้งในแนวตั้งซึ่งอยู่ในส่วนกลาง (เส้นประ) แต่ละเส้นจะบอกถึงจำนวนเปอร์เซ็นต์ของน้ำยาอิ่มตัวที่

- มีสภาพเป็นของเหลวพร้อมที่จะระเหย หรือเดือดเป็นไอ ในทางกลับกันไอที่จะกลั่นตัวเป็นของเหลวเส้นซ้ายมือสุดเป็นเส้นของเหลวอิ่มตัว ส่วนเส้นที่อยู่ขวาสุดเป็นเส้นไออิ่มตัว
3. เส้นอุณหภูมิมีหน่วยเป็น ฟาเรนไฮต์ เป็นเส้นประ เส้นอุณหภูมินี้จะอยู่ในแนวนอนเฉพาะที่น้ำยามีสภาพอิ่มตัวเท่านั้นเพราะอุณหภูมิจะสัมพันธ์กับความดัน และจะสูงขึ้นเมื่อน้ำยามีสภาพเป็นของเหลวอิ่มตัวหรือมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิจึง และจะต่ำลงเมื่อน้ำยามีสภาพเป็น ไอคงหรือมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิจึง
 4. เส้นเอนทัลปีคงที่ (Constant Enthalpy) มีหน่วยเป็น Btu/lb เป็นเส้นที่อยู่ในแนวตั้ง
 5. เส้นปริมาตรจำเพาะ (Constant Volume) มีหน่วยเป็น lb/ft³ เป็นเส้นโค้งในแนวนอนเอียงขึ้นเล็กน้อยอยู่ทางขวามือ ซึ่งอยู่ในส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าน้ำยาที่มีสภาพเป็นไออิ่มตัว
 6. เส้นเอนโทรปีคงที่ (Constant Entropy) มีหน่วยเป็น Btu/lb-R เป็นเส้นทแยงมุมในแนวตั้งแยกขึ้นจากเส้น ไออิ่มตัว ซึ่งอยู่ในส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าไออิ่มตัว เส้นนี้แสดงการอัดตัวของน้ำยาที่มีสภาพเป็นไอให้มีความดันสูงขึ้น ซึ่งเป็นผลให้มีอุณหภูมิต่ำขึ้น โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทาน



รูปที่ 2-7 โครงสร้าง P-h Diagram แสดงเส้นความดันคงที่ อุณหภูมิคงที่ ปริมาตรคงที่และเอนทัลปี

2.8 วงจรทางปฏิบัติของการทำความเย็น (Actual Vapor Compression Refrigerating Cycle)

ในระบบทอสารทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นจะมีความดันตก เนื่องจากความฝืดตามจุดต่างๆของระบบทอซึ่งจะต้องลดหรือขจัดให้ได้เพื่อให้การไหลของสารทำความเย็นเป็นไปได้อย่างสะดวก การสูญเสียของความดันมีทั้งที่อีแวปอเรเตอร์ที่คอนเดนเซอร์หรือตามข้อต่อต่างๆจึงจะพิจารณาแต่ละจุดดังนี้

1. ความดันตกในทอดูด (Suction Line) สภาพของสารทำความเย็นที่ผ่านพันอีแวปอเรเตอร์ ขึ้นอยู่กับองค์ประกอบต่างๆของอีแวปอเรเตอร์ และสภาพของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีแวปอเรเตอร์ ทำนองเดียวกัน ความดันตกในทอดูดในช่วงระหว่างอีแวปอเรเตอร์และคอมเพรสเซอร์มีส่วนช่วยให้สารทำความเย็นที่เข้าคอมเพรสเซอร์อยู่ในสภาพของไอ แต่มีข้อจำกัดอยู่โดยในหลักปฏิบัติ ขนาดของทอสารทำความเย็นมีผลต่อความดัน หากทอเล็กความดันสูญเสียหรือความดันตกคร่อมจะมาก ถ้าใช้ท่อโต ความดันสูญเสียจะน้อย แต่มีปัจจัยอื่นที่ควรพิจารณาคือ หากใช้ท่อโต ถ้าใช้จ่ายจะมาก โดยหลักเศรษฐศาสตร์ทางการค้าจะต้องให้สมดุลระหว่างความดันสูญเสียเปรียบเทียบกับราคาทอ ในงานเครื่องทำความเย็นความดันสูญเสียหรือความดันตกคร่อมเปรียบเทียบกับการลดลงของอุณหภูมิ ความดันตกในทอดูดเทียบเท่ากับการลดลงของอุณหภูมิไม่เกิน 2 องศาฟาเรนไฮด์ถือว่าเป็นการออกแบบที่เหมาะสม จากแผนภาพความดัน-เอนทัลปีความดันตกในทอดูดเกิดในลักษณะตามเส้นเอนทัลปีคงที่ ซึ่งปกติทอดูดจะมีฉนวนหุ้มเพื่อจำกัดความร้อนที่มาจากภายนอกรอบทอดูดมาเพิ่มให้กับสาร-ทำความเย็นที่กำลังจะเข้าเครื่องอัด

2. ความดันตกในทอจ่าย (Discharge Line) ความดันตกที่เกิดกับ ไอสารทำความเย็นร้อน หลังจากสารทำความเย็นถูกอัดแล้วและจ่ายออกมาตามทอจ่าย จากแผนภาพความดัน-เอนทัลปีจุดที่ความดันตกลงมาเป็นทางเข้าคอนเดนเซอร์ การเกิดความดันตกที่ทอจ่ายมีผลคือความดันของการควบแน่น (Condensing Pressure) ต่ำ

3. ความดันตกในทอของเหลว (Liquid Line) โดยหลักการแล้วความดันตกในทอของเหลวคือจากทางออกของสารทำความเย็นเหลวที่ส่วนท้ายของคอนเดนเซอร์ถึงตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็น ความดันนี้จะไม่มีผลต่อพลังงานความร้อนของระบบทำความเย็น แต่ถึงแม้จะไม่มีผลเสียหากมองข้ามไปอาจทำให้ระบบเครื่องทำความเย็นนั้นหย่อนประสิทธิภาพลง เพราะความดันในทอของเหลวที่ลดลงเป็นสาเหตุหนึ่งที่ทำให้เกิดไอขยายตัว (Flash Gas) ของสารทำความเย็นที่จะเข้าตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็น ด้วยเหตุที่ตัวควบคุมสารทำความเย็นออกแบบมาสำหรับเฉพาะสารทำความเย็นเหลว ถ้ามีไอขยายตัวปนอยู่ในสารทำความเย็น จะทำให้ปริมาณสารทำความเย็นที่ส่งผ่านตัว

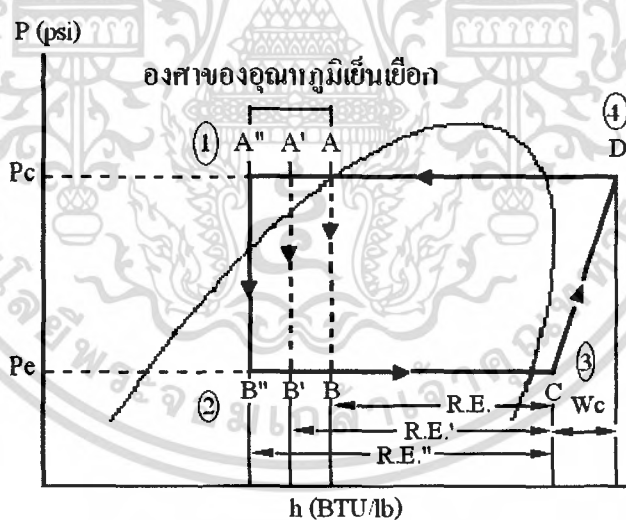
ควบคุมปริมาณสารทำความเย็นมีจำนวนไม่ถูกต้องโดยต่ำกว่าปริมาณใช้งานของระบบ ด้วยเหตุนี้การให้ระบบทำความเย็นมีอุณหภูมิของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ต่ำกว่าอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว (Subcooled Liquid) จึงเป็นสิ่งจำเป็น

4. ความดันตกในอีแวพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ การตกลงของความดันมีผลให้สถานะการถ่ายเทความร้อนที่อีแวพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์เปลี่ยนไป รวมถึงอัตราการถ่ายเทด้วย โดยเฉพาะอย่างยิ่งหากความดันจากคอนเดนเซอร์ตกมากเกินไป ความดันที่เหลือสู่ตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็นอาจไม่มากพอที่จะทำให้ตัวควบคุมทำงานตามปกติได้

5. อุณหภูมิของสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ถูกทำให้ต่ำกว่าอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว (Subcooled Liquid) ก่อนที่จะผ่านเข้าไปในวาล์วขยายตัว (Expansion valve) เพื่อให้ค่าการทำความเย็น (Refrigerating Effect, R.E.) ต่อหน่วยมวลของสารทำความเย็นเพิ่มขึ้น

6. ไอของสารทำความเย็นจะเป็นไอร้อนยวดยิ่งก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์เป็นการทำให้ค่าการทำความเย็นต่อหน่วยมวลสารทำความเย็นเพิ่มขึ้นอีก

2.9 สมการที่ใช้ในการคำนวณ



รูปที่ 2-8 แผนภูมิความดันและเอนทัลปีเปรียบเทียบวัฏจักรของเหลวอิ่มตัวกับต่ำกว่าของเหลวอิ่มตัว

คอมเพรสเซอร์ (Compressor) กำลังงานที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์สามารถหาได้จาก

$$w_c = (h_4 - h_3) \quad \dots(2.2)$$

- เมื่อ w_c คือ กำลังงานที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/min
 h_3 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนที่จะเข้าคอมเพรสเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb
 h_4 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb

คอนเดนเซอร์ (Condenser) ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกที่คอนเดนเซอร์หาได้จาก

$$q_c = m(h_4 - h_1) \quad \dots(2.3)$$

- เมื่อ q_c คือ ความร้อนที่ไอของสารทำความเย็นคายให้กับตัวกลางหล่อเย็นในเครื่องคอนเดนเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/min
 h_1 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb
 m คือ มวลของสารทำความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์มีหน่วยเป็น lb/min

อีแวปอเรเตอร์ (Evaporator) ค่าการทำความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์หาได้จาก

$$R.E. = (h_3 - h_2) \quad \dots(2.4)$$

เมื่อ Refrigeration Effect คือ ค่าการทำความเย็น มีหน่วยเป็น Btu/hr

- h_3 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าอีแวปอเรเตอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb
 h_2 คือ เอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปอเรเตอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb

ประสิทธิภาพของการทำความเย็น

$C.O.P.$ = ปริมาณค่าความเย็นที่ทำได้ / พลังงานที่ใช้ขับเคลื่อนเครื่องอัด

$$C.O.P. = \frac{R.E. \left(\frac{Btu}{hr} \right)}{w_c \left(\frac{Btu}{hr} \right)} \quad \dots(2.5)$$

อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio)

EER = ปริมาณค่าความเย็นที่ทำได้ / กำลังไฟฟ้าที่เครื่องอัด

$$EER = \frac{R.E. \left(\frac{Btu}{hr} \right)}{Watt} \quad \dots(2.6)$$

หลักการเปลี่ยนค่า $C.O.P.$ เป็น EER

$$\frac{0.293 Btu}{hr} = 1 Watt$$

เพราะฉะนั้น $1 Btu / hr = 3.412$

$$C.O.P. = \frac{Btu/hr}{Btu/hr} = \frac{Btu/hr}{3.412} = \frac{EER}{3.412} \quad \dots(2.7)$$

$$EER = \frac{Btu/hr}{Watt} = (C.O.P.)(3.412) \quad \dots(2.8)$$

81779

2.10 อุณหพลศาสตร์ (Thermodynamics)

หมายถึงปรากฏการณ์ของพลังงานหลายอย่าง โดยเฉพาะปรากฏการณ์ของการเปลี่ยนพลังงานความร้อนเป็นพลังงานอย่างอื่นหรือเปลี่ยนพลังงานอื่น ๆ เป็นพลังงานความร้อน

2.10.1 ระบบ (System)

ในที่นี้หมายถึงสิ่งที่มีขอบเขตอาจจะเป็นขอบเขตในจินตนาการ ซึ่งการกำหนดขอบเขตจะกำหนดที่ไหนก็ได้ขึ้นอยู่กับจุดประสงค์ว่าจะศึกษาคุณสมบัติใดที่จุดไหน

1. ระบบปิด คือ ระบบที่ไม่มีมวลไหลของมวล หมายถึง ในขณะที่เกิดการเปลี่ยนแปลงรูปของพลังงานเราสนใจเฉพาะตัวกลางที่อยู่ในขอบเขตของระบบเท่านั้น ซึ่งอาจจะมีพลังงานเคลื่อนที่เข้าหรือออกจากระบบก็ได้ แต่มวลในระบบจะต้องคงที่ เราอาจเรียกระบบนี้ว่า Control Mass System

2. ระบบเปิด คือ ระบบที่มีขนาดการเปลี่ยนแปลงรูปของพลังงาน มวลสารของตัวกลางจะมีการเคลื่อนที่ผ่านขอบเขตของระบบด้วยอัตราคงที่หรือไม่คงที่ก็ได้ และพลังงานอาจจะมีการเคลื่อนที่ผ่านขอบเขตของระบบก็ได้ เราอาจเรียกระบบนี้ว่า ระบบควบคุมปริมาตร (Control Volume System) ระบบเปิดแบ่งออกเป็น 2 ชนิดคือ

- ระบบที่มีการไหลสม่ำเสมอ (Steady Flow System) หมายถึง ระบบเปิดชนิดที่มีมวลของสารตัวกลางที่เข้าและออกจากระบบในช่วงเวลาหนึ่งเท่ากัน และในระบบนี้พลังงานที่สะสมอยู่ภายในระบบไม่เปลี่ยนแปลง

- ระบบที่มีการไหลไม่สม่ำเสมอ (Unsteady Flow System) หมายถึง ระบบเปิดชนิดที่มีมวลของสารตัวกลางที่เข้าและออกจากระบบในช่วงเวลาหนึ่งไม่เท่ากัน และในระบบนี้มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานที่สะสมอยู่ภายในระบบ

2.10.2 กฎข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์ (The first Law of Thermodynamics)

ก่อนหน้านี้เราได้รู้จักกับความร้อน (Heat) งาน (Work) และพลังงานความร้อน (Total Energy) กันมาแล้ว ต่อจากนี้เราจะพูดถึงความสัมพันธ์กันของค่าทั้งสาม กฎข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์ (The first Law of Thermodynamics) หรือเรียกง่าย ๆ ว่า กฎทรงพลังงาน (Conservation of Energy) ซึ่งกล่าวว่าพลังงานไม่สามารถสร้างหรือทำลาย แต่สามารถเปลี่ยนแปลงรูปได้

สำหรับระบบปิด หรือ ควบคุมมวลจะได้ว่า

$$\begin{array}{l} \text{ผลรวมสุทธิของพลังงานที่ถ่ายเท} \\ \text{สู่ระบบในรูปของความร้อนและพลังงาน} \end{array} = \begin{array}{l} \text{ค่าที่เพิ่มขึ้นสุทธิ (หรือลดลง)} \\ \text{ของพลังงานรวมของระบบ} \end{array}$$

หรือ
$$Q - W = \Delta E \quad \text{.....(2.9)}$$

Q = การถ่ายเทความร้อนผ่านขอบเขต ($= \Sigma Q_{in} - \Sigma Q_{out}$)

W = งานสุทธิที่ป้อนให้กับระบบ (ทุกรูปแบบ) ($= \Sigma W_{out} - \Sigma W_{in}$)

ΔE = การเปลี่ยนแปลงสุทธิของพลังงานรวมของระบบ ($= E_2 - E_1$)

จากสมการข้างต้น เมื่อพิจารณารูปของปริมาณต่อมวล แล้วจะได้ว่า

$$q - w = \Delta e \quad [\text{kJ/kg}] \quad \text{.....(2.10)}$$

จากสมการข้างต้น เมื่อพิจารณารูปของปริมาณต่อเวลา แล้วจะได้ว่า

$$Q - W = \frac{dE}{dt} \quad [\text{kW}] \quad \text{.....(2.11)}$$

จากความรู้เบื้องต้นทำให้เราทราบว่า พลังงานรวมของระบบ (E) สามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ส่วนด้วยกันคือ พลังงานภายใน (Internal Energy : U), พลังงานจลน์ (Kinetic Energy : KE) และ พลังงานศักย์ (Potential Energy : PE) ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงพลังงานภายในของระบบในขบวนการสมการแสดงได้โดยผลรวมของค่าที่เปลี่ยนแปลงไปของพลังงานภายใน, พลังงานจลน์ และ พลังงานศักย์

$$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad \text{.....(2.12)}$$

แทนสมการ (2.12) ลงในสมการ (2.9) จะได้

$$Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE \quad [\text{kJ}] \quad \text{.....(2.13)}$$

ซึ่ง
$$\Delta U = \dot{m}(u_2 - u_1)$$

$$\Delta KE = \frac{1}{2} \dot{m}(v_2^2 - v_1^2)$$

$$\Delta PE = \dot{m}g(z_2 - z_1)$$

ระบบโดยส่วนใหญ่แล้ว ระบบปิดโดยส่วนใหญ่จะเป็นระบบที่อยู่กับที่ (Stationary) จะไม่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็วและระดับความสูง ซึ่งจะได้ว่าการเปลี่ยนแปลงของพลังงานศักย์ และพลังงานจลน์มีค่าน้อยมากจนถือว่าตัดออกได้ และจะทำให้กฎข้อที่ 1 ลดรูปเหลือ

$$Q - W = \Delta U \quad \dots(2.14)$$

2.11 เอนทัลปี (Enthalpy)

คือคุณสมบัติอย่างหนึ่งของสารทางอุณหพลศาสตร์ มีค่าเท่ากับผลรวมของพลังงานภายในและพลังงานเนื่องจากการไหล

$$H = U + PV \quad \dots(2.15)$$

และสามารถเขียนให้อยู่ในรูปของการเปลี่ยนแปลงของพลังงานภายใน และพลังงานเนื่องจากการไหลได้คือ

$$\Delta H = H_1 - H_2 = (U_2 + P_2V_2) - (U_1 + P_1V_1)$$

$$\Delta H = \Delta U + \Delta PV$$

หรือ

$$dH = dU + dPV$$

แล้วยังหาได้จาก

$$H = mC_p \Delta T \quad \dots (2.16)$$

หรือในรูปผลต่างจะได้

$$\Delta H = mC_p \Delta T$$

$$dH = mC_p dT$$

2.12 ก๊าซอุดมคติ (Ideal Gas)

มีชื่อเรียกกันอีกอย่างหนึ่งว่า Perfect Gas หมายถึง ก๊าซชนิดเดียว ถ้านับในทางทฤษฎีอากาศไม่ได้เป็นก๊าซอุดมคติ แต่ถ้าในทางปฏิบัติถือว่า อากาศเป็นก๊าซอุดมคติชนิดหนึ่ง ก๊าซทั้งหลายที่นับเป็นก๊าซอุดมคติก็ต่อเมื่อ อุณหภูมิของก๊าซชนิดนั้นสูงกว่าอุณหภูมิที่จุดเดือดมากๆ ใอน้ำจะถือเป็นก๊าซอุดมคติก็ต่อเมื่อความดันใกล้เคียงกับความดันบรรยากาศ และมีความหนาแน่นต่ำ

2.13 คุณสมบัติของอากาศเปียก (Moist Air Properties)

อากาศในบรรยากาศทั่วไปจะเป็นการผสมกันระหว่างอากาศแห้ง (Dry Air) รวมตัวเข้ากับไอน้ำ ในส่วนของอากาศแห้งจะเกิดจากการรวมตัวกันของก๊าซต่างๆ เช่น ไนโตรเจน ออกซิเจน อาร์กอน และ คาร์บอนไดออกไซด์ สำหรับในส่วนของไอน้ำในอากาศจะสามารถมีจำนวนของไอน้ำได้ตั้งแต่ศูนย์ ไปจนกระทั่งมากที่สุดที่อากาศสามารถมีได้ ณ อุณหภูมิและความดันของอากาศจุดต่างๆที่ทำการพิจารณา ซึ่งในกรณีหลังนี้อาจเรียกว่า อากาศอิ่มตัว (Saturated Air)

2.13.1 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (dry bulb temperature, DB)

หมายถึงอุณหภูมิที่อ่านจากเทอร์โมมิเตอร์กระเปาะแห้ง ในการจัดจะต้องให้กระเปาะอยู่ในที่อากาศถ่ายเทสะดวก เพื่อให้ค่าที่อ่านได้ถูกต้องและป้องกันค่าที่ผิดพลาดจากการแผ่รังสี

2.13.2 อุณหภูมิกระเปาะเปียก (wet bulb temperature, WB)

หมายถึงอุณหภูมิที่อ่านจากเทอร์โมมิเตอร์ที่กระเปาะหุ้มด้วยผ้าที่ชื้น โดยมีกระแสลมที่มีความเร็วระหว่าง 5 และ 10 เมตรต่อวินาทีพัดผ่านกระเปาะ

2.13.3 อุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew Point Temperature) คืออุณหภูมิแรกเมื่อมีการกลั่นตัวเกิดขึ้น หลังจากอากาศถูกให้ความเย็น ณ ความดันและความชื้นคงที่

2.14 ตัวแปรเสริมพื้นฐาน (Fundamental Parameters)

ความดันของอากาศเปียก (Total Pressure of Moist Air) คือ ผลรวมของความดันส่วนที่เป็นอากาศแห้งและส่วนที่เป็นไอน้ำ

$$P = P_a + P_v \quad \dots(2.17)$$

ความชื้นสมบูรณ์ (Absolute Humidity : ω) หรือในบางครั้งเรียกว่า ความชื้นจำเพาะ (Specific Humidity) คืออัตราส่วนโดยมวลของไอน้ำ (m_v) ต่ออากาศแห้ง (m_a)

$$\omega = \frac{m_v}{m_a} \quad \dots(2.18)$$

ความชื้นสัมพัทธ์ (Relative Humidity : ϕ) คืออัตราส่วนโดยโมล (Mole fraction) ของไอน้ำในอากาศเปียก (X_v) ต่อมวลของไอน้ำในอากาศอิ่มตัว (X_g) ที่อุณหภูมิและความดันเดียวกัน

$$\phi = \left. \frac{X_v}{X_g} \right|_{\tau, P} \quad \dots(2.19)$$

ซึ่งสำหรับก๊าซในอุดมคติ โมลจะเท่ากับอัตราส่วนความดันย่อยของแต่ละองค์ประกอบ นั่นคือ

$$X_v = \frac{P_v}{P} \quad \dots(2.19 a)$$

$$X_g = \frac{P_g}{P} \quad \dots(2.19 b)$$

ดังนั้นความชื้นสัมพัทธ์สามารถจัดให้อยู่ในรูป

$$\phi = \left. \frac{P_v}{P_g} \right|_{\tau, P} \quad \dots(2.20)$$

โดยกฎก๊าซอุดมคติ (Perfect Gas Law) สามารถหาความชื้นสัมพัทธ์ และความชื้นสัมบูรณ์ได้

$$m_v = \frac{P_v V}{RT} = \frac{P_v V M_v}{RT} \quad \dots(2.21)$$

และ

$$m_a = \frac{P_a V}{RT} = \frac{P_a V M_a}{RT} \quad \dots(2.22)$$

ดังนั้น
$$\omega = \frac{M_v P_v}{M_a P_a} \quad \dots(2.23)$$

ซึ่งจะมีค่าเท่ากับ

$$\omega = 0.6219 \frac{P_v}{P_a} \quad \dots(2.23 a)$$

$$\omega = 0.6219 \frac{P_v}{P - P_v} \quad \dots(2.23 b)$$

เพราะฉะนั้นจะได้ความสัมพันธ์ระหว่างความชื้นสัมพัทธ์และความชื้นสัมบูรณ์

$$\phi = \frac{\omega P}{(0.6219 + \omega) P_g} \quad \dots(2.24)$$

เอนทัลปีของอากาศเปียก เป็นผลรวมของเอนทัลปีของไอน้ำและอากาศแห้ง เทียบกับมวลของอากาศแห้ง

$$h = h_a + \omega h_v \quad \dots(2.25)$$

ซึ่งค่าเอนทัลปีจะเป็นฟังก์ชันของอุณหภูมิเพียงอย่างเดียว ทำให้สามารถจัดรูปของเอนทัลปีของอากาศเปียกใหม่เป็น

$$h = C_p T + \omega h_g \quad \dots(2.26)$$

โดยที่ C_p คือค่าความร้อนจำเพาะ (*Specific heat*) สำหรับอากาศจะมีค่า $1.005 \text{ kJ/kg}\cdot\text{C}$

2.15 แผนภูมิไซโครเมตริก (Psychrometric chart)

แผนภูมิไซโครเมตริกเป็นกราฟซึ่งแสดงคุณสมบัติของอากาศ แสดงในรูป ค่าที่กำหนดในแผนภูมิเป็นค่าที่ได้จากอากาศมาตรฐานและที่ความกดดันของบรรยากาศ

ตารางรูปที่ 2-9 เป็นการแสดงให้เห็นถึงโครงสร้างต่างๆ ไปของแผนภูมิไซโครเมตริก และคุณสมบัติพื้นฐานบางอย่างของอากาศ

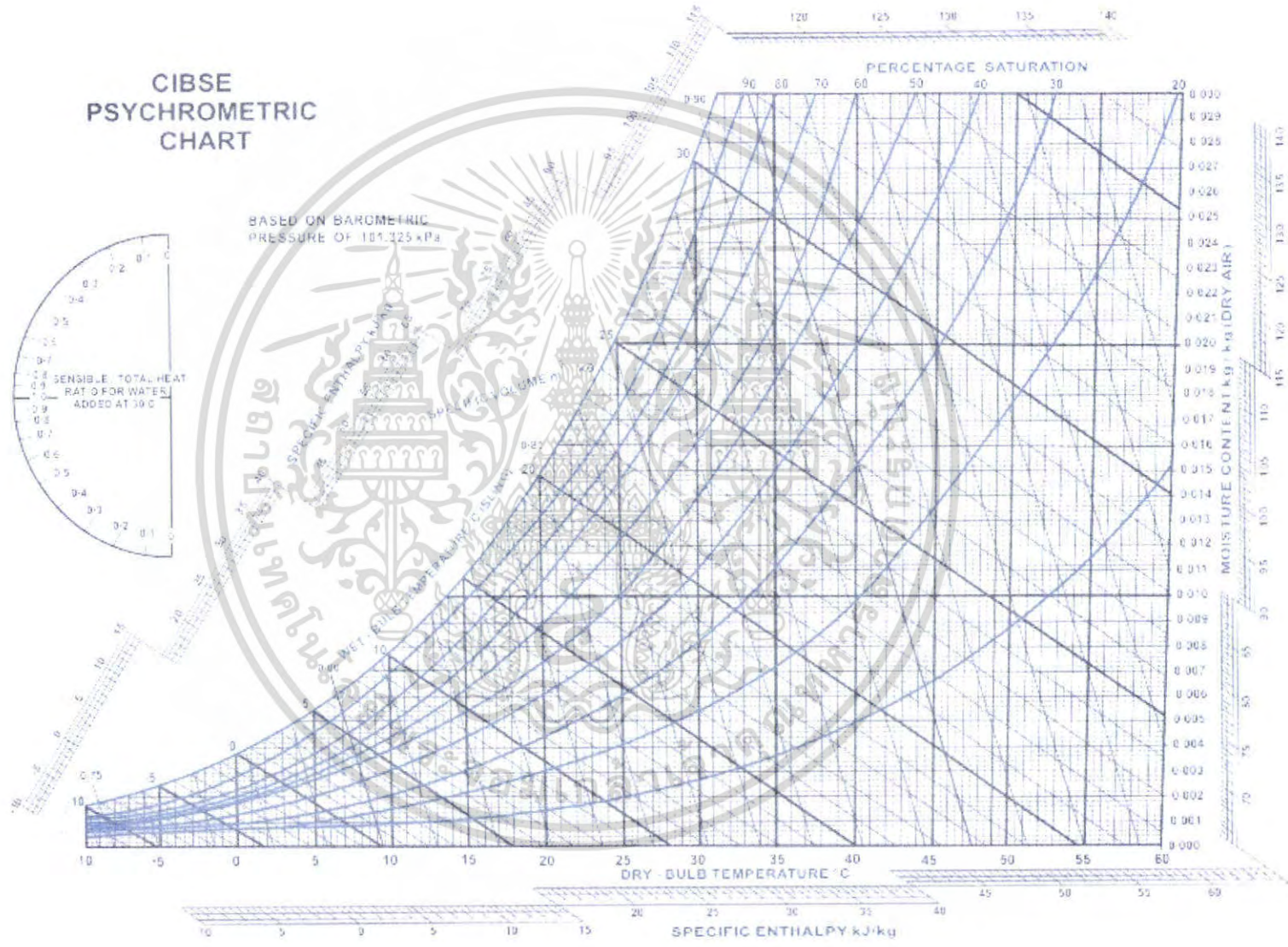
1. เส้นในแนวตั้งของแผนภูมิเป็นเส้นอุณหภูมิ DB คงที่
2. เส้นในแนวราบเป็นเส้นอุณหภูมิ DP คงที่ และอัตราส่วนความชื้น
3. เส้นที่ลากทแยงมุม เป็นเส้นอุณหภูมิ WB คงที่
4. เส้นที่ลาดในแนวตั้งแต่เฉียงมาทางด้านขวาเป็นเส้นปริมาตรจำเพาะคงที่

5. เส้นโค้งที่ลากจากด้านล่างซ้ายมือไปยังด้านขวามือบนแผนภูมิเป็นเส้นความชื้นสัมพัทธ์ (RH) และเส้นส่วนโค้งทางซ้ายสุดของแผนภูมิเป็นส่วน 100% RH และเป็นที่ยึดกันเป็นเส้นอิมิตัว อากาศที่สภาวะเช่นนี้
6. เส้นโค้งหักเห (Deviation curve) เป็นเส้นของเอนทัลปีที่ผิดไปจาก เอนทัลปีจำเพาะ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 2-9 แผนภูมิไซโครเมตริก



3-224 PHYSICAL AND CHEMICAL DATA

รูปที่ 2-10 แผนภูมิความดัน-เอนทัลปีของน้ำยา R-22

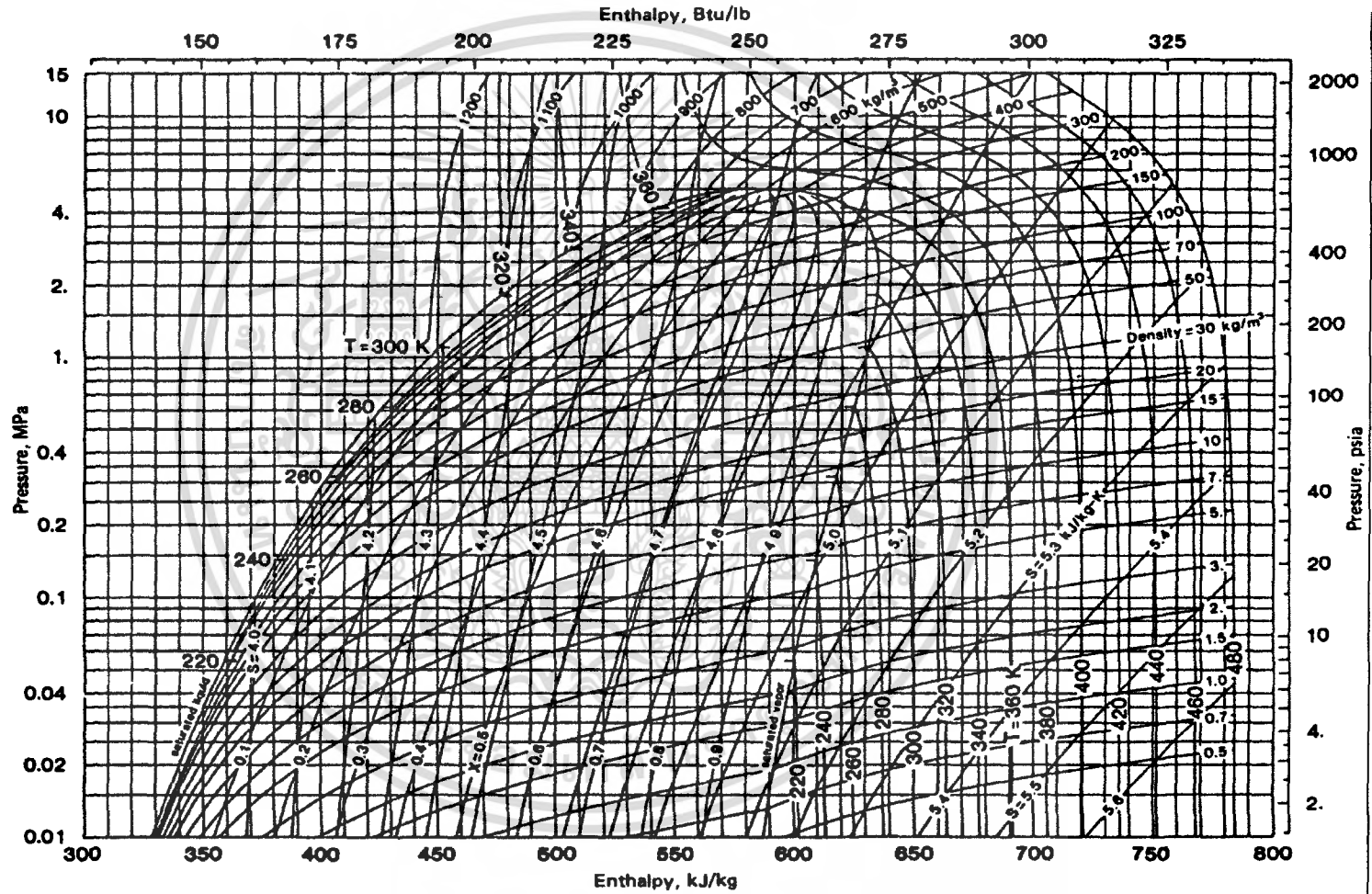


FIG. 3-35 Enthalpy-log-pressure diagram for Refrigerant 22. 1 MPa = 10 bar. (Copyright 1981 by the American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers and reproduced by permission of the copyright owner.)

2.16 กระบวนการปรับอากาศ (Air conditioning Process)

2.16.1 อัตราส่วนความร้อนสัมผัส (Sensible Heat Factor : SHF)

หมายถึง สมรรถนะของอีแวปอเรเตอร์ในการลดความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) เมื่อเปรียบเทียบกับสมรรถนะในการทำความเย็นของอีแวปอเรเตอร์ทั้งตัว โดยการลดอุณหภูมิลงของอากาศที่อยู่ในบริเวณที่จะปรับอากาศสัมผัสกับความชื้นในอากาศ ด้วยเหตุที่งานปรับอากาศเป็นงานปรับทั้งอุณหภูมิและความชื้นเพื่อให้เหมาะสมกับผู้ที่อยู่ในห้องปรับอากาศ ดังนั้นความร้อนที่ถ่ายเทออกจากห้องจึงต้องมีความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง โดยหากให้อุณหภูมิของอากาศลดลงแต่เมื่อน้ำในอากาศยังมีเท่าเดิม เป็นการลดความร้อนสัมผัส (Sensible Heat) แต่ด้วยเหตุที่อุณหภูมิของอากาศมีผลต่อจำนวนเมื่อน้ำในอากาศ ถ้าอุณหภูมิลดลงจนถึงจุดน้ำค้าง (Dew Point) เมื่อน้ำในอากาศจะรวมตัวกันเป็นหยดน้ำ ความร้อนในอากาศจะถูกถ่ายเท ในช่วงนี้จะเป็นความร้อนแฝง (Latent Heat) กล่าวโดยสรุป อากาศที่ถูกลดอุณหภูมิอย่างเดียวนั้นเป็นการถ่ายเทความร้อนสัมผัส หากเป็นการลดความชื้นในอากาศโดยอุณหภูมียังคงเดิมเป็นการถ่ายเทความร้อนแฝง ดังนั้นหากอีแวปอเรเตอร์มีสมรรถนะในการทำความเย็น 1 ตัน (12,000 Btu/hr) และมีอัตราส่วนความร้อนสัมผัส 0.85 หมายความว่า อีแวปอเรเตอร์มีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนสัมผัส 10200 Btu/hr (85% ของ 12,000 Btu/hr) และมีความสามารถในการถ่ายเทความร้อนแฝง 1,800 Btu/hr (12,000-10,200) ปกติการกำหนดอัตราส่วนของความร้อนสัมผัสขึ้นอยู่กับสภาพและคุณภาพของอากาศ

2.16.2 กระบวนการทำความร้อนหรือทำความเย็นของอากาศ (Heating or Cooling of Moist Air)

เมื่ออากาศถูกเพิ่มความร้อนหรือทำให้เย็นลง โดยไม่มีการสูญเสียหรือเพิ่มขึ้นของปริมาณความชื้นในอากาศ ในแผนภูมิไซโครเมตริกกระบวนการจะดำเนินเป็นเส้นตรงตามแนวอนเนื่องมาจากความชื้นสัมบูรณ์คงที่ตลอดกระบวนการ กระบวนการเช่นนี้สามารถเกิดขึ้นเมื่ออากาศเป็ยกไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger)

ในการเพิ่มความเย็น ถ้าอุณหภูมิผิว (Surface Temperature) มีค่าน้อยกว่าอุณหภูมิที่จุดน้ำค้าง (Dew Point Temperature) ของอากาศเป็ยกแล้ว การลดความชื้น (Dehumidification) จะเกิดขึ้น

โดยปริมาณความร้อนที่เพิ่มหรือลดลงของกระบวนการสามารถหาได้จากสมการ

$$\dot{q} = \dot{m}_a C_p (T_1 - T_2) \quad \dots(2.27)$$

สำหรับในระบบห้องวัดความร้อน กระบวนการทำความร้อนจะเกิดขึ้นที่จุดควบคุมอุณหภูมิอากาศ เพื่อต้องการให้ความร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับระบบ

2.16.3 กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นของอากาศ (Cooling and Dehumidifying of Moist Air)

เมื่ออากาศถูกทำให้เย็นลง จนอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้าง (Dew Point Temperature) ใบบางส่วนจะกลั่นตัวออกไปจากอากาศเปียก ซึ่งส่วนของความชื้นในอากาศจะลดลง

ถึงแม้ว่าระหว่างกระบวนการที่เกิดขึ้นจริงจะเกิดการแปรผันของคุณสมบัติต่างๆของอากาศตามชนิดของพื้นที่ผิว อุณหภูมิที่ผิว และอัตราการไหลแต่ในส่วนของการถ่ายเทมวลและพลังงานสามารถพิจารณาคุณสมบัติต่างๆของอากาศได้ ณ จุดอ้างอิง นั่นคือจุดเริ่มต้นและจุดสุดท้าย

ความร้อนที่ใช้ในกระบวนการนี้ เป็นผลรวมของส่วนการถ่ายเทความร้อนสัมผัส (Sensible Heat : q_s) และความร้อนแฝง (Latent Heat : q_l) ที่ซึ่งการถ่ายเทความร้อนสัมผัสนั้นเกี่ยวข้องกับการลดอุณหภูมิลงของอุณหภูมิกะเปาะแห้ง และการถ่ายเทความร้อนแฝงจะเกี่ยวข้องกับการลดลงของความชื้นสัมบูรณ์ สามารถกำหนดโดย

$$\dot{q}_s = \dot{m}_a C_p (T_1 - T_2) \quad \dots\dots (2.28)$$

และ

$$\dot{q}_l = \dot{m}_a (\omega_1 - \omega_2) h_{fg} \quad \dots\dots (2.29)$$

นอกจากนั้นแล้ว ยังสามารถกำหนดค่าของความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงได้ และจัดรูปได้ใหม่เป็น

$$\dot{q}_s = \dot{m}_a (h_a - h_2) \quad \dots\dots (2.30)$$

$$\dot{q}_l = \dot{m}_a (h_1 - h_a) \quad \dots\dots (2.31)$$

ซึ่งผลรวมของความร้อนทั้งหมดหาได้จาก

$$q = q_s - q_l$$

$$= \dot{m}_a(h_1 - h_a) \quad \dots(2.32)$$

ค่าอัตราส่วนภาวะ (Sensible Heat Factor : *SHF*) คืออัตราส่วนความร้อนสัมผัสต่อความร้อนรวมทั้งหมด

$$SHF = \frac{q_s}{q_s + q_l} \quad \dots(2.33)$$

จากสมการ (2.29) และ (2.32)

$$SHF = \frac{C_p(T_1 - T_2)}{h_1 - h_2} \quad \dots(2.34)$$

สำหรับกระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นนี้เป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นบริเวณเขตท่อทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศนั่นเอง และอัตราการไหลของมวลอากาศแห้งที่ไหลผ่านกระบวนการนี้หาได้จาก

$$\dot{m}_a = \frac{q_{total}}{h_1 - h_2} \quad \dots(2.35)$$

จากการพิจารณาการสมดุลมวลที่บริเวณทางเข้าและทางออกจากระบบ สามารถพิจารณาหา มวลในส่วนที่เป็นไอน้ำและอากาศได้คือ

$$\dot{m}_w = \dot{m}_a(\omega_1 - \omega_2) \quad \dots(2.36)$$

2.16.4 กระบวนการทำความร้อนและเพิ่มความชื้น (Heating and Humidifying of Moist Air)

อากาศจะถูกเพิ่มทั้งความร้อนและความชื้นสัมพัทธ์ ทำให้อุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้งสูงขึ้น เนื่องจากความร้อนที่เพิ่มให้ระบบจะเพิ่มทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง

กระบวนการทำความร้อนและเพิ่มความชื้น จะเป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นกับชุดควบคู่ ความชื้นในห้องทดสอบ เพื่อเป็นการเพิ่มความชื้นให้กับภาวะของห้อง เมื่อปริมาณความชื้นภายในห้องทดสอบลดลง เนื่องจากการกลั่นตัวขึ้นจากกระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นที่บริเวณเขตท่อทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศ

จากสมการมวลและการสมดุลพลังงาน สามารถพิจารณาหาความร้อนทั้งหมดที่เกิดขึ้นที่จุดควบคุมความชื้น ด้วยสมการ

$$\dot{Q} = \dot{m}_a [(h_2 - h_1) + h_{f_2} (\omega_2 - \omega_1)]$$

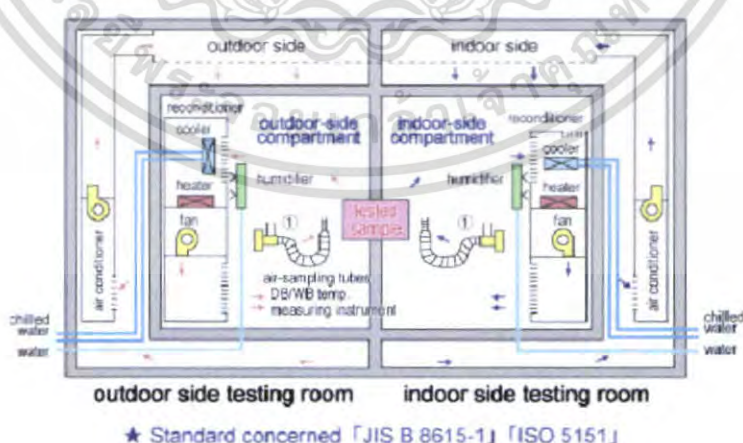
$$\dot{Q} = \dot{m}_a C_p (T_2 - T_1) + \omega_2 h_{fg} + \omega_1 (h_{f_2} - h_{g_1}) \quad \dots (2.27)$$

2.17 ระบบห้องวัดความร้อน (Room Calorimeter System)

ในการทดสอบอุปกรณ์ต่างๆ ในระบบทำความเย็นจำเป็นต้องมีการควบคุมสภาพอากาศอย่างเที่ยงตรงแม่นยำ และเมื่อใดที่ต้องการวัดค่าความจุความร้อน และ/หรือสมรรถนะในการปฏิบัติของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น ห้องวัดความร้อนมักถูกนำมาใช้เสมอ ห้องวัดความร้อนที่ใช้มีอยู่ 2 แบบคือ

2.17.1 ห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลให้กับบรรยากาศโดยรอบ (Balance Ambient Room Type Calorimeter) (รูปที่ 2-11) ห้องวัดความร้อนนี้มีการควบคุมความร้อนสูญเสียอย่างได้ผล โดยแบ่งออกเป็นส่วนของห้องชั้นใน (Room-Side Compartment) และส่วนของห้องชั้นนอก (Outdoor-Side Compartment) บรรยากาศแวดล้อมของห้องทั้งสองจะถูกควบคุมไว้ให้มีค่าใกล้เคียงกันมากที่สุดเท่าที่จะทำได้ ระหว่างห้องทั้ง 2 ส่วนนี้จะถูกกั้นไว้อย่างดีเพื่อป้องกันอากาศรั่วไหลระหว่างทั้ง 2 ส่วน

เครื่องมือ และอุปกรณ์ต่างๆ ที่แสดงไว้ในส่วนย่อยนั้นจุดประสงค์เพื่อรักษาสมดุลของอุณหภูมิและความชื้น ซึ่งจะกล่าวโดยละเอียดในบทที่ 4



รูปที่ 2-11 แสดงห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลให้กับบรรยากาศโดยรอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.17.2 ห้องวัดความร้อนแบบสอบเทียบ (Calibrated Room Type Calorimeter) ในกรณีนี้ ด้านบน, ด้านล่าง และด้านข้าง จะต้องมีการบุงนนวนทุกด้านเพื่อป้องกันมิให้มีความร้อนสูญเสียจากบรรยากาศโดยรอบ โดยกำหนดไว้ไม่เกิน 5.0% ของความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องที่ทดสอบ การทดสอบจะดำเนินไปโดยจะมีการสูญเสียความร้อนสู่บรรยากาศโดยรอบเป็นค่าคงที่ค่าหนึ่ง ซึ่งจะมีผลในการคำนวณค่าต่างๆ ด้วย ซึ่งค่าคงที่ของการสูญเสียความร้อนจะสามารถหาได้โดยการทำการสมดุลพลังงานของระบบนี้

ห้องวัดความร้อนต้องมีขนาดเพียงพอที่จะทดสอบเครื่องปรับอากาศขนาดต่างๆ โดยให้อากาศไหลเข้าและส่งออกจากรองปรับอากาศได้โดยสะดวก ตามตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 แสดงขนาดของห้องวัดความร้อน (ISO 5151)

ขีดความสามารถทำความเย็นที่ กำหนดสูงสุดของเครื่อง(W)	ความกว้าง(mm) ต่ำสุด	ความสูง(mm) ต่ำสุด	ความลึก(mm) ต่ำสุด
3000	2400	2100	1800
6000	2400	2100	2400
9000	2700	2400	3000
12000	3000	2400	3700

จากคุณสมบัติของห้องทดสอบชนิดที่กล่าวมาแล้วจะพบว่าห้องวัดความร้อนแบบปรับให้สมดุลกับบรรยากาศโดยรอบ มีความได้เปรียบกว่าห้องแบบสอบเทียบอยู่หลายประการเช่น

-ห้องแบบสอบเทียบจะมีความร้อนที่รั่วไหลออกจากผนังทุกด้านของห้อง ส่วนของแบบปรับสมดุลกับบรรยากาศ จะมีความร้อนรั่วไหลเพียงผนังกั้นกลางระหว่างห้องทั้งสองเท่านั้น ทำให้ง่ายต่อการควบคุมอุณหภูมิ และง่ายต่อการคำนวณ

-ในการบุงนนวนกับความร้อนจะกระทำเพียงผนังกั้นกลางเท่านั้น แต่ห้องวัดแบบสอบเทียบจะต้องบุงนนวนทุกด้านอย่างดี เพราะมีผลกับค่าความผิดพลาดที่เกิดขึ้น

2.18 การสมดุลพลังงาน (Balance Energy)

จากคุณสมบัติของการถ่ายเทความร้อนที่กล่าวว่า เมื่ออุณหภูมิระหว่างผิวทั้ง 2 ด้านของระบบมีค่าเท่ากันแล้วจะไม่เกิดการถ่ายเทความร้อน จากคุณสมบัติดังกล่าวเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับห้อง

ทดสอบที่ได้สร้างขึ้น จึงสามารถที่จะตั้งสมมติฐานได้ว่าจะไม่มีการถ่ายเทความร้อนจากห้องชั้นในสู่ห้องชั้นนอก ซึ่งจะเหลือเพียงการถ่ายเทความร้อนระหว่างห้องชุดอีแวปอเรตติ้งผ่านผนังกั้นกลาง ไปสู่ห้องชุดคอนเดนซึ่งเพียงค่าเดียว ($Q_{loss} = 0$)

เมื่อพิจารณาถึงพลังงานศักย์ และพลังงานจลน์ของห้องทดสอบจะพบว่าสามารถที่จะตัดออกได้ เนื่องจากระบบไม่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็ว และระดับความสูง ($\Delta KE = 0, \Delta PE = 0$)

จากการทำงานของห้องชุดอีแวปอเรตติ้ง จะพบว่าสภาพอากาศภายในห้องอยู่ภายใต้เงื่อนไขของสถานะสม่ำเสมอ (Steady State) ซึ่งจะทำให้ค่าพลังงานภายในของระบบไม่เปลี่ยนแปลง ($\Delta U = 0$) ซึ่งจะทำให้กฎข้อที่ 1 ของอุณหภูมิตศาสตร์ลดรูปเหลือเพียง

$$Q - W = 0$$

และ
$$\dot{Q} - \dot{W} = 0 \quad \dots(2.28)$$

พิจารณาที่ชุดควบคุมความชื้นจะพบว่าสามารถถ่ายความร้อนให้กับระบบเป็นจำนวน

$$q_h = C_p \Delta T$$

หรือ
$$\dot{Q}_h = \dot{m} C_p \Delta T$$

ซึ่ง
$$\Delta h = C_p \Delta T$$

จะได้ว่า
$$\dot{Q}_h = \dot{m} \Delta h \quad \dots(2.29)$$

ซึ่งค่า Δh คือผลต่างเอนทัลปีของน้ำในชุดควบคุมความชื้น และเอนทัลปีของน้ำที่ไหลออกจากห้องซึ่งเกิดจากความควบแน่นที่อีแวปอเรเตอร์ ซึ่งค่าเอนทัลปีจะได้มาจากการนำอุณหภูมิตวัดได้จากทั้ง 2 จุดมาเปิดตารางทางอุณหพลศาสตร์ (ภาคผนวก ข.)

สำหรับห้องชุดคอนเดนซึ่งจะมีเงื่อนไขเหมือนกับห้องชุดอีแวปอเรตติ้ง แต่จะมีเพิ่มบางส่วนคือการหาอัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากระบบโดยชุดทำน้ำเย็น ซึ่งจะมีการคำนวณคล้ายกับชุดควบคุมความชื้น ซึ่งจะได้การถ่ายเทความร้อนของชุดทำน้ำเย็นคือ

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{ch} \Delta h_{ch} \quad \dots(2.30)$$

ซึ่ง Δh_{ch} คือผลต่างระหว่างเอนทัลปีระหว่างน้ำที่เข้าชุดน้ำเย็น และน้ำที่ออกจากชุดทำน้ำเย็น

2.19 ทฤษฎีการคำนวณ

จากสมการ (2.13) $Q - W = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$

จากเงื่อนไขข้างต้น $\Delta U = 0, \Delta KE = 0, \Delta PE = 0$

จะได้ $Q - W = 0$

หรือ $\dot{Q} - \dot{W} = 0$

-สำหรับห้องชุดอีเวปอเรตติ้ง

ความร้อนในห้องชุดอีเวปอเรตติ้งประกอบไปด้วย

-อัตราการความร้อนที่ผ่านออกมาทางอีเวปอเรเตอร์ (\dot{Q}_e)

-อัตราการความร้อนที่รั่วไหลจากห้องชุดคอนเดนซิ่งผ่านผนังเข้าห้องอีเวปอเรตติ้ง (\dot{Q}_p)

-อัตราการความร้อนที่ให้กับน้ำในชุดควบคุมความชื้น ($\dot{Q}_{m,c}$)

งานที่ให้กับห้องนี้เป็นงานทางไฟฟ้า (Electric Work) ทั้งหมดซึ่งจะทำให้

$$W = \sum W_E$$

สำหรับกำลังไฟฟ้าในห้องชุดอีเวปอเรตติ้งประกอบด้วย

-กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ชุดอีเวปอเรเตอร์ ($W_{E,c}$)

-กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้พัดลม ($W_{E,fa,c}$)

-กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ฮีทเตอร์ ($W_{E,he,c}$)

-กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ชุดควบคุมความชื้น ($W_{E,hm,c}$)

นำคุณสมบัติทั้งหมดแทนในสมการ (2.28) จะได้

$$Q - \Sigma W_E = 0$$

$$(\dot{Q}_c - \dot{Q}_p + \dot{Q}_{hu,c} - \dot{Q}_{ch}) - (- (W_{E,c} + W_{E,fa,c} + W_{E,he,c} + W_{E,hu,c})) = 0 \quad \dots\dots(2.31)$$

จากสมการ (2.29) แทนค่าในสมการ (2.31)

$$\text{จะได้ } \dot{Q}_e = \dot{Q}_p + \dot{m}_e (h_{e,i} - h_{e,o}) + W_{E,e} + W_{E,fa,e} + W_{E,he,e} + W_{E,hu,e} \quad \dots\dots(2.32)$$

สำหรับห้องชุดคอนเดนซิ่ง

ความร้อนในห้องชุดคอนเดนซิ่งประกอบไปด้วย

- อัตราความร้อนที่ผ่านออกมาทางคอนเดนเซอร์ (\dot{Q}_c)
- อัตราความร้อนที่รั่วไหลจากห้องชุดคอนเดนซิ่งผ่านผนัง
เข้าห้องชุดอีแวปอเรตติ้ง (\dot{Q}_p)
- อัตราความร้อนที่ให้กับน้ำในชุดควบคุมความชื้น ($\dot{Q}_{hu,c}$)
- อัตราการถ่ายเทความร้อนในชุดทำน้ำเย็น (\dot{Q}_{ch})

งานที่ให้กับห้องนี้เป็นงานทางไฟฟ้า (Electrical Work) ทั้งหมดซึ่งจะทำให้

$$\dot{W} = \Sigma W_E$$

สำหรับกำลังไฟฟ้าในห้องชุดคอนเดนซิ่งประกอบไปด้วย

- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ชุดคอนเดนเซอร์ ($W_{E,c}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้พัดลม ($W_{E,fa,c}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ฮีตเตอร์ ($W_{E,he,c}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ชุดควบคุมความชื้น ($W_{E,hu,c}$)

นำคุณสมบัติทั้งหมดแทนในสมการ (2.27) จะได้

$$Q - \Sigma W_E = 0$$

$$(\dot{Q}_c - \dot{Q}_p + \dot{Q}_{hu,c} - \dot{Q}_{ch}) - (- (W_{E,c} + W_{E,fa,c} + W_{E,he,c} + W_{E,hu,c})) = 0 \quad \dots(2.33)$$

จากสมการ (2.29) แทนค่าในสมการ (2.32)

จะได้

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_p - \dot{m}_c (h_{c,i} - h_{c,o}) + \dot{m}_{ch} (h_{ch,o} + h_{ch,i}) - W_{E,c} - W_{E,fa,c} - W_{E,he,c} - W_{E,hu,c} \quad \dots(2.34)$$

จากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้จากห้องทั้งสองนั้น สามารถนำมาคำนวณหาค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio: EER) โดยค่า EER มีหน่วยเป็น $\frac{Btu/hr}{Watt}$ ดังนั้นสูตรการหา EER ดังนี้คือ

$$EER = \frac{\dot{Q}_e}{W_{aircond}} \times 3.412 \quad [Btu/hr W] \quad \dots(2.35)$$

ซึ่ง

$$W_{aircond} = W_{E,e} + W_{E,c} \quad [kW]$$

2.20 ทฤษฎีพื้นฐานทางไฟฟ้าของตัวต้านทานชั้นที่

จากกฎของโอห์ม

$$V = IR \quad \dots(2.36)$$

กล่าวว่า “ ความต่างศักย์ที่ตกคร่อมความต้านทานนั้นคือ ผลผลิตจากความต้านทานและกระแสไฟฟ้าไหลผ่านตัวต้านทาน ”

ตัวอย่างเช่น ชั้นที่ตัวหนึ่งมีความต้านทาน 0.001 โอห์ม และมีกระแสไหลผ่าน 50 แอมป์จะสามารถผลิตโวลต์ตกคร่อมได้เท่ากับ $0.001 \times 50 = 0.05$ โวลต์หรือ 50 มิลลิโวลต์

ดังนั้นการใส่ชั้นที่ ที่จริงนี้เพื่อที่ต้องการวัดกระแสของวงจร โดยการวัด โวลต์ที่ตกคร่อมชั้นที่ ถ้าเรารู้ค่าความต้านทานจะสามารถใช้กฎของโอห์มวัดกระแสได้ แต่ในทางตรงกันข้ามถ้ารู้กระแสและโวลต์ตกคร่อมสามารถใช้กฎของโอห์มปรับค่าความต้านทานของชั้นที่ได้

2.21 ความเป็นมาของตัวต้านทานชั้นที่และแอมมิเตอร์

ในอดีต แอมมิเตอร์ชั้นที่ หมายถึง ตัวต้านทานที่ต่อขนานกับคอยล์ Analog เช่น แกลวานอมิเตอร์ที่ใช้ในยานยนต์ โดยใช้แนวคิดคือ กระแสไฟฟ้าส่วนเล็กๆส่วนหนึ่งซึ่งผ่านตัวต้านทานชั้นที่ จะถูกวัดผ่านมิเตอร์และความต้านทานของการใช้ชั้นที่นั้นจะถูกอ่านได้โดยมิเตอร์ที่เต็มสเกล ปัจจุบันมักใช้วัดกระแสและโวลต์ตกคร่อมโดยการวัดผ่านตัววัด Analog แล้วจึงอ่านเป็นดิจิตอล (ADC) ลักษณะและคุณสมบัติของชั้นที่

ตัวต้านทานชั้นที่มักจะถูกระบุลักษณะโดยตัวแปรทั้งทางด้านไฟฟ้าและทางกลแต่ลักษณะไฟฟ้านี้จะระบุว่าอย่างไรให้ตัวต้านทานชั้นที่นี้เป็นเซนเซอร์ที่สมบูรณ์แบบที่สุด ค่าต่างๆของชั้นที่นั้นจะระบุไว้ในเทอมดังนี้

1. Current Rating ยกตัวอย่างเช่น 100 แอมป์
2. Output Voltage คือค่าที่ระบุว่าค่าความต้านทานของชั้นที่จะมีโวลต์ตกคร่อมเท่าไรเมื่อมีกระแสค่าหนึ่งไหลผ่าน เช่น Output Rating เท่ากับ 50 มิลลิโวลต์ ที่ 100 แอมป์จะได้ค่าความต้านทานของชั้นที่เป็น 0.005 โอห์ม
3. Resistance Accuracy คือค่าความต้านทานจริงของชั้นที่จะสามารถเปลี่ยนแปลงอยู่ในช่วง $\pm 0.25\%$ ของค่าที่ Shunt ระบุ
4. Resistance Drift คือค่าความต้านทานของชั้นที่จะเปลี่ยนแปลงอย่างลอยตัวตามอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลง
5. Power Rating/Derating เนื่องจากชั้นที่คือตัวต้านทานและยังกระจายความร้อนจากกระแสที่ผ่านตัวมันเองจึงทำให้มันร้อนขึ้นและเนื่องจากความร้อนนั้นสามารถเปลี่ยนแปลงตัวต้านทาน ทำให้ทำลายค่าความเป็นชั้นที่ของตัวมันเองอย่างสม่ำเสมอ ความร้อนที่วัดออกมาได้เป็น $Watt = W = I^2 R$ จากสูตรสามารถกล่าวได้ว่าความร้อนที่เกิดขึ้นนี้จะเพิ่มตามกำลังของกระแส ดังนั้นจะเห็นได้ว่าถ้ามีกระแสไหลเพียงเล็กน้อยก็สามารถเปลี่ยนแปลงความร้อนของชั้นที่ได้มากมาย และในความเป็นจริงนั้นชั้นที่จะสามารถใช้ได้ผลจริงเพียง 66% ของเต็มสเกลเท่านั้น

2.22 หลักการหาสมการเส้นตรงแทนความสัมพันธ์ของกลุ่มข้อมูล

หลักการที่จะหาสมการเส้นตรงที่ดีที่สุดที่ผ่านข้อมูลต่าง ๆ นั้นจะต้องทำการปรับค่าของผลรวมของค่าผิดพลาดสำหรับตัวแปรทุกค่าดังนี้

$$\sum_{i=1}^n e_i = \sum_{i=1}^n (y_i - a - bx_i) \quad \dots(2.37)$$

เมื่อ n คือ จำนวนของชุดข้อมูลทั้งหมด แต่อย่างไรก็ตามกฎเกณฑ์นี้ก็ยังไม่เพียงพอที่จะสามารถหาความสัมพันธ์ได้อย่างแม่นยำได้ การเลือกที่ดีที่สุดก็คือเส้นตรงที่เชื่อมทั้งสองจุดนั่นเอง อย่างไรก็ตามเส้นตรงบางเส้นจะผ่านไปจุดกึ่งกลางของเส้นที่เชื่อมระหว่างจุด 2 จุดดังกล่าวข้างต้น ซึ่งเป็นผลให้ค่าน้อยสุดของสมการที่ 1 มีค่าเท่ากับ 0 เนื่องจากการตัดค่าผิดพลาดออกอีกหลักการหนึ่งที่จะปรับค่าของผลรวมของค่าสัมบูรณ์ของผลต่างได้ดีขึ้นก็คือ

$$\sum_{i=1}^n |e_i| = \sum_{i=1}^n |y_i - a - bx_i|$$

จากสมการด้านบนแสดงให้เห็นว่าหลักการดังกล่าวนี้ก็เพียงพอเช่นกันและสำหรับจุด 4 จุดที่แสดงในเส้นตรง(เส้นประ) 2 เส้นที่ตัดกันจะปรับค่าของผลรวมของค่าสัมบูรณ์ให้น้อยลง ดังนั้นหลักการข้างต้นก็ยังไม่เพียงพอที่จะ fit สมการเส้นตรง ได้ดีที่สุดอีกเช่นกัน

แบบที่ 3 สำหรับการ fit ที่ดีที่สุดก็คือหลักการ Minimax Criterion คือ เส้นตรงจะถูกเลือกให้ลดขนาดของระยะทางระหว่างจุดที่อยู่บนเส้นนั้นๆ ให้น้อยที่สุดจะเห็นได้ว่าควรจะจำไว้ว่าหลักการ Minimax Principle นั้นบางครั้งก็อาจจะเป็นหลักการในการ fit เส้นตรงสำหรับฟังก์ชันง่าย ๆ ถึงฟังก์ชันที่ซับซ้อนมากขึ้นและหลักการที่จะเอามาแทนข้างต้น ได้ดีที่สุดคือการทำให้ผลรวมของกำลัง 2 ของผลต่างระหว่างค่า y ที่วัดได้กับค่า y ที่คำนวณได้นั้นน้อยที่สุด โดยจะได้สมการดังนี้

$$Sr = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_{i,measured} - y_{i,model})^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - a - bx_i)^2$$

หลักการข้างต้นนี้มีประโยชน์มาก อีกทั้งยังให้สมการเส้นตรงที่เป็นตัวแทนของชุดข้อมูลได้อีกด้วย

2.23 วิธีกำลังสองน้อยสุดเพื่อหาสมการเส้นตรง (Least-Squares Fit of a Straight Line)

เพื่อที่จะหาค่า a และ b กระทำได้ดังนี้

$$\frac{\partial Sr}{\partial a} = -2 \sum (y_i - a - bx_i)$$

และ

$$\frac{\partial Sr}{\partial b} = -2 \sum [(y_i - a - bx_i)x_i]$$

จะได้

$$0 = \sum y_i - \sum a - \sum bx_i \quad ; \quad \sum a = na$$

$$0 = \sum y_i x_i - \sum ax_i - \sum bx_i^2$$

จะได้

$$na + (\sum x_i)b = \sum y_i \quad \dots(2.38)$$

$$(\sum x_i)a + (\sum x_i^2)b = \sum x_i y_i \quad \dots(2.39)$$

จากนั้นแก้สมการหา a และ b

จะได้ $y_i = a + bx_i$ แทนชุดข้อมูลทั้งหมด

บทที่ 3

การจำลองระบบและการทำงานของอุปกรณ์

ในการทดสอบเครื่องปรับอากาศนั้น จะต้องมีการควบคุมสถานะห้องให้คงที่ โดยในส่วนของห้องชุดอีแวปอเรตอร์นั้นจะถูกควบคุมอยู่ที่ $27 \pm 1^\circ\text{C}$ กระเปาะแห้ง และที่ $19 \pm 0.5^\circ\text{C}$ กระเปาะเปียก ซึ่งในการทดสอบนั้นเมื่อเริ่มทดสอบสถานะเริ่มต้นในห้องจะยังไม่ใช่สถานะที่ต้องการเพราะฉะนั้นเราจึงต้องทำการปรับสถานะของห้องให้ได้สถานะที่ต้องการ โดยที่อาจจะเปิดเครื่องปรับอากาศซึ่งจะทำให้อุณหภูมิกระเปาะแห้งและกระเปาะเปียกลดลง เปิดฮีทเตอร์เพื่อเพิ่มอุณหภูมิกระเปาะแห้ง เปิดฮีทเตอร์ค้ำน้ำเพื่อเพิ่มทั้งอุณหภูมิกระเปาะเปียกและกระเปาะแห้ง ซึ่งอาจจะเปิดมากกว่าหนึ่งอย่างก็ได้ขึ้นอยู่กับว่าสถานะเริ่มต้นเป็นอย่างไร แต่พอได้ตามสถานะที่ต้องการแล้วต้องให้ความร้อนกับห้องให้พอดีกับที่อีแวปอเรเตอร์ดึงออกได้ ในที่นี้จะแยกพิจารณาเป็น 2 ส่วนคือ เริ่มทดสอบจนถึงสถานะที่ต้องการกับการควบคุมอุณหภูมิห้องให้อยู่ในสถานะที่ต้องการ ซึ่งในการจำลองระบบนี้จะใช้การสมมูลพลังงาน

สมมติฐาน

1. อากาศในห้องทดสอบสามารถถูกปฏิบัติให้เป็นก๊าซอุดมคติได้
2. การสมมูลพลังงานที่ชุดอุปกรณ์ทุกชุด เป็นกระบวนการสถานะการไหลคงตัว (Steady-State Steady-Flow)
3. สำหรับเทอม $\frac{(V_2^2 - V_1^2)}{2}$ ถือว่าน้อยมากเนื่องจาก ค่าความแตกต่างระหว่างความเร็ว V_1 และ V_2 ต่างกัน ไม่ถึง 45 m/s
4. สำหรับเทอม $gZ_1 - gZ_2$ ถือว่าน้อยมากเนื่องจาก ค่าความแตกต่างระหว่างความสูง Z_1 และ Z_2 ต่างกัน ไม่ถึง 102 m.
5. ความร้อนที่เกิดจากมอเตอร์ทุกตัวถือว่าน้อยมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อกำหนด

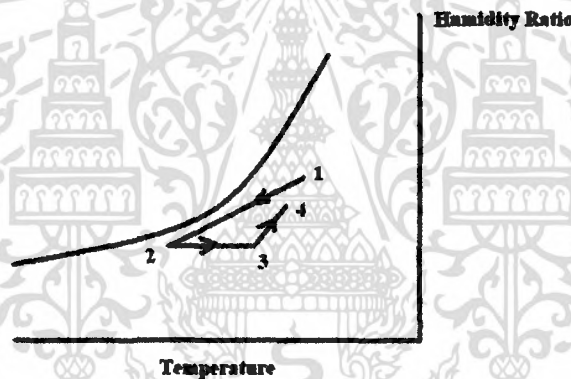
1. ความดันในห้องเป็นความดันบรรยากาศ
2. เครื่องปรับอากาศที่ใช้ทดสอบมีขนาด 18,000 Btu/Hr หรือ 5275.5 วัตต์ (\dot{q}_{total})

การจำลองระบบและการทำงานของอุปกรณ์สามารถแบ่งการพิจารณาได้เป็น 2 กรณี ดังนี้คือ

3.1 การจำลองระบบและการทำงานของอุปกรณ์ ขณะเริ่มทดสอบจนถึงสภาวะที่ต้องการ

โดยพิจารณาหาค่าความร้อนที่ต้องใช้จากชุดควบคุมอุณหภูมิ และชุดควบคุมความชื้น เพื่อเป็นค่าอ้างอิงที่ใช้ในการทดสอบจริง

3.1.1 สภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งมากกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C



รูปที่ 3-1 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งมากกว่า 27°C

และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C

กระบวนการ 1-2 กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นเมื่ออากาศผ่านคอยล์ทำความเย็น

กำหนดให้

สภาวะที่ 1 อากาศเข้าสู่คอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 30°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 21°C

สภาวะที่ 2 อากาศออกจากคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 13°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 12°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.)

$$h_1 = 61 \text{ kJ/kg dry air} \quad \omega_1 = 0.0118 \text{ kg/kg dry air}$$

$$h_2 = 34.2 \text{ kJ/kg dry air} \quad \omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$$

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านคอยล์ทำความเย็น

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{\dot{q}_{total}}{h_1 - h_2}$$

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{5.2755}{61 - 34.2} = 0.197 \text{ kg/s}$$

อัตราการควบแน่นของน้ำในอากาศ

$$\dot{m}_{w,coil} = \dot{m}_{a,coil} (\omega_1 - \omega_2)$$

$$\dot{m}_{w,coil} = 0.197(0.0118 - 0.0086) = 0.0006304 \text{ kg/s}$$

กระบวนการ 2-3 กระบวนการเพิ่มความร้อนเมื่ออากาศผ่านฮีตเตอร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านฮีตเตอร์ $\dot{Q}_{he} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 1000 W; $1 = 0.197(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 39.28 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 39.28 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

จะได้ $T_3 = 18^\circ \text{C}$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 2000 W; $2 = 0.197(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 44.35 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 44.35 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

$$T_3 = 22.5^\circ \text{C}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สถานะที่ 3 อากาศออกจากชุดฮีทเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ $\omega_3 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

สถานะที่ 4 อากาศออกจากชุดควบคุมความชื้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และ อุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) $\omega_4 = 0.0106 \text{ kg/kg dry air}$

กระบวนการที่ 3-4 กระบวนการเพิ่มความชื้นและเพิ่มความชื้นเมื่ออากาศผ่านชุดควบคุมความชื้น

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบคุมความชื้น จากสมการที่ (2.27)

กรณีที่ 1 อุณหภูมิที่ออกจากฮีทเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 18°C

$$\dot{Q}_{hw} = 0.197[1.005(27 - 18) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2534.42)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 2.774 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 1 + 2.774 = 3.774 \text{ kW}$$

กรณีที่ 2 อุณหภูมิที่ออกจากฮีทเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 22.5°C

$$\dot{Q}_{hw} = 0.197[1.005(27 - 22.5) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2542.65)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 1.8675 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 2 + 1.8675 = 3.8675 \text{ kW}$$

จากการคำนวณ หากสถานะเริ่มต้นใกล้เคียงกับสถานะดังกล่าว สามารถให้ความร้อนจากชุดควบคุมอุณหภูมิและชุดควบคุมความชื้น ได้ดังนี้ คือ

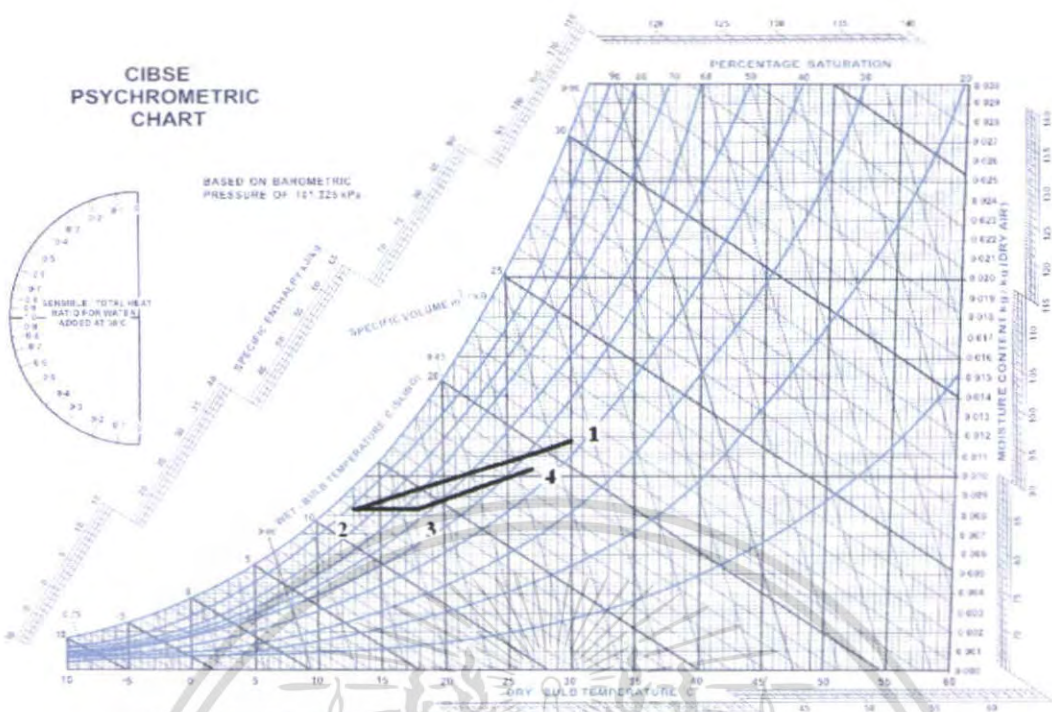
กรณีที่ 1 ให้ความร้อน โดยฮีทเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 1 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 2.774 kW

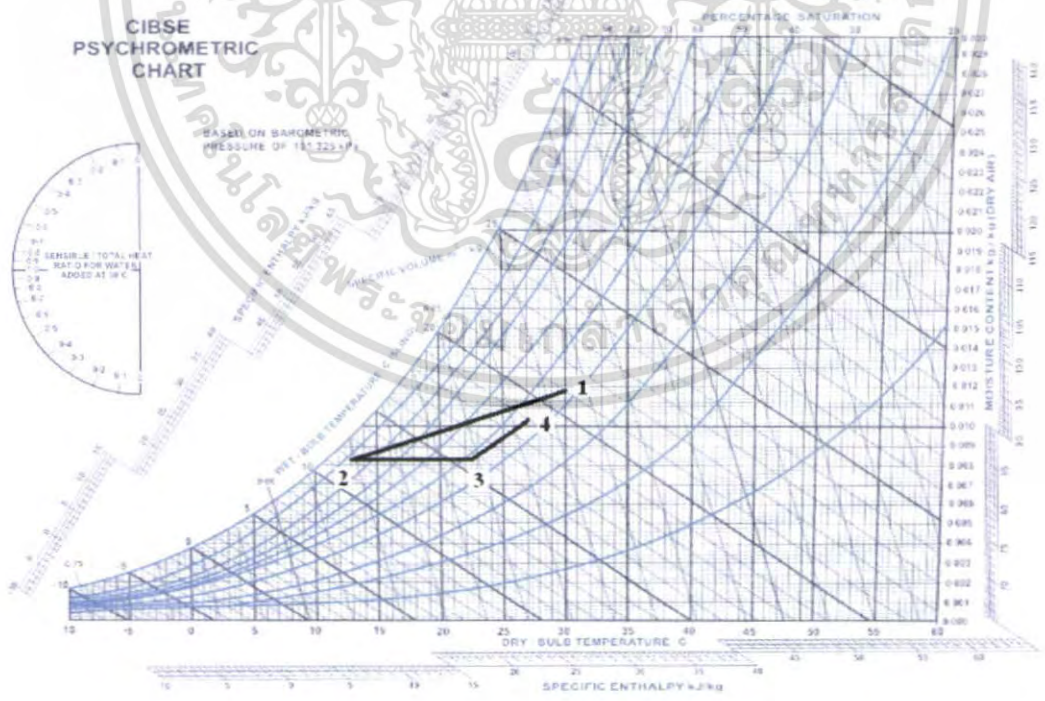
กรณีที่ 2 ให้ความร้อน โดยฮีทเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 2 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 1.8675 kW

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



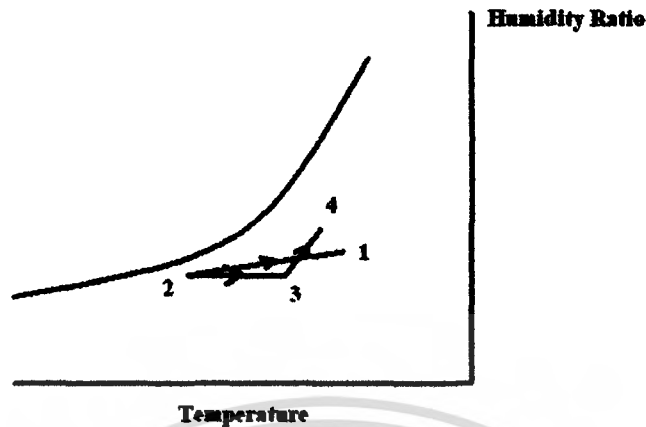
รูปที่ 3-2 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 18°C



รูปที่ 3-3 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 22.5°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.2 ภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งมากกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 19°C



รูปที่ 3-4 กระบวนการปรับสถานะจาก 1-4 เมื่อภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งมากกว่า 27°C

และอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 19°C

กระบวนการ 1-2 กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นเมื่ออากาศผ่านคอยล์ทำความเย็น

กำหนดให้

สถานะที่ 1 อากาศเข้าสู่คอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 30°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

สถานะที่ 2 อากาศออกจากคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 13°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 12°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.)

$$h_1 = 54.02 \text{ kJ/kg dry air} \quad \omega_1 = 0.0094 \text{ kg/kg dry air}$$

$$h_2 = 34.2 \text{ kJ/kg dry air} \quad \omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$$

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านคอยล์ทำความเย็น

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{\dot{q}_{total}}{h_1 - h_2}$$

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{5.2755}{54.02 - 34.2} = 0.2662 \text{ kg/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการควบแน่นของน้ำในอากาศ

$$\dot{m}_{w,coil} = \dot{m}_{a,coil} (\omega_1 - \omega_2)$$

$$\dot{m}_{w,coil} = 0.2662(0.0094 - 0.0086) = 0.000213 \text{ kg/s}$$

กระบวนการ 2-3 กระบวนการเพิ่มความร้อนเมื่ออากาศผ่านฮีทเตอร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านฮีทเตอร์ $\dot{Q}_{he} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$

กรณีเปิดฮีทเตอร์ 1000 W; $1 = 0.2662(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 37.96 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ข-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 37.96 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

จะได้

$$T_3 = 16.5^\circ \text{C}$$

กรณีเปิดฮีทเตอร์ 2000 W; $2 = 0.2662(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 41.71 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ข-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 41.71 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

$$T_3 = 19.5^\circ \text{C}$$

สถานะที่ 3 อากาศออกจากชุดฮีทเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ $\omega_3 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

สถานะที่ 4 อากาศออกจากชุดควบคุมความชื้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และ อุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

จากแผนภูมิ ข-1 (ในภาคผนวก ข.) $\omega_4 = 0.0106 \text{ kg/kg dry air}$

กระบวนการที่ 3-4 กระบวนการเพิ่มความร้อนและเพิ่มความชื้นเมื่ออากาศผ่านชุดควบคุมความชื้น

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบคุมความชื้น จากสมการที่ (2.27)

กรณีที่ 1 อุณหภูมิที่ออกจากฮีทเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 16.5°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{Q}_{hw} = 0.2662[1.005(27 - 16.5) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2531.66)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 4.156 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 1 + 4.156 = 5.156 \text{ kW}$$

กรณีที่ 2 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 19.5°C

$$\dot{Q}_{hw} = 0.2662[1.005(27 - 19.5) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2537.18)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 3.341 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 2 + 3.341 = 5.341 \text{ kW}$$

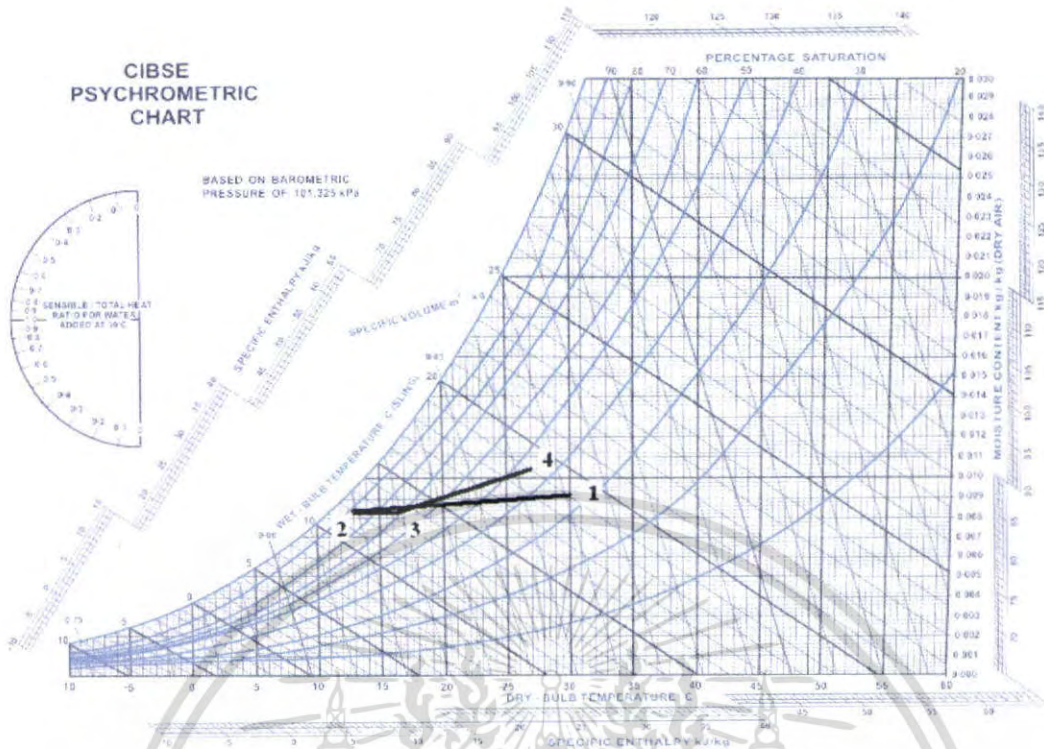
จากการคำนวณ หากสถานะเริ่มต้นใกล้เคียงกับสถานะคงตัวอย่าง สามารถให้ความร้อนจากชุดควบคุมอุณหภูมิและชุดควบคุมความชื้นได้ดังนี้ คือ

กรณีที่ 1 ให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 1 kW

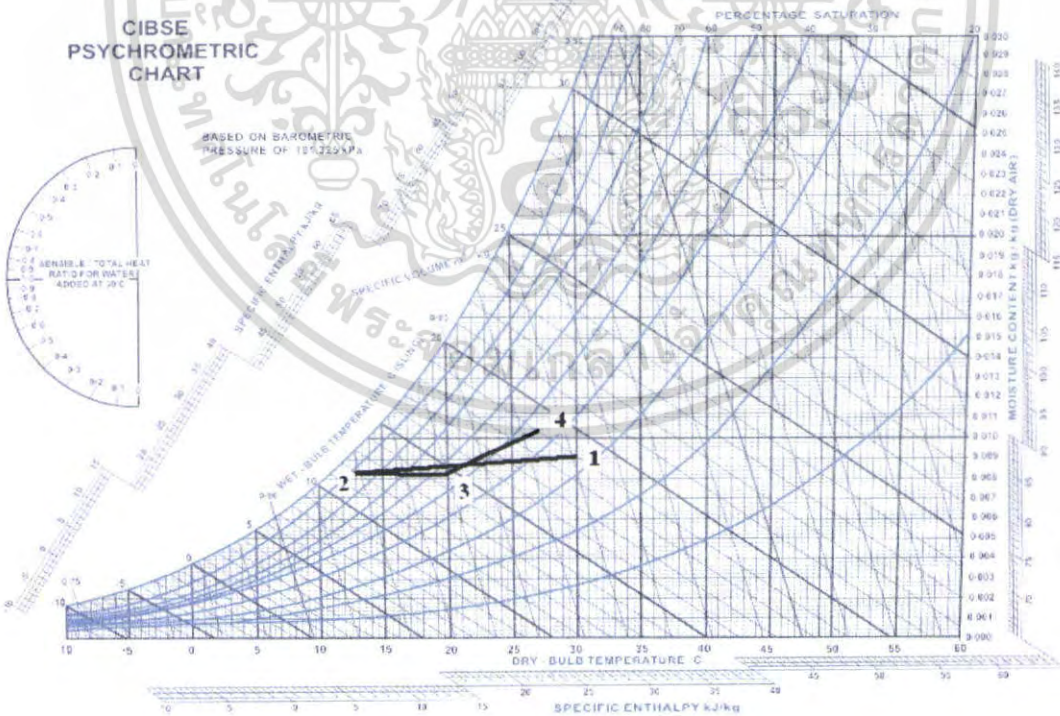
และจากชุดควบคุมความชื้น 4.156 kW

กรณีที่ 2 ให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 2 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 3.341 kW



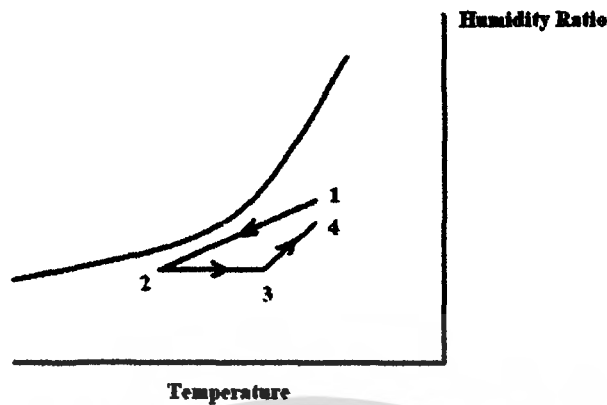
รูปที่ 3-5 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 16.5°C



รูปที่ 3.6 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 19.5°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.3 ภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C



รูปที่ 3-7 กระบวนการปรับสถานะจาก 1-4 เมื่อสถานะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 27°C

และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C

กระบวนการ 1-2 กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นเมื่ออากาศผ่านคอยล์ทำความเย็น

กำหนดให้

สถานะที่ 1 อากาศเข้าสู่คอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 22°C

สถานะที่ 2 อากาศออกจากคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 13°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 12°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.)

$$h_1 = 64.7 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_1 = 0.015 \text{ kg/kg dry air}$$

$$h_2 = 34.2 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$$

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านคอยล์ทำความเย็น

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{\dot{q}_{total}}{h_1 - h_2}$$

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{5.2755}{64.7 - 34.2} = 0.173 \text{ kg/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการควบแน่นของน้ำในอากาศ

$$\dot{m}_{w,coil} = \dot{m}_{a,coil} (\omega_1 - \omega_2)$$

$$\dot{m}_{w,coil} = 0.173(0.015 - 0.0086) = 0.001107 \text{ kg/s}$$

กระบวนการ 2-3 กระบวนการเพิ่มความร้อนเมื่ออากาศผ่านฮีตเตอร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านฮีตเตอร์ $\dot{Q}_{he} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 1000 W; $1 = 0.173(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 39.98 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 39.98 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

จะได้

$$T_3 = 18.5^\circ \text{C}$$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 2000 W; $2 = 0.173(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 45.76 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 45.76 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

$$T_3 = 20.6^\circ \text{C}$$

สภาวะที่ 3 อากาศออกจากชุดฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ $\omega_3 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

สภาวะที่ 4 อากาศออกจากชุดควบคุมความชื้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) $\omega_4 = 0.0106 \text{ kg/kg dry air}$

กระบวนการที่ 3-4 กระบวนการเพิ่มความร้อนและเพิ่มความชื้นเมื่ออากาศผ่านชุดควบคุมความชื้น

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบคุมความชื้น จากสมการที่ (2.27)

กรณีที่ 1 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 18.5°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{Q}_{hw} = 0.173[1.005(27 - 18.5) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2535.34)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 2.348 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 1 + 2.348 = 3.348 \text{ kW}$$

กรณีที่ 2 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 20.6°C

$$\dot{Q}_{hw} = 0.173[1.005(27 - 20.6) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2539.192)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 1.977 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 2 + 1.977 = 3.977 \text{ kW}$$

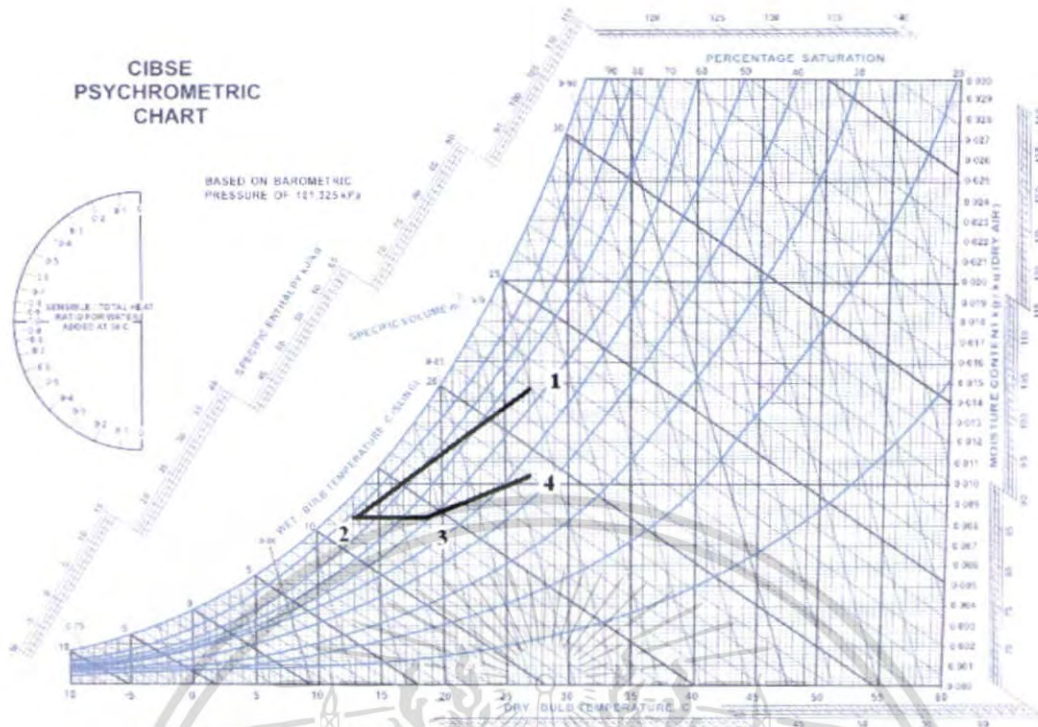
จากการคำนวณ หากสภาวะเริ่มต้นใกล้เคียงกับสภาวะดังกล่าว สามารถให้ความร้อนจากชุดควบคุมอุณหภูมิและชุดควบคุมความชื้น ได้ดังนี้ คือ

กรณีที่ 1 ให้ความร้อน โดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 1 kW

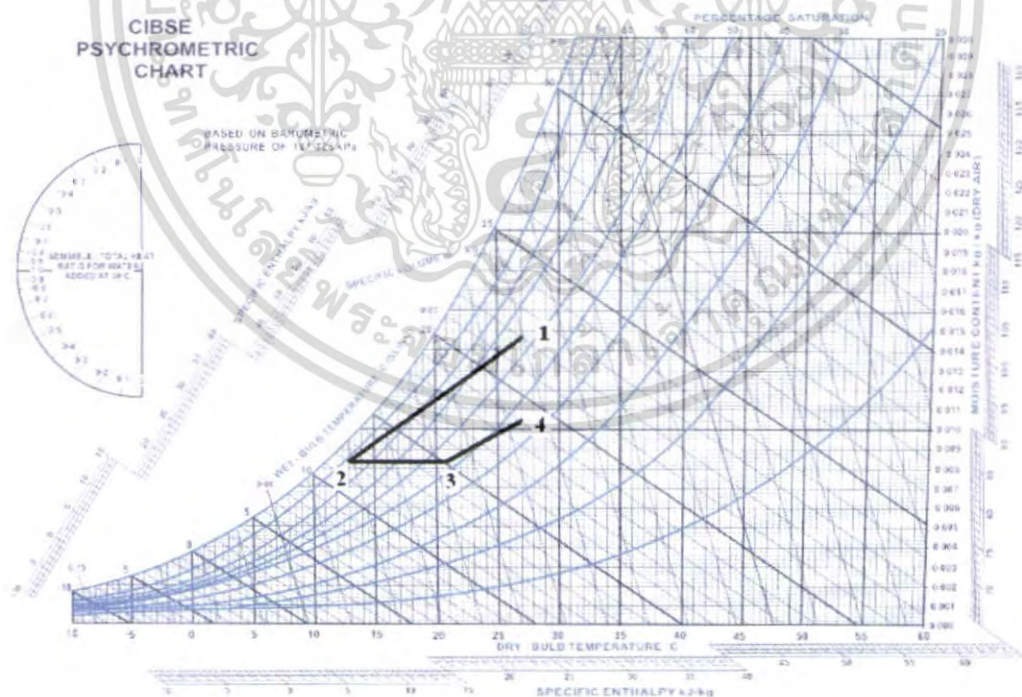
และจากชุดควบคุมความชื้น 2.348 kW

กรณีที่ 2 ให้ความร้อน โดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 2 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 1.977 kW



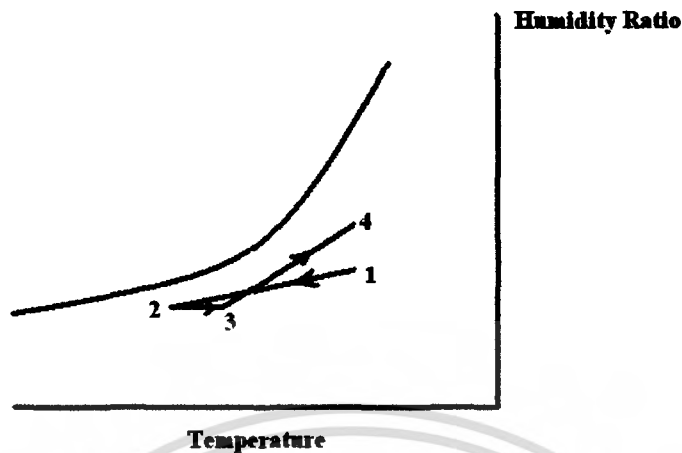
รูปที่ 3-8 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ ที่อุณหภูมิ 18.5°C



รูปที่ 3-9 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ ที่อุณหภูมิ 20.6°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.4 ภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกน้อยกว่า 19°C



รูปที่ 3-10 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งเท่ากับ 27°C

และอุณหภูมิกระเปาะเปียกน้อยกว่า 19°C

กระบวนการ 1-2 กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นเมื่ออากาศผ่านคอยล์ทำความเย็น

กำหนดให้

สภาวะที่ 1 อากาศเข้าสู่คอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 18°C

สภาวะที่ 2 อากาศออกจากคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 13°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 12°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.)

$$h_1 = 51 \text{ kJ/kg dry air} \quad \omega_1 = 0.0092 \text{ kg/kg dry air}$$

$$h_2 = 34.2 \text{ kJ/kg dry air} \quad \omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$$

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านคอยล์ทำความเย็น

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{\dot{q}_{total}}{h_1 - h_2}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{5.2755}{51 - 34.2} = 0.314 \text{ kg/s}$$

อัตราการควบแน่นของน้ำในอากาศ

$$\dot{m}_{w,coil} = \dot{m}_{a,coil} (\omega_1 - \omega_2)$$

$$\dot{m}_{w,coil} = 0.314(0.0092 - 0.0086) = 0.0001884 \text{ kg/s}$$

กระบวนการ 2-3 กระบวนการเพิ่มความร้อนเมื่ออากาศผ่านฮีตเตอร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านฮีตเตอร์ $\dot{Q}_{he} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 1000 W;

$$1 = 0.314(h_3 - 34.2)$$

$$h_3 = 37.38 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 37.38 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

จะได้

$$T_3 = 15.4^\circ\text{C}$$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 2000 W;

$$2 = 0.314(h_3 - 34.2)$$

$$h_3 = 40.57 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 40.57 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

$$T_3 = 19^\circ\text{C}$$

สถานะที่ 3 อากาศออกจากชุดฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ $\omega_3 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

สถานะที่ 4 อากาศออกจากชุดควบคุมความชื้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และ อุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

จากแผนภูมิ (ก)

$$\omega_4 = 0.0106 \text{ kg/kg dry air}$$

กระบวนการที่ 3-4 กระบวนการเพิ่มความร้อนและเพิ่มความชื้นเมื่ออากาศผ่านชุดควบคุมความชื้น

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบคุมความชื้น จากสมการที่ (2.27)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กรณีที่ 1 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 15.4°C

$$\dot{Q}_{hw} = 0.314[1.005(27 - 15.4) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2529.636)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 5.255 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 1 + 5.255 = 6.255 \text{ kW}$$

กรณีที่ 2 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 19°C

$$\dot{Q}_{hw} = 0.314[1.005(27 - 19) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2536.26)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 4.10 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 2 + 4.10 = 6.10 \text{ kW}$$

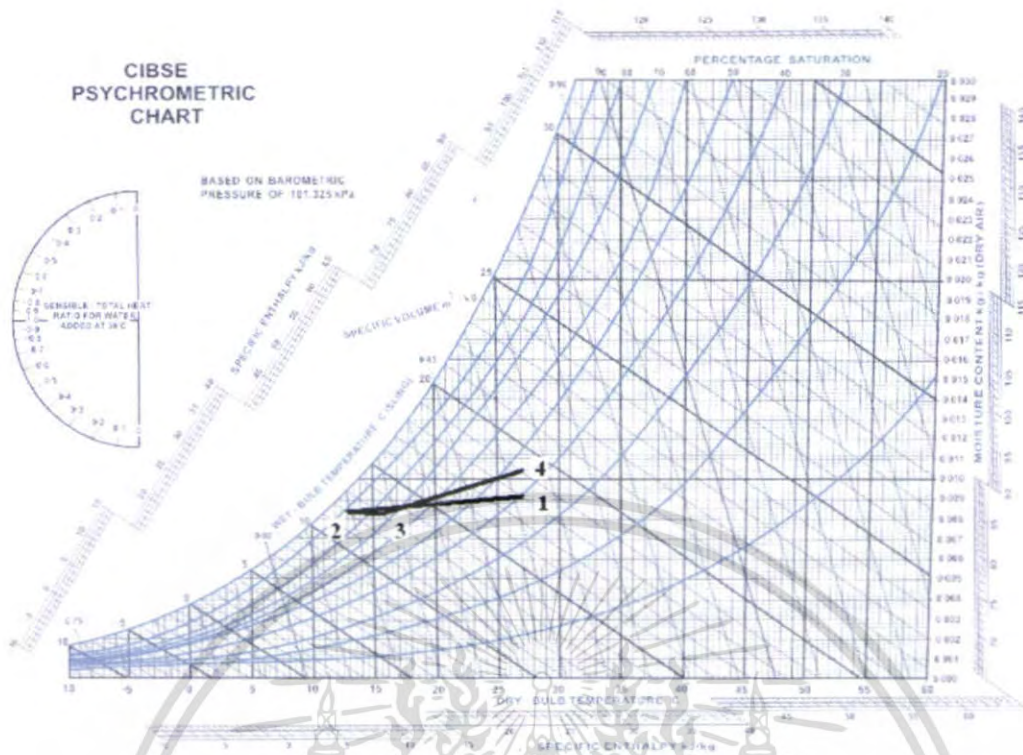
จากการคำนวณ หากสถานะเริ่มต้นใกล้เคียงกับสถานะคงตัวอย่าง สามารถให้ความร้อนจากชุดควบคุมอุณหภูมิและชุดควบคุมความชื้นได้ดังนี้ คือ

กรณีที่ 1 ให้ความร้อน โดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 1 kW

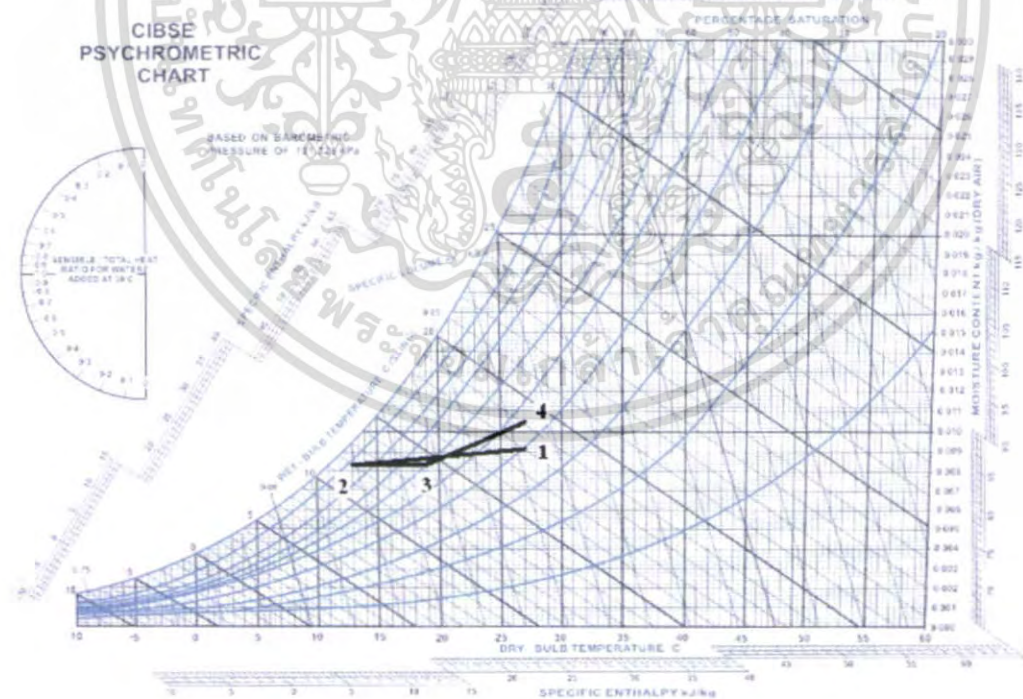
และจากชุดควบคุมความชื้น 5.255 kW

กรณีที่ 2 ให้ความร้อน โดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 2 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 4.10 kW



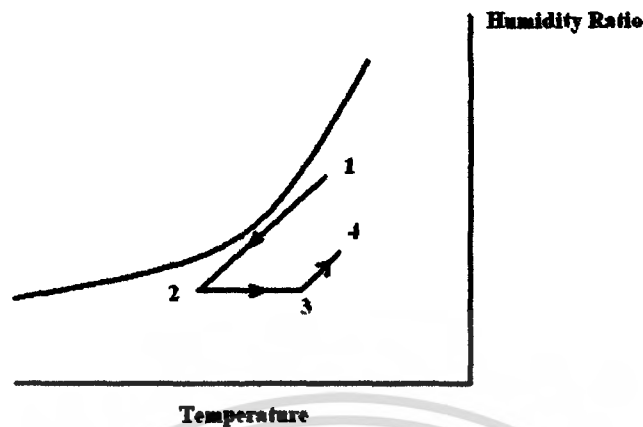
รูปที่ 3-11 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 15.4°C



รูปที่ 3-12 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 19°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.5 สภาพที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C



รูปที่ 3-13 กระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่อสภาพที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C

และอุณหภูมิกระเปาะเปียกมากกว่า 19°C

กระบวนการ 1-2 กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นเมื่ออากาศผ่านคอยล์ทำความเย็น
กำหนดให้

สภาวะที่ 1 อากาศเข้าสู่คอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 25°C และมีอุณหภูมิกระเปาะ
เปียก 23°C

สภาวะที่ 2 อากาศออกจากคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 13°C และมีอุณหภูมิ
กระเปาะเปียก 12°C

จากแผนภูมิ ข-1 (ในภาคผนวก ข.)

$$h_1 = 68.9 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_1 = 0.018 \text{ kg/kg dry air}$$

$$h_2 = 34.2 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$$

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านคอยล์ทำความเย็น

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{\dot{q}_{total}}{h_1 - h_2}$$

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{5.2755}{68.9 - 34.2} = 0.152 \text{ kg/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการควบแน่นของน้ำในอากาศ

$$\dot{m}_{w,coil} = \dot{m}_{a,coil} (\omega_1 - \omega_2)$$

$$\dot{m}_{w,coil} = 0.152(0.018 - 0.0086) = 0.001429 \text{ kg/s}$$

กระบวนการ 2-3 กระบวนการเพิ่มความร้อนเมื่ออากาศผ่านฮีตเตอร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านฮีตเตอร์ $\dot{Q}_{he} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 1000 W; $1 = 0.152(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 40.78 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ x-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 40.78 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

จะได้

$$T_3 = 19.2^\circ \text{C}$$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 2000 W; $2 = 0.152(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 47.36 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ x-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 47.36 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

$$T_3 = 25^\circ \text{C}$$

สถานะที่ 3 อากาศออกจากชุดฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ $\omega_3 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

สถานะที่ 4 อากาศออกจากชุดควบคุมความชื้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และ อุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

จากแผนภูมิ x-1 (ในภาคผนวก ข.) $\omega_4 = 0.0106 \text{ kg/kg dry air}$

กระบวนการที่ 3-4 กระบวนการเพิ่มความร้อนและเพิ่มความชื้นเมื่ออากาศผ่านชุดควบคุมความชื้น

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบคุมความชื้น จากสมการที่ (2.27)

กรณีที่ 1 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 19.2°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{Q}_{hw} = 0.152[1.005(27 - 19.2) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2536.628)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 1.954 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 1 + 1.954 = 2.954 \text{ kW}$$

กรณีที่ 2 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 25°C

$$\dot{Q}_{hw} = 0.152[1.005(27 - 25) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2547.2)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 1.054 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 2 + 1.054 = 3.054 \text{ kW}$$

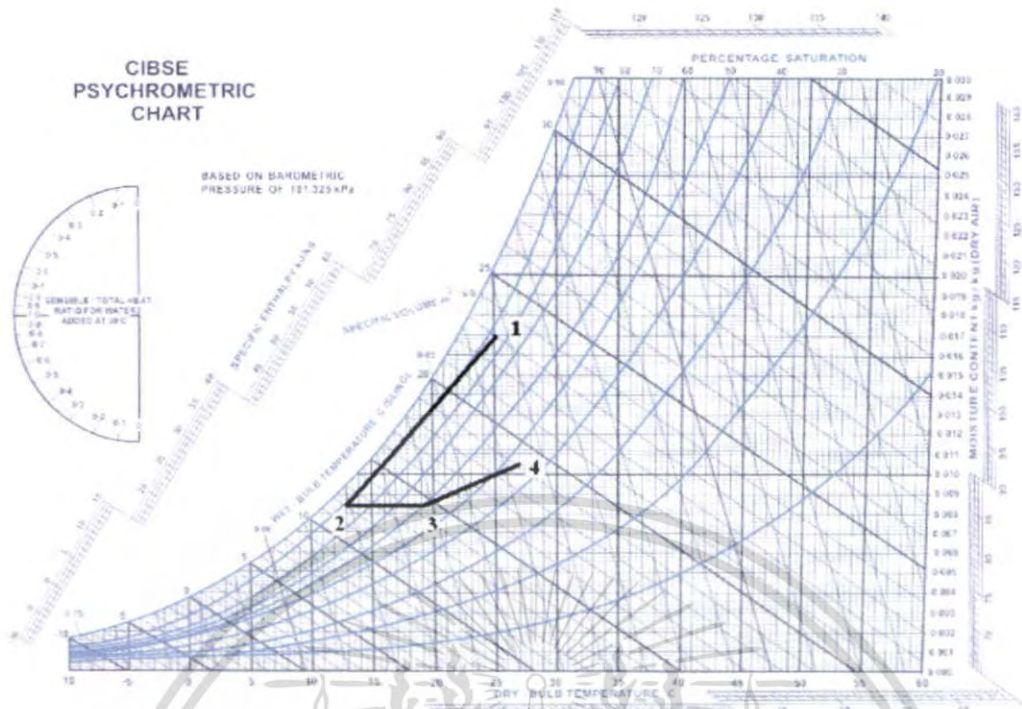
จากการคำนวณ หากสถานะเริ่มต้นใกล้เคียงกับสถานะคงตัวอย่าง สามารถให้ความร้อนจากชุดควบคุมอุณหภูมิและชุดควบคุมความชื้นได้ดังนี้ คือ

กรณีที่ 1 ให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 1 kW

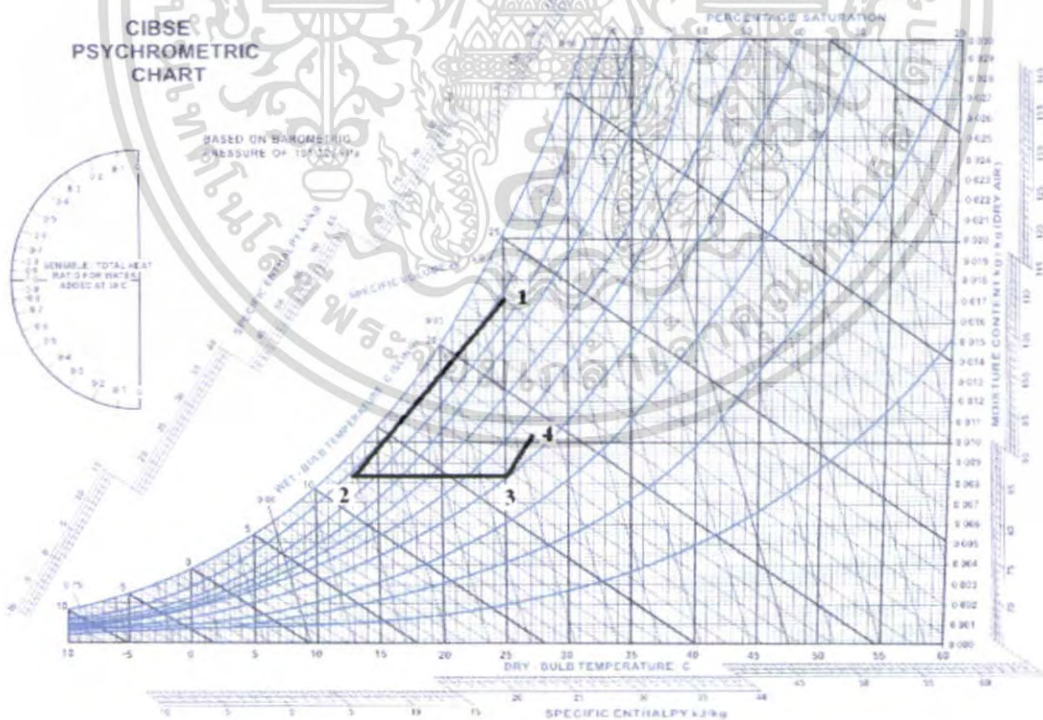
และจากชุดควบคุมความชื้น 1.954 kW

กรณีที่ 2 ให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 2 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 1.054 kW



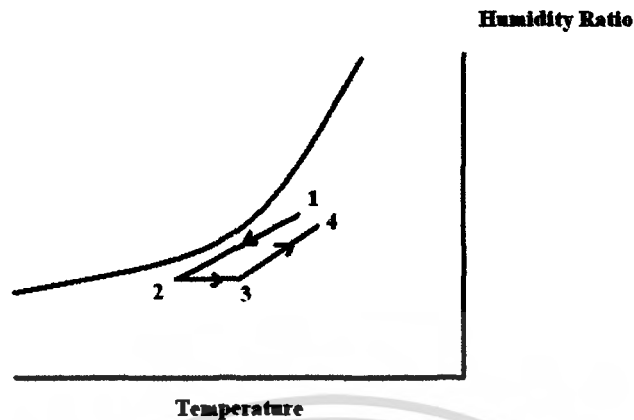
รูปที่ 3-14 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 19.2°C



รูปที่ 3-15 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 25°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.6 สภาพที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 19°C



รูปที่ 3-16 กระบวนการปรับสถานะจาก 1-4 เมื่อสภาพที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C

และอุณหภูมิกระเปาะเปียกเท่ากับ 19°C

กระบวนการ 1-2 กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นเมื่ออากาศผ่านคอยล์ทำความเย็น กำหนดให้

สถานะที่ 1 อากาศเข้าสู่คอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 25°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

สถานะที่ 2 อากาศออกจากคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 13°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 12°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.)

$$h_1 = 54.02 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_1 = 0.0114 \text{ kg/kg dry air}$$

$$h_2 = 34.2 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$$

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านคอยล์ทำความเย็น

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{\dot{q}_{total}}{h_1 - h_2}$$

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{5.2755}{54.02 - 34.2} = 0.2662 \text{ kg/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการควบแน่นของน้ำในอากาศ

$$\dot{m}_{w,coil} = \dot{m}_{a,coil} (\omega_1 - \omega_2)$$

$$\dot{m}_{w,coil} = 0.2662(0.0114 - 0.0086) = 0.000745 \text{ kg/s}$$

กระบวนการ 2-3 กระบวนการเพิ่มความร้อนเมื่ออากาศผ่านฮีตเตอร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านฮีตเตอร์ $\dot{Q}_{he} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 1000 W; $1 = 0.2662(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 37.96 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 37.96 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

จะได้

$$T_3 = 16.5^\circ \text{C}$$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 2000 W; $2 = 0.2662(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 41.71 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 41.71 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

$$T_3 = 19.5^\circ \text{C}$$

สภาวะที่ 3 อากาศออกจากชุดฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ $\omega_3 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

สภาวะที่ 4 อากาศออกจากชุดควบคุมความชื้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และ อุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) $\omega_4 = 0.0106 \text{ kg/kg dry air}$

กระบวนการที่ 3-4 กระบวนการเพิ่มความร้อนและเพิ่มความชื้นเมื่ออากาศผ่านชุดควบคุมความชื้น

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบคุมความชื้น จากสมการที่ (2.27)

กรณีที่ 1 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 16.5°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{Q}_{hw} = 0.2662[1.005(27 - 16.5) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2531.66)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 4.156 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 1 + 4.156 = 5.156 \text{ kW}$$

กรณีที่ 2 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ $19.5^{\circ}C$

$$\dot{Q}_{hw} = 0.2662[1.005(27 - 19.5) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2537.18)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 3.341 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 2 + 3.341 = 5.341 \text{ kW}$$

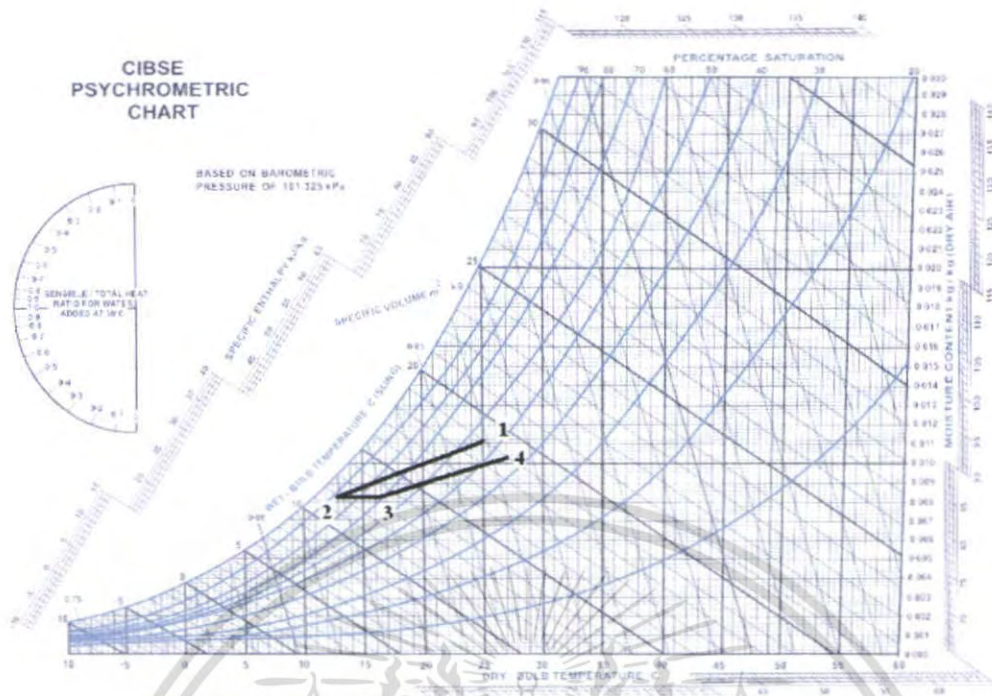
จากการคำนวณ หากสถานะเริ่มต้นใกล้เคียงกับสถานะคงตัวอย่าง สามารถให้ความร้อนจากชุดควบคุมอุณหภูมิและชุดควบคุมความชื้นได้ดังนี้ คือ

กรณีที่ 1 ให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 1 kW

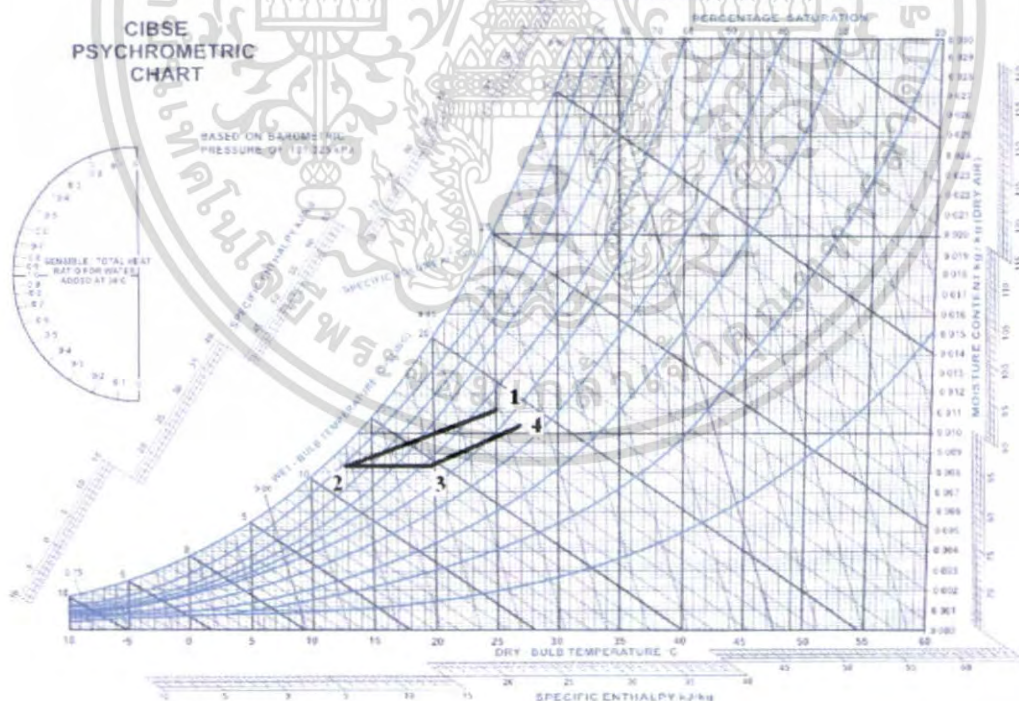
และจากชุดควบคุมความชื้น 4.156 kW

กรณีที่ 2 ให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 2 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 3.341 kW



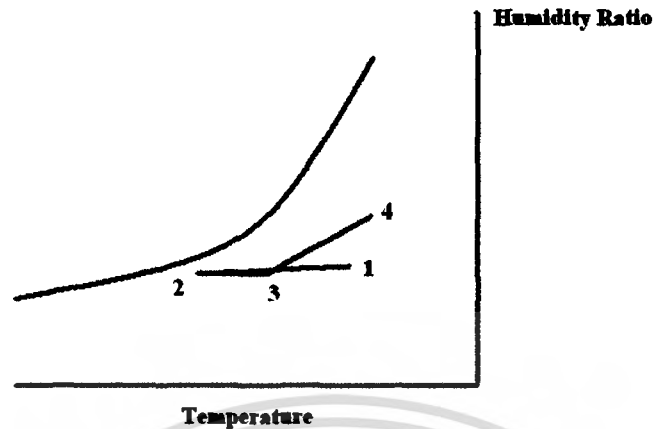
รูปที่ 3-17 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 16.5°C



รูปที่ 3-18 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะจาก 1-4 เมื่ออากาศออกจากชุดฮีตเตอร์ที่อุณหภูมิ 19.5°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3.1.7 ภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C และอุณหภูมิกระเปาะเปียกน้อยกว่า 19°C



รูปที่ 3-19 กระบวนการปรับสถานะจาก 1-4 เมื่อภาวะที่อุณหภูมิกระเปาะแห้งน้อยกว่า 27°C

และอุณหภูมิกระเปาะเปียกน้อยกว่า 19°C

กระบวนการ 1-2 กระบวนการทำความเย็นและลดความชื้นเมื่ออากาศผ่านคอยล์ทำความเย็น

กำหนดให้

สถานะที่ 1 อากาศเข้าสู่ชุดคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 25°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 17°C

สถานะที่ 2 อากาศออกจากชุดคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 13°C และมีอุณหภูมิกระเปาะเปียก 12°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.)

$$h_1 = 48 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_1 = 0.0092 \text{ kg/kg dry air}$$

$$h_2 = 34.2 \text{ kJ/kg dry air}$$

$$\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$$

อัตราการไหลของอากาศแห้งที่ผ่านคอยล์ทำความเย็น

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{\dot{q}_{total}}{h_1 - h_2}$$

$$\dot{m}_{a,coil} = \frac{5.2755}{48 - 34.2} = 0.382 \text{ kg/s}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการควบแน่นของน้ำในอากาศ

$$\dot{m}_{w,coil} = \dot{m}_{a,coil} (\omega_1 - \omega_2)$$

$$\dot{m}_{w,coil} = 0.382(0.0092 - 0.0086) = 0.000229 \text{ kg/s}$$

กระบวนการ 2-3 กระบวนการเพิ่มความร้อนเมื่ออากาศผ่านฮีตเตอร์

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านฮีตเตอร์ $\dot{Q}_{he} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 1000 W; $1 = 0.382(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 36.82 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 36.82 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

จะได้

$$T_3 = 15.2^\circ \text{C}$$

กรณีเปิดฮีตเตอร์ 2000 W; $2 = 0.382(h_3 - 34.2)$

$$h_3 = 39.44 \text{ kJ/kg dry air}$$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $h_3 = 39.44 \text{ kJ/kg dry air}$ และ $\omega_2 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

$$T_3 = 19^\circ \text{C}$$

สภาวะที่ 3 อากาศออกจากชุดฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ $\omega_3 = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$

สภาวะที่ 4 อากาศออกจากชุดควบคุมความชื้นที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และ อุณหภูมิกระเปาะเปียก 19°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) $\omega_4 = 0.0106 \text{ kg/kg dry air}$

กระบวนการที่ 3-4 กระบวนการเพิ่มความร้อนและเพิ่มความชื้นเมื่ออากาศผ่านชุดควบคุมความชื้น

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านชุดควบคุมความชื้น จากสมการที่ (2.27)

กรณีที่ 1 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 15.2°C

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$\dot{Q}_{hw} = 0.382[1.005(27 - 15.2) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2529.268)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 6.47 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 1 + 6.47 = 7.47 \text{ kW}$$

กรณีที่ 2 อุณหภูมิที่ออกจากฮีตเตอร์เข้าสู่ชุดควบคุมความชื้นที่ 19°C

$$\dot{Q}_{hw} = 0.382[1.005(27 - 19) + 0.0106(2439.57) + 0.0086(113.13 - 2536.26)]$$

$$\dot{Q}_{hw} = 4.989 \text{ kW}$$

$$\text{อัตราการถ่ายเทความร้อนรวม ; } \dot{Q}_{total} = \dot{Q}_{he} + \dot{Q}_{hw} = 2 + 4.989 = 6.989 \text{ kW}$$

จากการคำนวณ หากสถานะเริ่มต้นใกล้เคียงกับสถานะคงตัวอย่าง สามารถให้ความร้อนจากชุดควบคุมอุณหภูมิและชุดควบคุมความชื้นได้ดังนี้ คือ

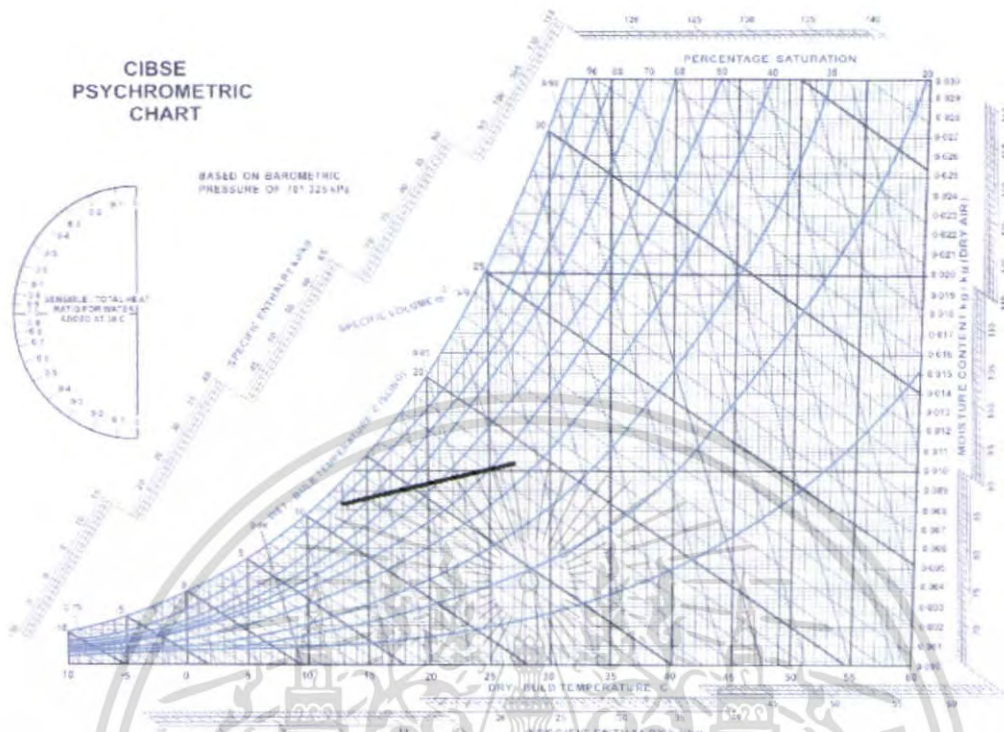
กรณีที่ 1 ให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 1 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 6.47 kW

กรณีที่ 2 ให้ความร้อนโดยฮีตเตอร์จากชุดควบคุมอุณหภูมิ 2 kW

และจากชุดควบคุมความชื้น 4.989 kW

3.2 การจำลองระบบและการทำงานอุปกรณ์ เมื่อห้องชุดอีแวปอเรติงอยู่ในสภาวะคงที่



รูปที่ 3-22 แผนภูมิไซโครเมตริกแสดงกระบวนการปรับสภาวะเมื่อห้องจำลองสภาวะภายในอยู่ในสภาวะคงที่

สภาวะที่ 1 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง 27°C และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง 19°C

จากตาราง ข-1 (ในภาคผนวก ข.) $P_{g,dh} = 3.5998 \text{ kPa}$ $P_{g,wb} = 2.21222 \text{ kPa}$

จากสมการ 2.23 b

$$\omega_{wb} = \frac{0.6219(P_{wb})}{P - P_{wb}}$$

$$\omega_{wb} = \frac{(0.6219)(2.21222)}{(101.325 - 2.21222)}$$

$$\omega_{wb} = 0.0139 \text{ kg/kg dry air}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ 2.27

$$\omega_{db} = \frac{C_p(T_{wb} - T_{db}) + \omega_{wb}h_{fg,wb}}{h_{g,db} - h_{f,wb}}$$

$$\omega_{db} = \frac{1.005(19 - 27) + (0.0139)(2456.46)}{2550.84 - 79.77}$$

$$\omega_{db} = 0.0105642 \text{ kg/kg dry air}$$

จากสมการ 2.24

$$\phi = \frac{\omega_{db}P}{(0.6219 + \omega_{db})P_{db}}$$

$$\phi = \frac{(0.0105642)(101.325)}{(0.6219 + 0.0105642)(3.5998)}$$

$$\phi = 0.4702 = 47.02\%$$

อุณหภูมิจุดน้ำค้าง

$$T_{dp} = T_{Sat@P_v}$$

$$P_v = \phi P_{db@27^\circ C} = 0.4702 \times 3.5998 = 1.6926 \text{ kPa}$$

$$T_{dp} = T_{Sat@1.6926 \text{ kPa}} = 14.87^\circ C$$

สถานะที่ 2 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง $13^\circ C$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $12^\circ C$

จากสมการ 2.34

$$SHF = \frac{C_p(T_1 - T_2)}{h_1 - h_2}$$

$$= \frac{1.005(27 - 13)}{54.02 - 34.2}$$

$$= 0.7099$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการ 2.35

$$SHF = \frac{\dot{q}_s}{\dot{q}_s + \dot{q}_l}$$

$$\dot{q}_s = (0.7099)(5.2755) = 3.745 \text{ kW}$$

$$\dot{q}_l = (5.2755 - 3.745) = 1.531 \text{ kW}$$

$$\dot{m}_a = \frac{5.2755}{54.02 - 34.2} = 0.2662 \text{ kg/s}$$

พิจารณาค่าอัตราความชื้นของน้ำที่คอยล์ทำความเย็น เพื่อนำไปใช้ในการคำนวณค่า EER ต่อไป

เนื่องจากอากาศออกจากชุดคอยล์ทำความเย็นที่อุณหภูมิระเปาะแห้ง 13°C และมีอุณหภูมิระเปาะเปียก 12°C

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) จะได้

$$\omega = 0.0086 \text{ kg/kg dry air}$$

และจะได้

$$\dot{m}_w = 0.2662(0.0105642 - 0.0086) = 0.0005229 \text{ kg/s}$$

ถ้าอุณหภูมิออกจากชุดควบคุมอุณหภูมิ (ฮีทเตอร์) ที่อุณหภูมิ $T_3 = 26^\circ\text{C}$

จากแผนภูมิ ช-1 (ในภาคผนวก ข.) ที่ $T_3 = 26^\circ\text{C}$ ได้ $h_3 = 46.12 \text{ kJ/kg dry air}$

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านฮีทเตอร์ $\dot{Q}_{he} = \dot{m}_a (h_3 - h_2)$

$$= 0.2662(48.12 - 34.2)$$

$$\dot{Q}_{he} = 3.706 \text{ kW}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนที่เกิดจากชุดควบคุมอุณหภูมิ เป็นความร้อนในส่วนของความร้อนสัมผัสทั้งคือ 3.706 kW ดังนั้นความร้อนสัมผัสส่วนที่เหลือ ($3.745 - 3.706 = 0.039 \text{ kW}$) จะเป็นความร้อนสัมผัสที่เกิดจากชุดควบคุมความชื้น ดังนั้นความร้อนที่เกิดจากชุดควบคุมความชื้นจะเป็นดังนี้คือ

$$\dot{Q}_{hw} = 1.531 + 0.039 = 1.57 \text{ kW}$$

จากการคำนวณ ณ สภาวะคงที่

เพราะฉะนั้นจะต้องให้ความร้อนโดยชุดควบคุมอุณหภูมิ 3.706 kW

และจะต้องให้ความร้อนโดยชุดควบคุมความชื้น 1.57 kW



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

4.1 ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

อุปกรณ์สำคัญที่ติดตั้งในชุดทดลอง แบ่งเป็น 4 ส่วน คือ

4.1.1 บริเวณภายในห้องจำลองสภาวะภายนอก

1. ขดลวดความร้อน (Heater) ขนาด 9000 Watt เพื่อควบคุมสภาวะความร้อนแก่ห้อง

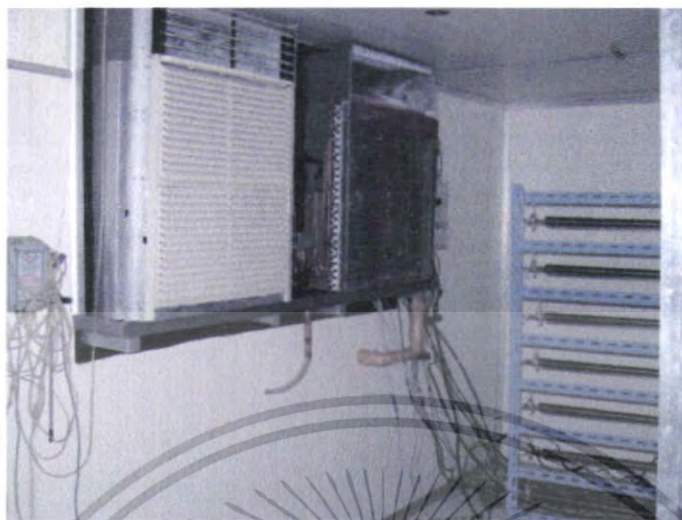
ทดสอบ



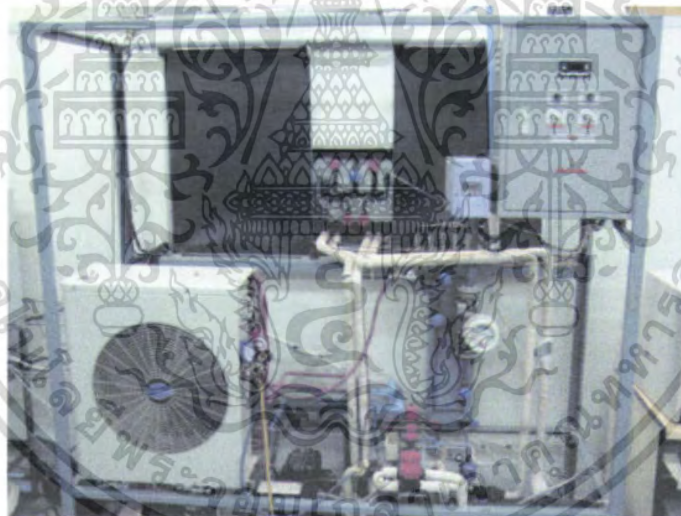
รูปที่ 4-1 ขดลวดความร้อนขนาด 9000 วัตต์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ระบบทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-Cooled Water Chiller)



รูปที่ 4-2 คอยล์เย็นของระบบทำน้ำเย็น



รูปที่ 4-3 ระบบทำน้ำเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. หม้อกำเนิดไอน้ำ (Steam Generator) เป็นตัวควบคุมสถานะความชื้น



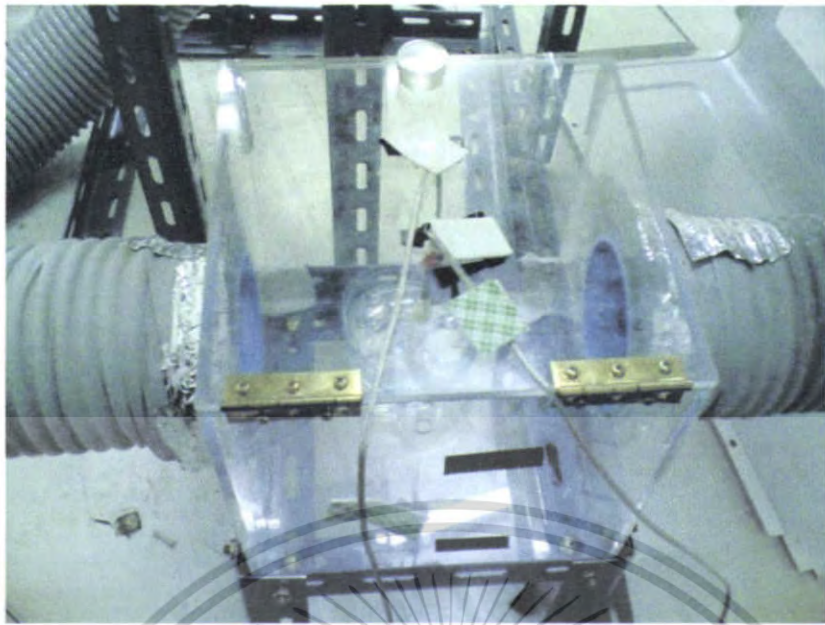
รูปที่ 4-4 Steam Generator

4. ชุดอุปกรณ์สุ่มตัวอย่าง (Sampling Device) ซึ่งประกอบไปด้วย ท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ, กล้องเก็บค่าอุณหภูมิ และ พัดลมดูดอากาศ (Blower)



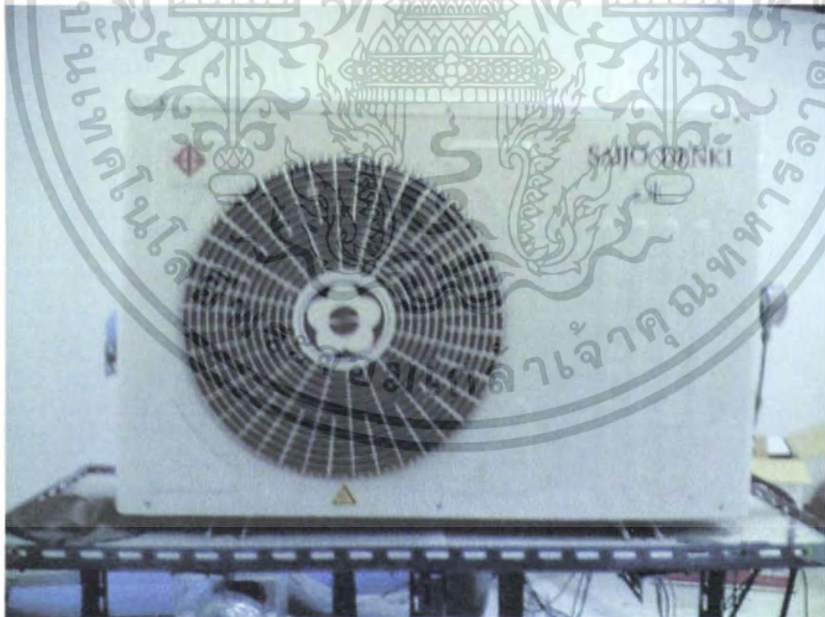
รูปที่ 4-5 ท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-6 กล้องเก็บค่าอุณหภูมิและพัฒนาคู่อากาศ

5. ชุดคอยล์ร้อน (Condensing Unit)



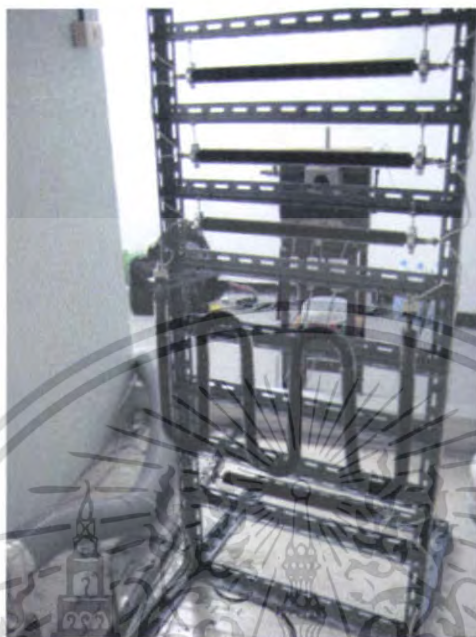
รูปที่ 4-7 ชุดคอยล์ร้อน (Condensing Unit)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.2 บริเวณภายในห้องจำลองสถานะภายใน

1. ขดลวดความร้อน (Heater) ขนาด 9000 Watt เพื่อควบคุมสถานะความร้อนแก่ห้อง

ทดสอบ



รูปที่ 4-8 ขดลวดความร้อนขนาด 9000 วัตต์

2. หม้อกำเนิดไอน้ำ (Steam Generator) เป็นตัวควบคุมสถานะความชื้น



รูปที่ 4-9 หม้อกำเนิดไอน้ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ชุดอุปกรณ์สุ่มตัวอย่าง (Sampling Device) ซึ่งประกอบไปด้วย ท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ, กล้องเก็บค่าอุณหภูมิ และ พัดลมดูดอากาศ (Blower)



รูปที่ 4-10 ท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ



รูปที่ 4-11 กล้องเก็บค่าอุณหภูมิและพัดลมดูดอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.3 เครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ

1. Power Meter



รูปที่ 4-12 Power Meter

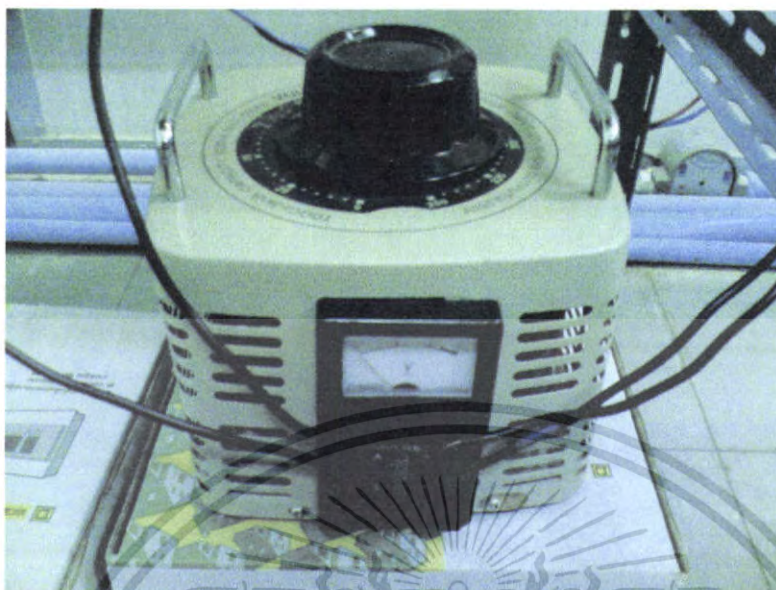
2. Digital Clamp Meter



รูปที่ 4-13 Digital Clamp Meter

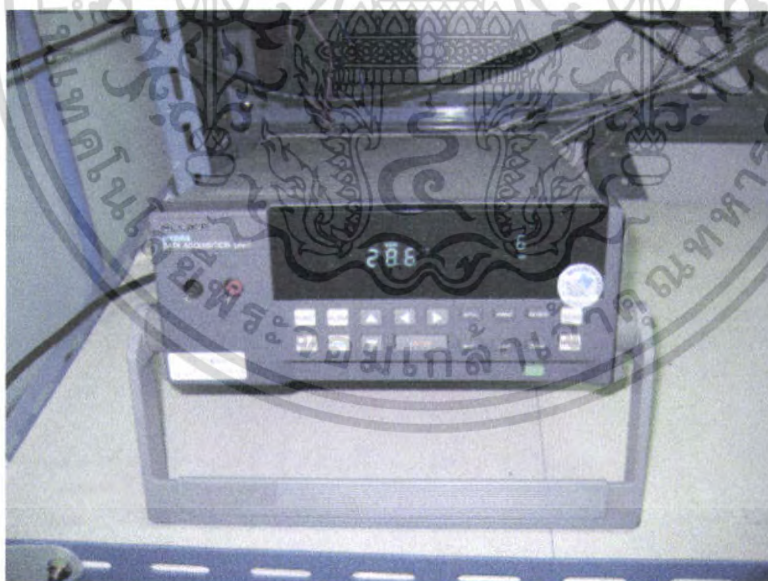
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. หม้อแปลงปรับแรงดันไฟฟ้าขจัดความร้อนบริเวณห้องควบคุม(Voltage Regulator)



รูปที่ 4-14 หม้อแปลงปรับแรงดันไฟฟ้าขจัดความร้อน

4. อุปกรณ์วัดและเก็บค่าอุณหภูมิ ยี่ห้อ Fluke รุ่น Hydra 2620A



รูปที่ 4-15 Fluke Hydra 2620A

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. Thermo couple Type K ใช้วัดอุณหภูมิใช้วัดอุณหภูมิกระเปาะเปียก และอุณหภูมิกระเปาะแห้งของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอกและห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน



รูปที่ 4-16 Thermocouple Type K

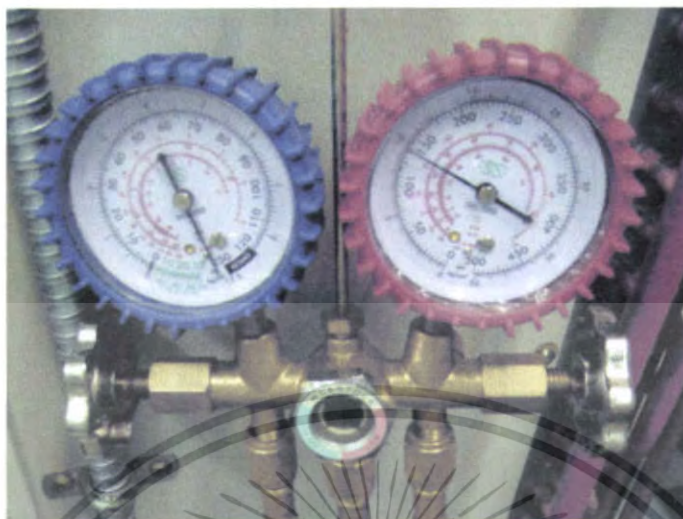
6. Thermo couple Type T ใช้วัดอุณหภูมิใช้วัดอุณหภูมิหม้อกำเนิดไอน้ำในห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอกและ ห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน



รูปที่ 4-17 Thermocouple Type T

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. เกจแมนิโฟลด์



รูปที่ 4-18 เกจแมนิโฟลด์

8. เครื่องวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ (Humidity & Temperature Meter)



รูปที่ 4-19 Humidity & Temperature Meter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. USB 2.0 to RS-232 Cable ใช้สำหรับเชื่อมต่อระหว่างคอมพิวเตอร์กับ Fluke Hydra

2620A



รูปที่ 4-20 USB 2.0 to RS-232 Cable

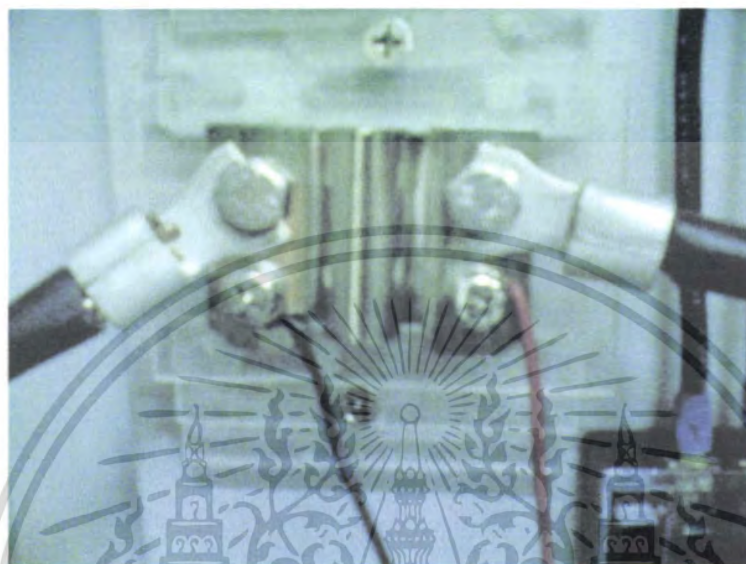
10. สาย RS-232 สำหรับเชื่อมต่อระหว่างคอมพิวเตอร์กับ Fluke Hydra 2620A



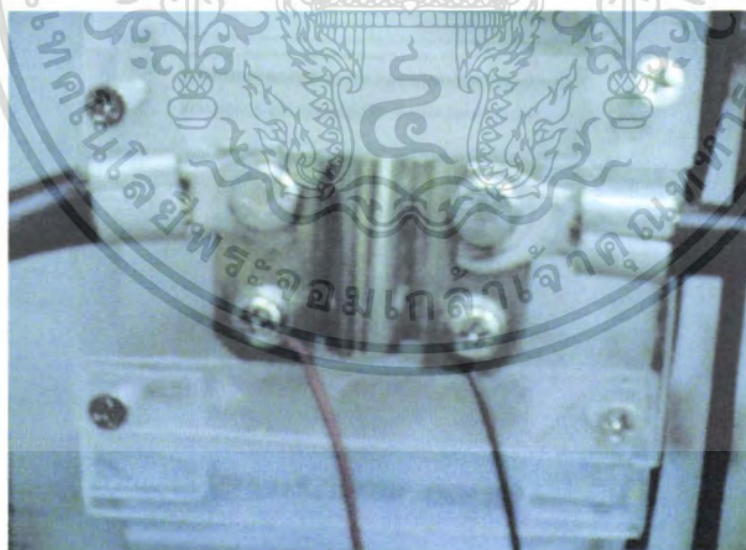
รูปที่ 4-21 RS-232 Cable

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. ชั้นที่ 100 A. 60 mV. สำหรับวัดกระแสไฟฟ้าของห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน โดยการวัดความต่างศักย์ที่ตกคร่อมชั้นที่ ซึ่งเป็นอัตราส่วนโดยตรงเมื่อเทียบกับกระแสไฟฟ้าที่ผ่านชั้นที่ จากกฎของโอห์ม เมื่อเราทราบค่าความต้านทานของชั้นที่ และความต่างศักย์ที่ตกคร่อมชั้นที่ เราก็จะทราบกระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านชั้นที่



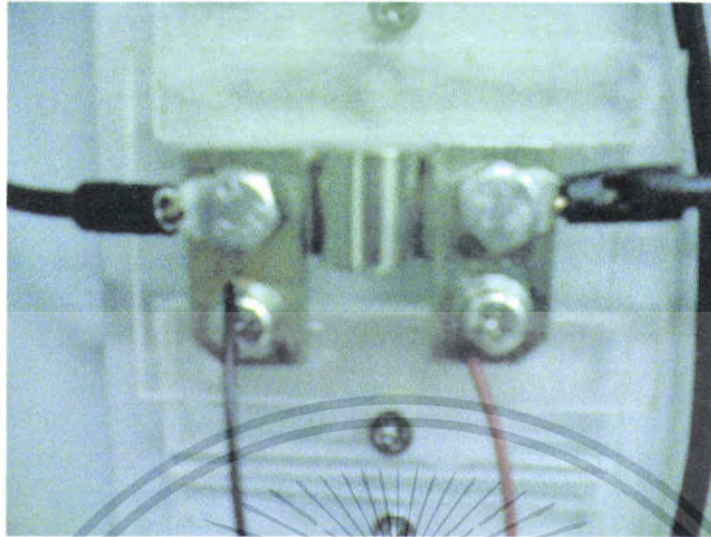
รูปที่ 4-22 ชั้นที่ 100 A. 60 mV. สำหรับห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก



รูปที่ 4-23 ชั้นที่ 100 A. 60 mV. สำหรับห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

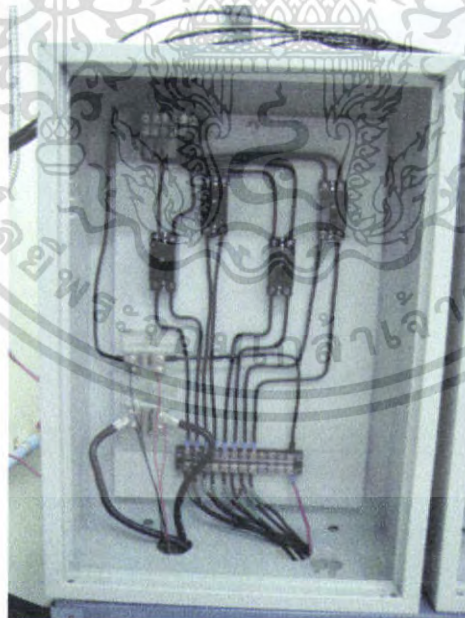
12. ชั้นที่ 50 A. 60 mV. สำหรับวัดกระแสไฟฟ้าของเครื่องปรับอากาศทดสอบ



รูปที่ 4-24 ชั้นที่ 50 A. 60 mV. สำหรับเครื่องปรับอากาศทดสอบ

4.1.4 ชุดตู้ควบคุมการจ่ายไฟ

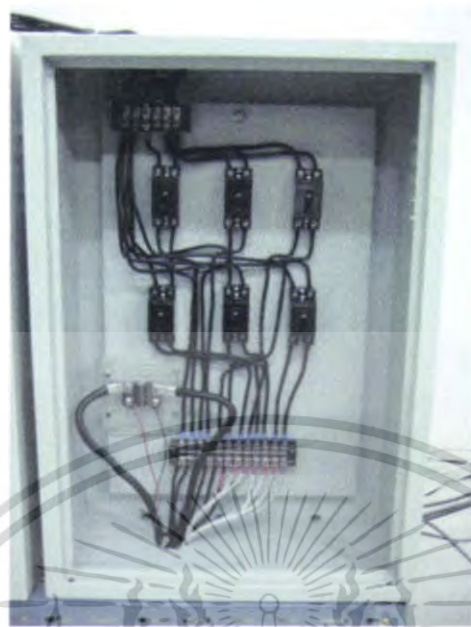
1. ตู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก



รูปที่ 4-25 ตู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ผู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน



รูปที่ 4-26 ผู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก

4.2 การบริการระบบ

4.2.1 เกจแมนิโฟลด์

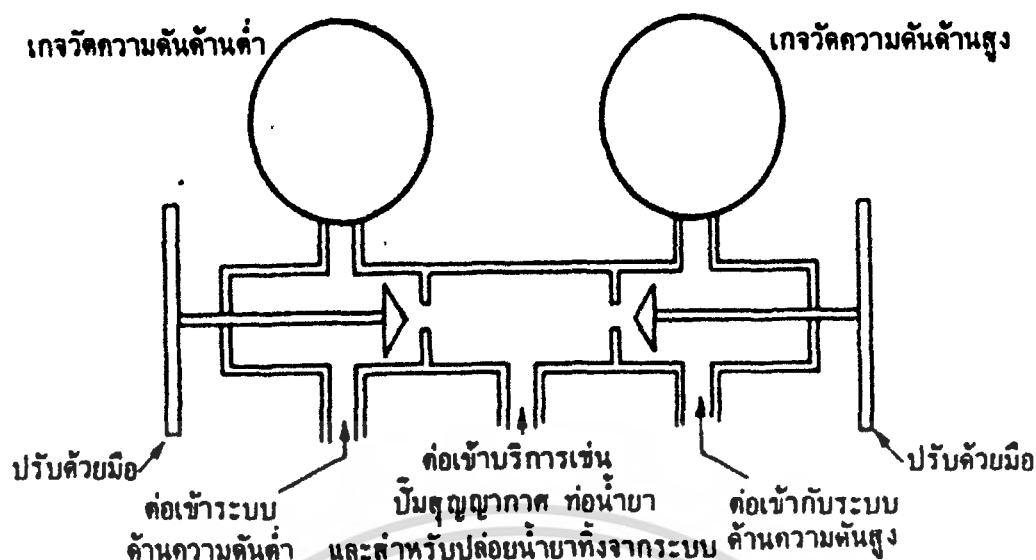
เกจแมนิโฟลด์ ประกอบด้วย

1. เกจวัดความดันด้านสูง (High Pressure Gauge) มีสเกลบอกค่าความดันบนหน้าปัดเพียงอันเดียว ตามปกติจะเริ่มจาก 0-500 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว
2. เกจวัดความดันด้านต่ำ (Low Pressure Gauge) เป็นเกจวัดความดันแบบผสม (Compound Gauge) ใช้วัดค่าความดันที่สูงและต่ำกว่าความดันบรรยากาศ สเกลที่บอกค่าความดันจะบอก ตั้งแต่ -30-0 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว และ 0-250 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว
3. วาล์วปรับด้วยมือ 3 ตัว
4. สายชาร์จ์น้ำยา

การใช้เกจแมนิโฟลด์

1. ท่อซ้ายมือของเกจแมนิโฟลด์ใช้ต่อเข้ากับด้านความดันต่ำ
2. ท่อขวามือของเกจแมนิโฟลด์ใช้ต่อเข้ากับด้านความดันสูง
3. ท่อกลางของเกจแมนิโฟลด์ใช้ต่อสำหรับบริการเช่น ป้อนสุญญากาศ ท่อน้ำยา เป็นต้น

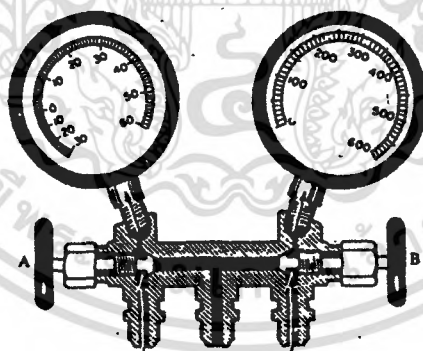
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-27 การต่อใช้เกจแมนิโฟลด์

ลักษณะต่างๆ ของการใช้เกจแมนิโฟลด์

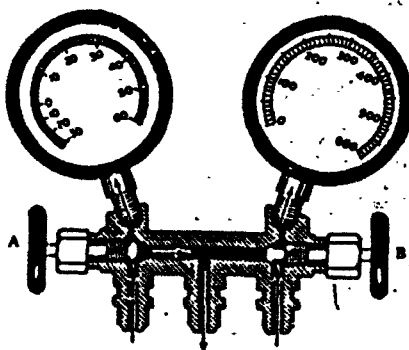
1. ใช้อ่านค่าความดันของระบบ ซึ่งวาล์ว A และวาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิดทั้งคู่ความดันในระบบทางด้านความดันต่ำและความดันสูง อ่านได้จากเกจทั้งคู่



รูปที่ 4-28 วาล์ว A วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิดทั้งคู่

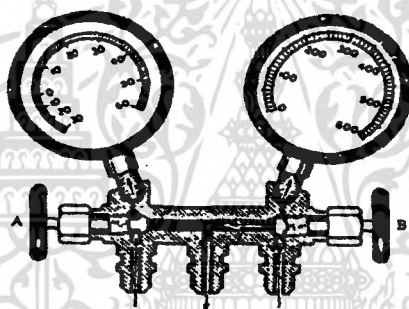
2. ใช้สำหรับชาร์จน้ำยาเข้าระบบหรือปล่อยน้ำยาออกจากระบบ วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งเปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิด ใช้สำหรับให้น้ำยา (สถานะไอ) จากท่อบรรจุน้ำยาผ่านเข้าไปในระบบในทางกลับกัน ถ้าปล่อยสายกลางของเกจแมนิโฟลด์ออกจากท่อน้ำยา และวาล์วอยู่ในตำแหน่งนี้แล้วก็จะเป็นการปล่อยน้ำยาออกจากระบบทิ้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



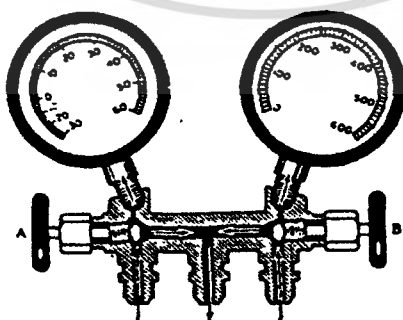
รูปที่ 4-29 วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งเปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิด

3. ใช้สำหรับไล่อากาศในสาย (Purging) หรือปล่อยน้ำยาออกจากระบบทางด้านความดันสูง วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งปิด และวาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิด เป็นการใช้น้ำยาจากระบบทางด้านความดันสูงไล่อากาศในสาย หรือเป็นการปล่อยน้ำยาทิ้งออกจากในระบบ



รูปที่ 4-30 วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิด

4. ใช้สำหรับทำสุญญากาศระบบ วาล์ว A และวาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิดทั้งคู่ สายที่ออกกลางของระบบต่อเข้ากับปั๊มสุญญากาศ



รูปที่ 4-31 วาล์ว A วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิดทั้งคู่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนการใช้เกจแมนิโพลด์

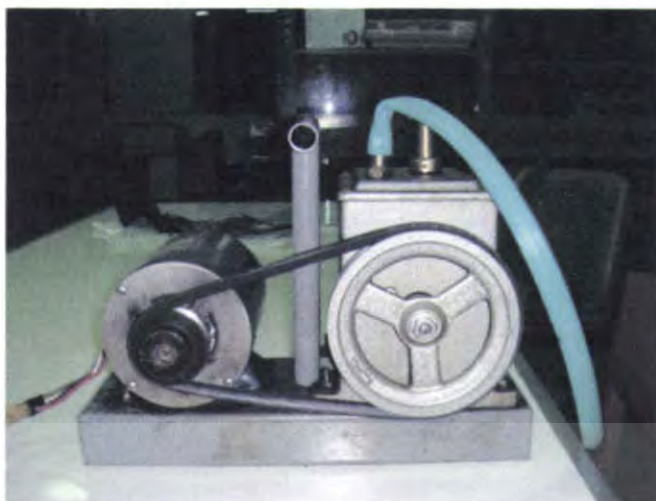
1. หาคำแหน่งของวาล์วบริการในระบบ
2. คลายฝาครอบสำหรับเกจต่อเข้ากับเกจที่วาล์วบริการอย่างช้าๆ
3. ตรวจสอบว่า วาล์วของเกจแมนิโพลด์อยู่ในตำแหน่งปิดทั้งคู่หรือยัง
4. ค่อยๆคลายเกจเข้ากับวาล์วบริการ
5. ถ้าเป็นระบบที่ใช้วาล์วบริการปรับด้วยมือ หรือหมุนวาล์วบริการตามเข็มนาฬิกาประมาณ ¼ รอบ
6. ขณะนี้ควรอ่านค่าความดันเกจได้บนเกจทั้งคู่ ถ้าไม่มีความดันเกิดขึ้น แสดงว่าภายในระบบไม่มีน้ำยา ให้หาคำแหน่งรั่ว และทำการแก้ไข
7. ไล่อากาศในสายที่จุดนี้โดย
 - คลายสายที่เกจแมนิโพลด์เล็กน้อย ปลดปล่อยไอสารความเย็น ที่ออกประมาณ 3 วินาที หรือ
 - คลายปลายสายกลางของเกจแมนิโพลด์ออกจากท่อน้ำยาเล็กน้อย ใช้น้ำยาในระบบไล่อากาศ โดยเปิดวาล์วของเกจแมนิโพลด์ทั้งคู่ ปลดปล่อยให้น้ำยาจากในระบบรั่วทิ้งออกจากปลายสายกลางแล้วจึงขันปลายสายกลางเข้ากับท่อน้ำยาให้แน่น ปิดวาล์วเกจแมนิโพลด์ทั้งคู่อีกครั้งหนึ่ง
8. เกจแมนิโพลด์ขณะนี้พร้อมใช้งานได้แล้ว

4.2.2 การทำสุญญากาศระบบ (Evacuating The System)

การทำสุญญากาศระบบ หรือที่เรียกว่า การทำแวกคัม จะกระทำภายหลังจากการตรวจรั่วระบบแต่ก่อนที่จะนำยาเข้าระบบ การทำสุญญากาศเป็นการใช้เครื่องปั๊มสุญญากาศ (Vacuum Pump) ดูดเอาอากาศและความชื้นภายในระบบออกให้หมด ถ้าเป็นระบบเก่าก็รวมการขจัดน้ำยาที่เสื่อมคุณภาพออกจากระบบ

ในขณะที่กำลังทำสุญญากาศระบบ ค่าความดันของเกจความดันต่ำ จะอ่านได้ต่ำกว่า 0 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว เกจจะแสดงให้เห็นว่าในระบบเป็นสุญญากาศซึ่งหมายความว่าความดันในระบบขณะนี้น้อยกว่าความดันบรรยากาศ

สิ่งที่สำคัญที่สุดของการทำสุญญากาศคือ ต้องดูความชื้นออกจากระบบให้หมด จากหลักการที่ว่า เมื่อลดความดันที่ผิวหน้าของของเหลวจะทำให้จุดเดือดของของเหลวลดต่ำลงด้วย ฉะนั้นเมื่อระบบสุญญากาศหรือที่ความสูงของปรอทใกล้ 29 นิ้วปรอท น้ำจะมีจุดเดือดที่ 0 องศาฟาเรนไฮด์ ความชื้นที่เหลืออยู่ในระบบจะถูกเปลี่ยนสถานะ และถูกดูดออกมา

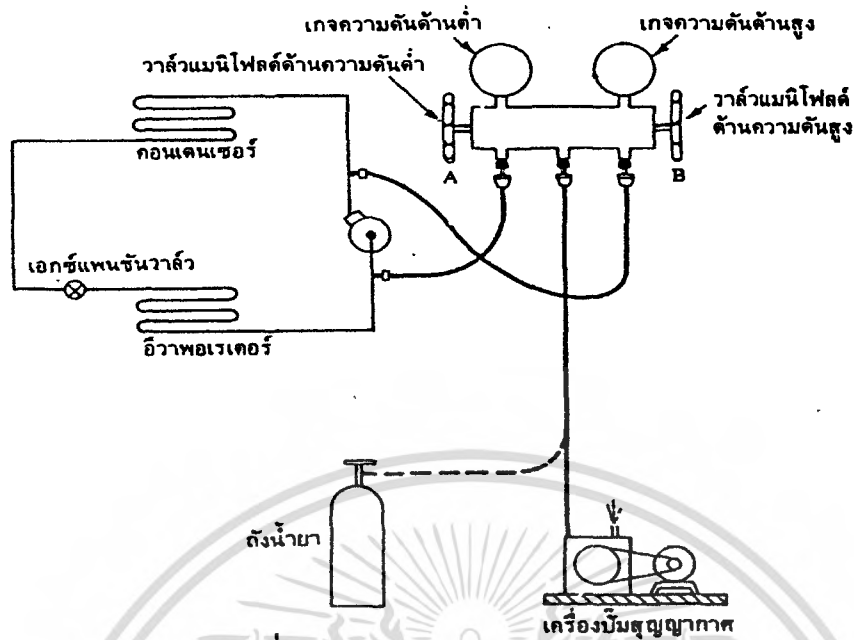


รูปที่ 4-32 ปัมสุญญากาศ

การทำสุญญากาศระบบควรทำตามขั้นตอนต่อไปนี้

1. ต่อชุดเกจแมนิโพลด์เข้ากับวาล์วบริการ
2. เปิดวาล์วทั้งคู่ของเกจแมนิโพลด์
3. ต่อสายท่อกลางของเกจแมนิโพลด์เข้ากับปั๊มสุญญากาศ
4. เดินเครื่องปั๊มสุญญากาศ
5. เข้มความดันของเกจวัดความดันต่ำเริ่มลดต่ำกว่าตำแหน่ง 0 (เกจวัดความดันสูงจะไม่สามารถอ่านค่าได้)
6. เมื่อเข็มวัดความดันต่ำอ่านค่าถึง -29.92 นิ้วปรอทให้เดินเครื่องปั๊มสุญญากาศต่อไปอีก 20 นาที
7. ถ้าเข็มของเกจวัดความดันต่ำไม่สามารถลดลงถึง -29.92 นิ้วปรอท ให้ทำการตรวจข้อต่อต่างๆ ใหม่หมด
8. เกจทางสุญญากาศที่อ่านได้ไม่เป็นที่น่าพอใจ ให้หมุนวาล์วทั้งคู่ของเกจของแมนิโพลด์ ให้อยู่ในตำแหน่งปิด ถ้าค่าความดันสูงขึ้น (แต่ยังต่ำกว่า 0 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว) แสดงว่าระบบรั่ว ให้หยุดเครื่องปั๊มสุญญากาศ แล้วค้นหาที่รั่ว
9. ถ้าเกจทางสุญญากาศคงที่ อยู่ในขณะที่วาล์วทั้งคู่ของแมนิโพลด์เกจ อยู่ในตำแหน่งปิด แสดงว่าปั๊มสุญญากาศไม่ดีพอ
10. ภายหลังจากเดินเครื่องปั๊มสุญญากาศ 20-30 นาที แล้วปิดวาล์วทั้งคู่ของเกจแมนิโพลด์
11. หยุดเครื่องเดินเครื่องปั๊มสุญญากาศ
12. ขณะนี้ระบบทำสุญญากาศเรียบร้อย พร้อมทั้งจะชาร์จน้ำยาเข้าในระบบต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-33 การทำสุญญากาศระบบ

4.2.3 การชาร์จน้ำยาเข้าระบบ (Charging The System)

การชาร์จน้ำยาเข้าระบบเป็นการปฏิบัติต่อจากการทำสุญญากาศระบบ สายกลางของแมนนิโฟลด์ที่ปลดออกจากปั๊มสุญญากาศ หลังจากสุญญากาศระบบแล้วจะถูกต่อเข้ากับท่อบรรจุน้ำยา

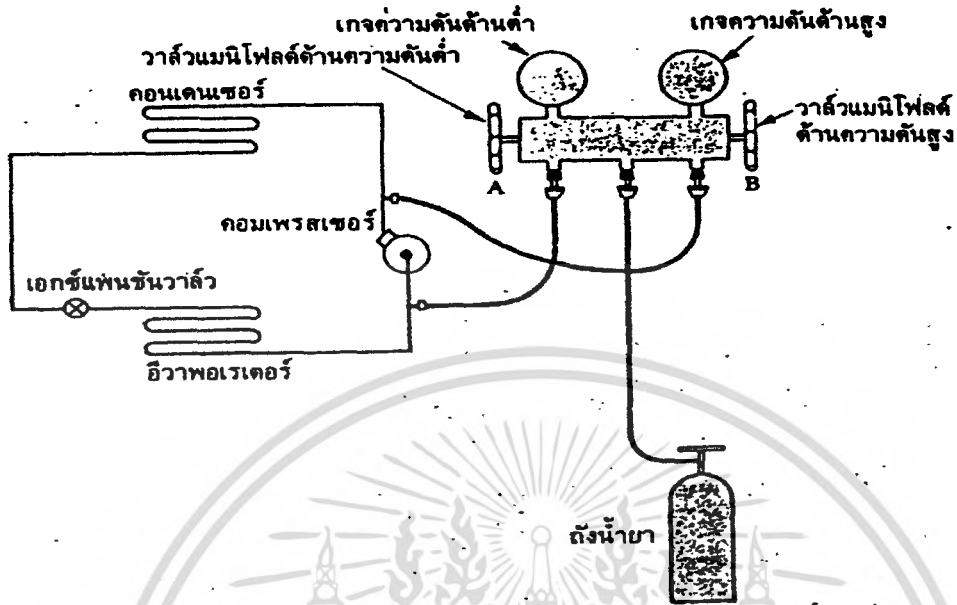
การชาร์จน้ำยาในสถานะไอเข้าไปในระบบทางด้านความดันต่ำ เป็นการชาร์จไอสารความเย็น เข้าในระบบทางด้านความดันต่ำ โดยเดินมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ควบน้ำยาเข้าไปในระบบการเติมน้ำยาเข้าระบบโดยวิธีนี้จะใช้เวลาเพิ่มขึ้นเล็กน้อย แต่เป็นวิธีที่ธรรมดาๆ และปลอดภัย

ลำดับการชาร์จน้ำยาในสถานะไอเข้าระบบมีดังนี้

1. ถอดปลายสายกลางของเกจแมนนิโฟลด์ออกจากเครื่องปั๊ม แล้วต่อเข้ากับถังน้ำยา
2. เปิดวาล์วท่อน้ำยา (สถานะ ไอ)
3. ใช้น้ำยาในท่อ ไล่อากาศที่อยู่ในท่อของเกจแมนนิโฟลด์ โดยคลายปลายสาย ด้านติดกับเกจแมนนิโฟลด์ออกเล็กน้อยปล่อยให้ น้ำยาจากในท่อ ไล่อากาศออกทิ้ง แล้วหมุนปลายสายกลับแน่นดังเดิม
4. เปิดวาล์ว A ชาร์จน้ำยาเข้าระบบเล็กน้อย ที่ความดันเกจประมาณ 30 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว แล้วปิดวาล์ว A
5. เดินมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ของระบบเครื่องทำความเย็น
6. ค่อยเปิดวาล์ว A ควบคุมให้น้ำยาสถานะก๊าซ ชาร์จน้ำยาเข้าไปในระบบ สังเกตดูเข็มของเกจแมนนิโฟลด์ทางด้านความดันสูงและความดันต่ำ ให้ได้ตามเกณฑ์
7. ปิดวาล์ว A เมื่อความดันในระบบทางด้านสูงและด้านต่ำได้ตามเกณฑ์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8. ทดลองเดินเครื่องทำความเย็นในขณะที่ยังติดเกจแมนิโพลด์อยู่กับระบบอย่างน้อยประมาณ 3 ชั่วโมง



รูปที่ 4-34 การชาร์จน้ำยาในสถานะก๊าซเข้าไปในระบบทางด้านความดันต่ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.3 อุปกรณ์, เครื่องมือ และซอฟต์แวร์ต่างๆ

1. Fluke Hydra 2620A



รูปที่ 4-35 Fluke Hydra 2620A

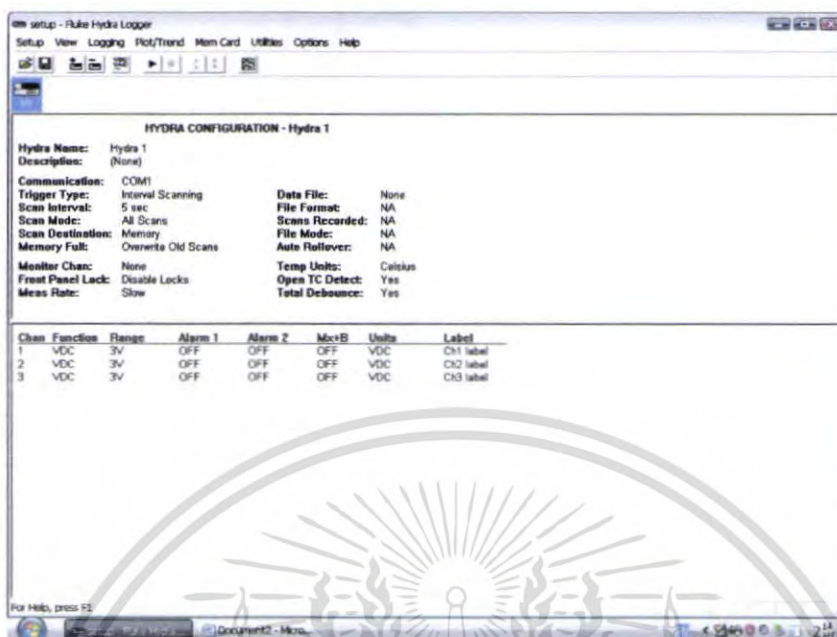
2. สาย RS-232 และ RS-232 to USB converter



รูปที่ 4-36 สาย RS-232 และ RS-232 to USB converter

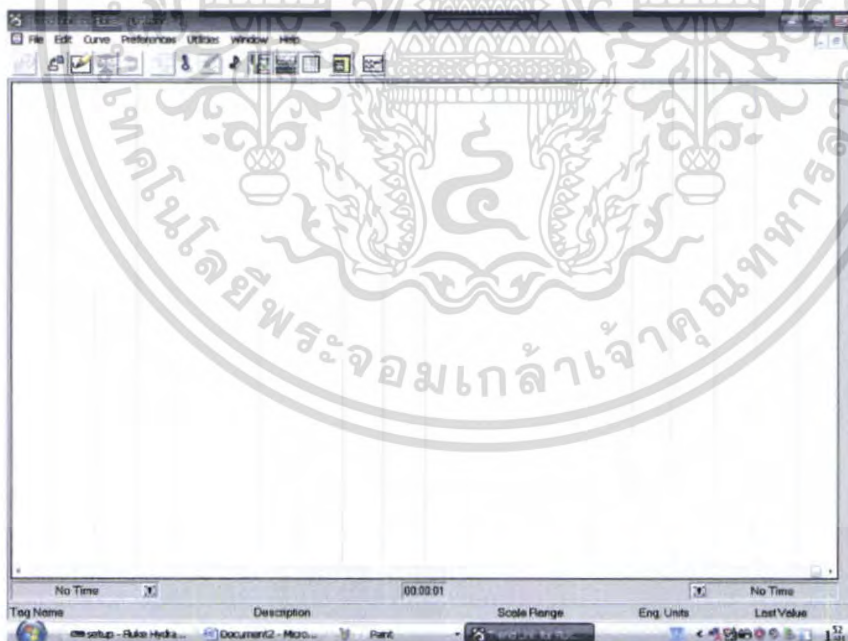
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ซอฟต์แวร์ Hydra Logger



รูปที่ 4-37 ซอฟต์แวร์ Fluke Hydra Logger

4. ซอฟต์แวร์ Trend Link



รูปที่ 4-38 ซอฟต์แวร์ Trend Link

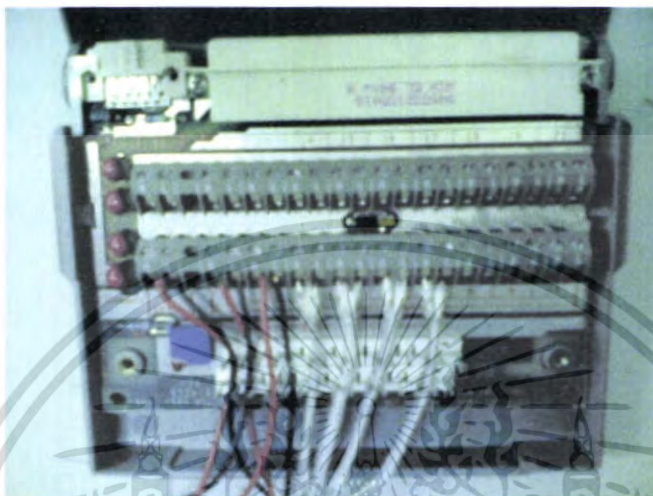
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.4 การติดตั้งและใช้งานโปรแกรม Hydra Logger และ Trend Link

4.4.1 การติดตั้งอุปกรณ์

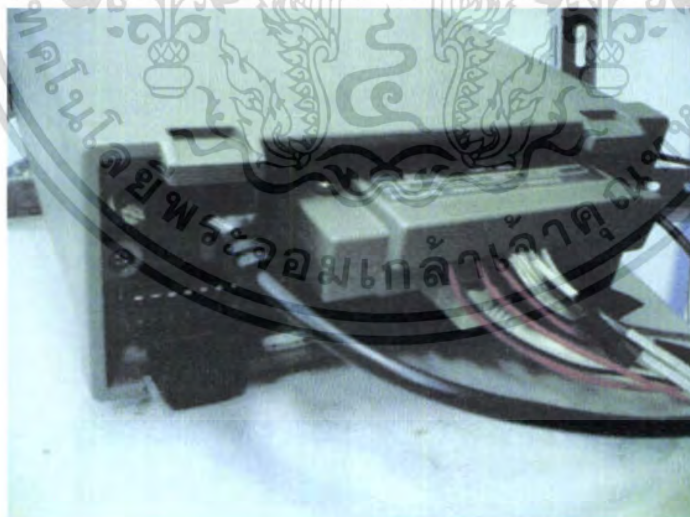
1. ต่อสาย Thermocouple และสายสัญญาณต่างๆเข้ากับ Memory Card ของ Fluke 2620A

ดังรูป



รูปที่ 4-39 การต่อสายสัญญาณต่างๆในเมน โมริการ์ด

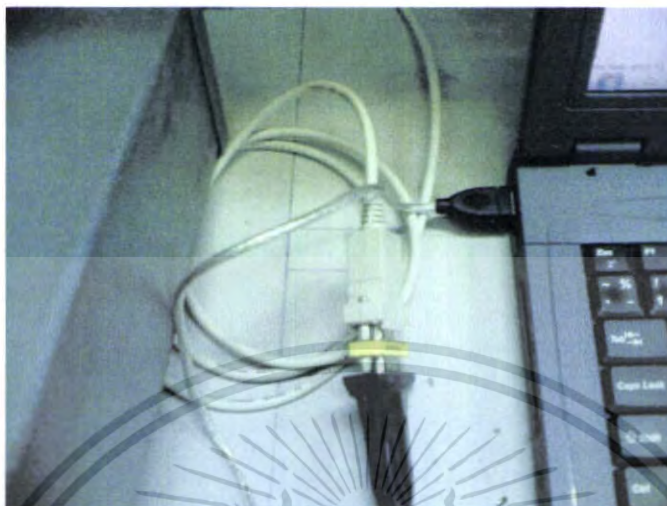
2. เสียบเมน โมริการ์ดและต่อสาย RS-232 เข้าที่ด้านหลังเครื่อง ดังรูป



รูปที่ 4-40 การเสียบเมน โมริการ์ดและสาย RS-232 เข้าที่ด้านหลังเครื่อง

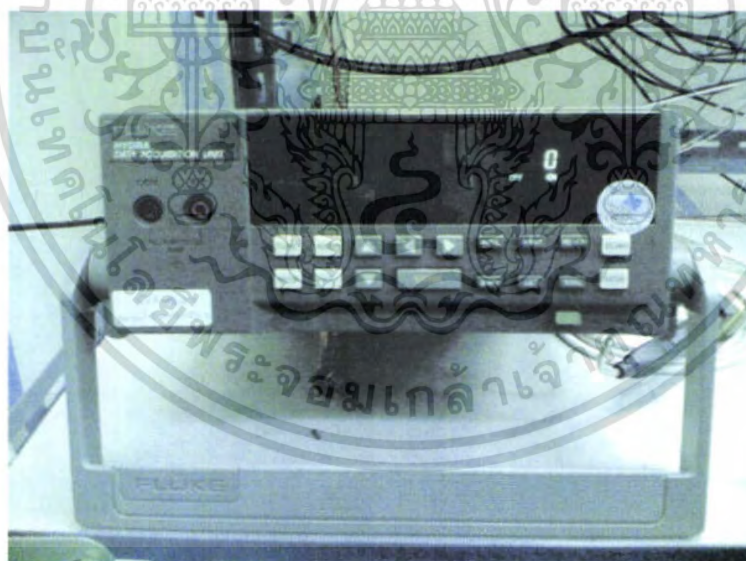
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. ต่อปลายสาย RS-232 อีกด้านหนึ่งเข้ากับหัวแปลง RS-232 เป็น USB แล้วต่อเข้ากับคอมพิวเตอร์ด้วยพอร์ต USB ดังรูป



รูปที่ 4-41 การต่อสาย RS-232 เข้ากับ USB to RS-232 Converter

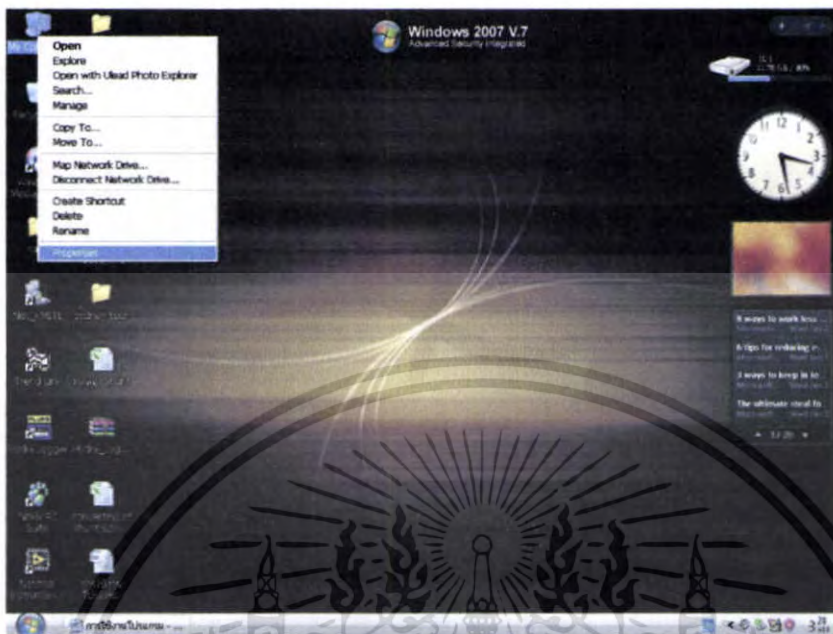
4. เปิดเครื่อง Fluke Hydra 2620A



รูปที่ 4-42 เครื่อง Fluke Hydra 2620A ที่พร้อมใช้งาน

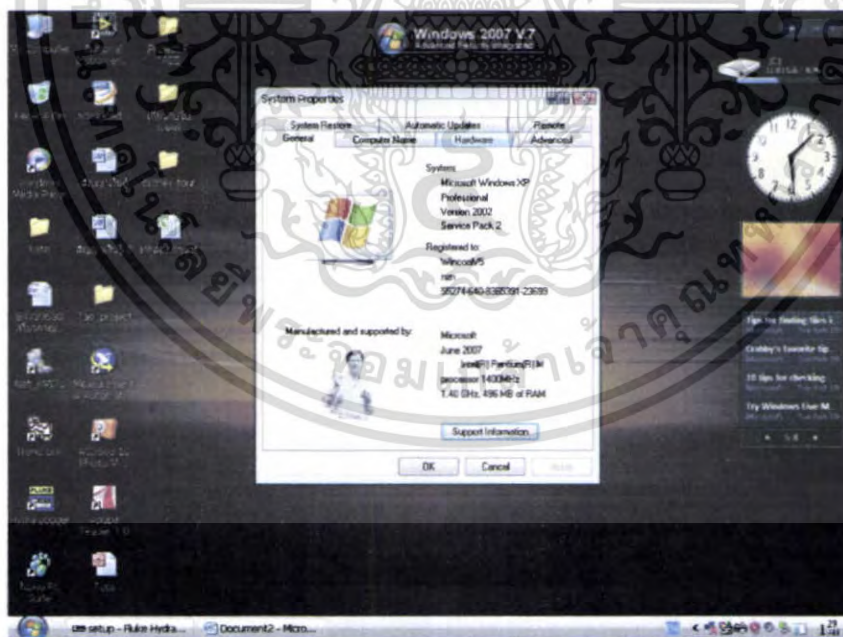
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ทำการตั้งค่าการใช้งานระหว่างเครื่องคอมพิวเตอร์กับ Fluke Hydra 2620A โดยคลิกขวา
ที่ My Computer เลือก Properties



รูปที่ 4-43 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 1

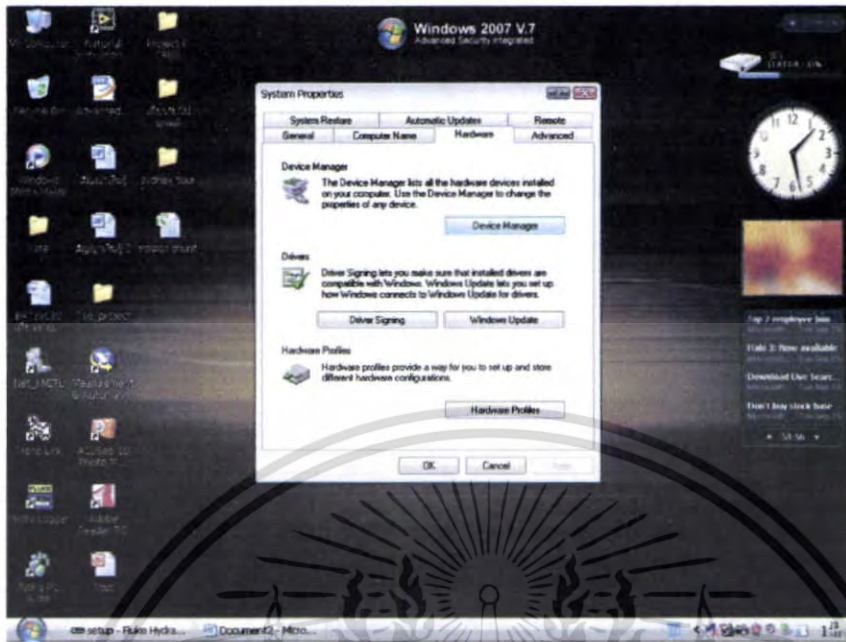
6. คลิกเลือก Hardware ตั้งรูป



รูปที่ 4-44 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 2

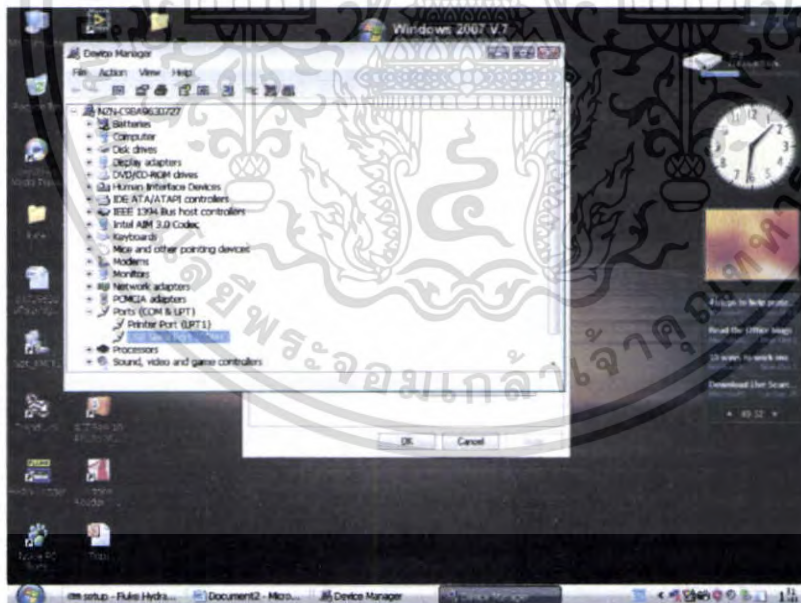
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. คลินิกที่ Device Manager ดังรูป



รูปที่ 4-45 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 3

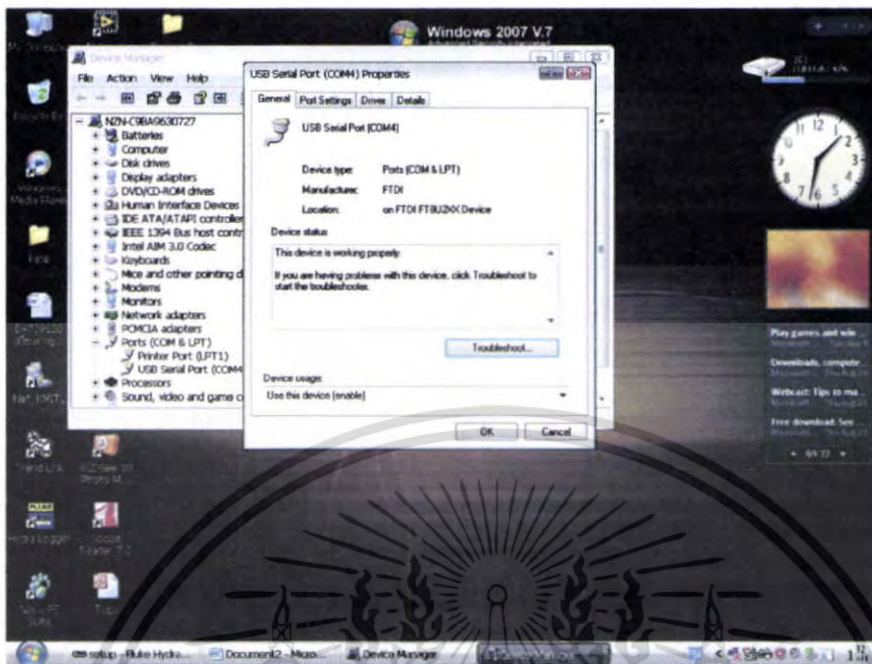
8. Double Click ที่ Ports(COM & LPT) ดังรูป สังเกตที่ USB Serial Port (COM4) แสดงว่า
ต้องตั้งค่าของการติดต่อสื่อสารของโปรแกรม Hydra Logger กับ Fluke Hydra Logger ผ่านพอร์ต COM4



รูปที่ 4-46 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 4

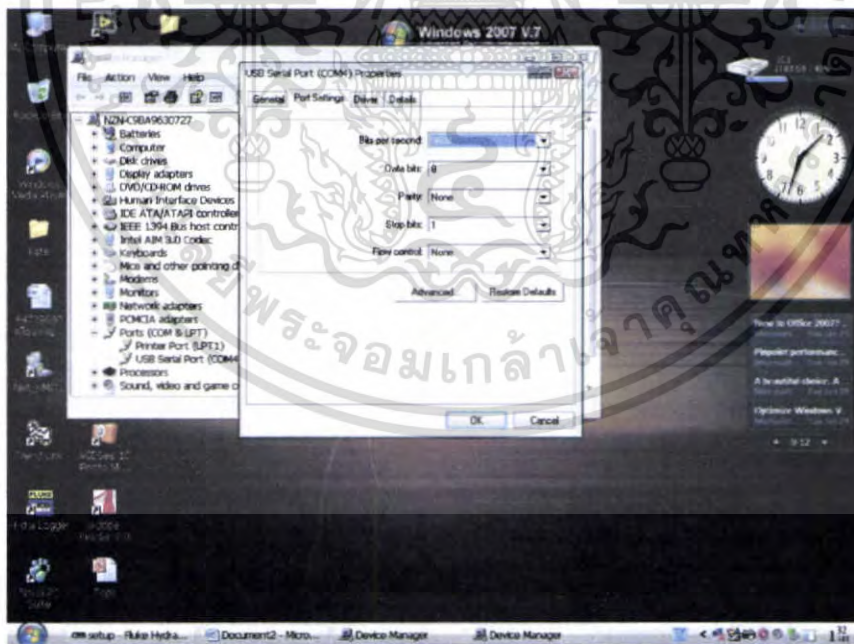
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. Double Click ที่ USB Serial Port (COM4) ดังรูป



รูปที่ 4-47 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 5

10. เลือก Port Setting แล้วตั้งค่าต่างๆ ดังรูป แล้วคลิก OK



รูปที่ 4-48 การตั้งค่าการใช้งานบนคอมพิวเตอร์ 6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

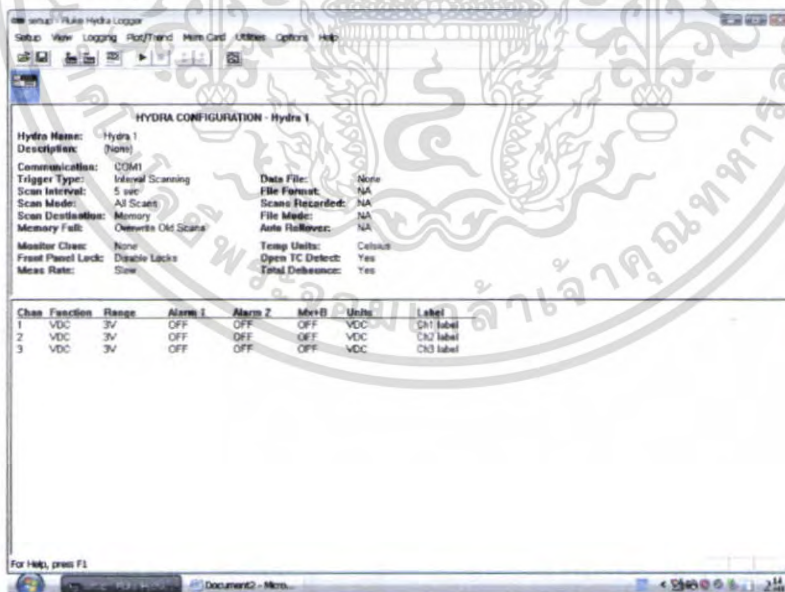
4.4.2 การใช้งานโปรแกรม Hydra Logger

1. ทำการติดตั้งโปรแกรม Hydra Logger และ Trend Link ลงในเครื่องคอมพิวเตอร์
2. คลิกที่ไอคอน Hydra Logger บน Desktop ดังรูป



รูปที่ 4-49 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 1

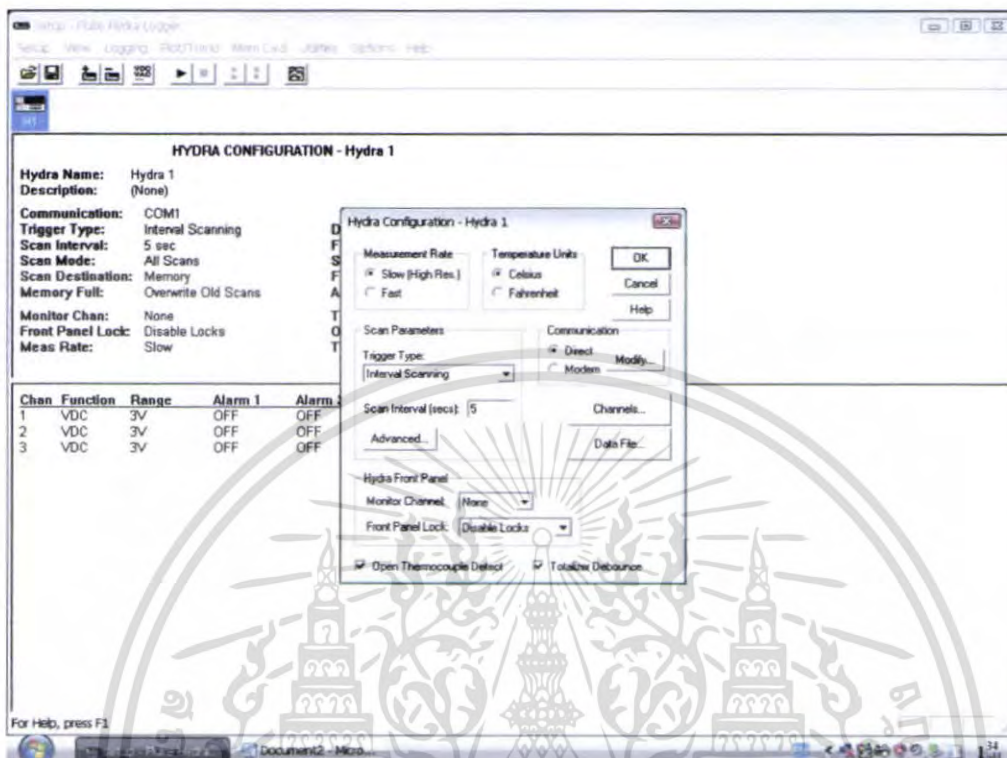
3. หน้าแรกของโปรแกรม Fluke Hydra Logger เป็นดังรูป



รูปที่ 4-50 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

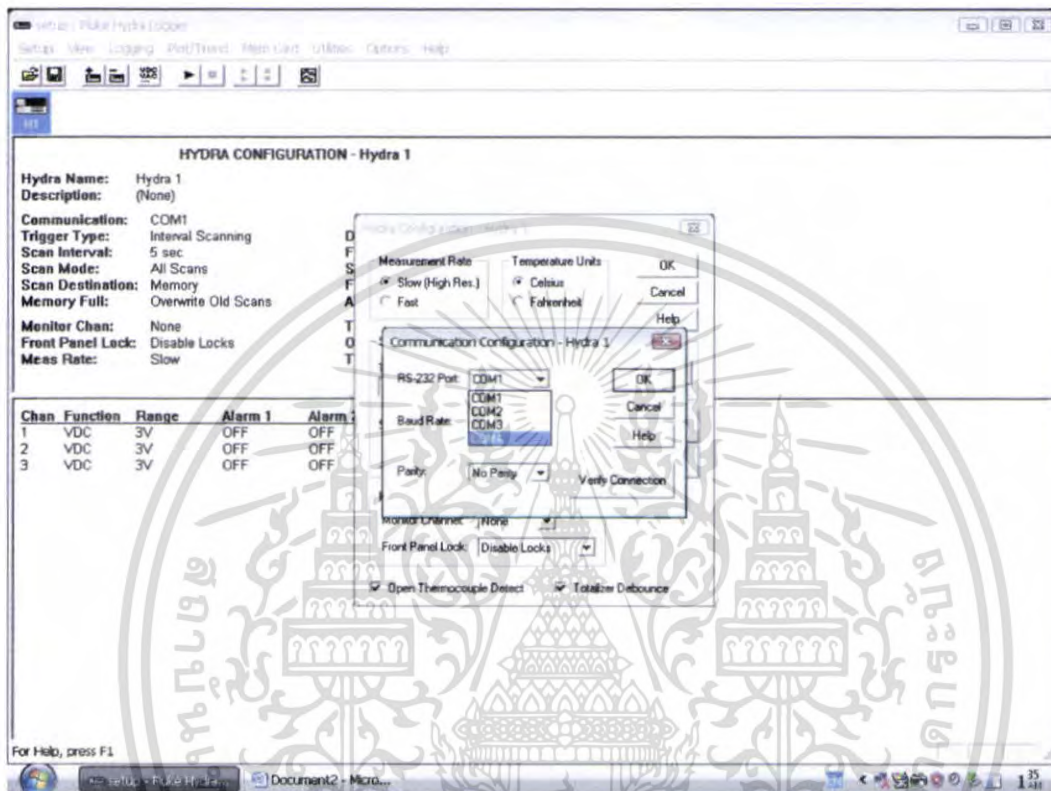
4. Double Click ในส่วนที่เป็น Hydra Configuration เมื่อคลิกเรียบร้อยแล้วจะมีหน้าต่างที่ชื่อว่า Hydra Configuration - Hydra 1 ปรากฏขึ้น ดังรูป



รูปที่ 4-51 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. คำสั่งการติดต่อสื่อสารระหว่างคอมพิวเตอร์กับ Fluke Hydra 2620A โดยคลิกที่ Modify จากนั้นหน้าต่าง Communication Configuration – Hydra 1 จะปรากฏขึ้น ให้เราเลือก RS-232 Port เป็น COM4 หรือ ตามพอร์ตที่เชื่อมต่อกับเครื่องมือวัดของคอมพิวเตอร์เครื่องนั้นๆ (อ่านได้จากหัวข้อการติดตั้งอุปกรณ์)

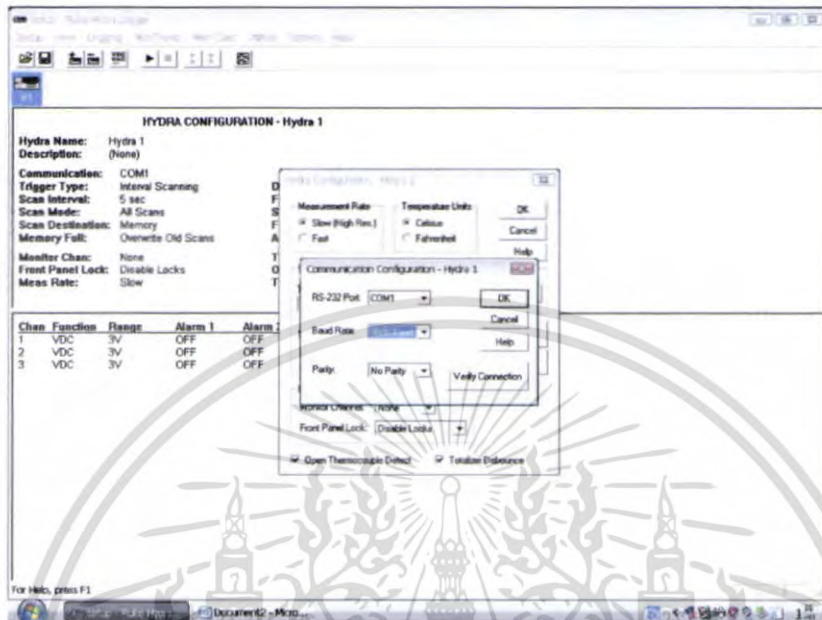


รูปที่ 4-52 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

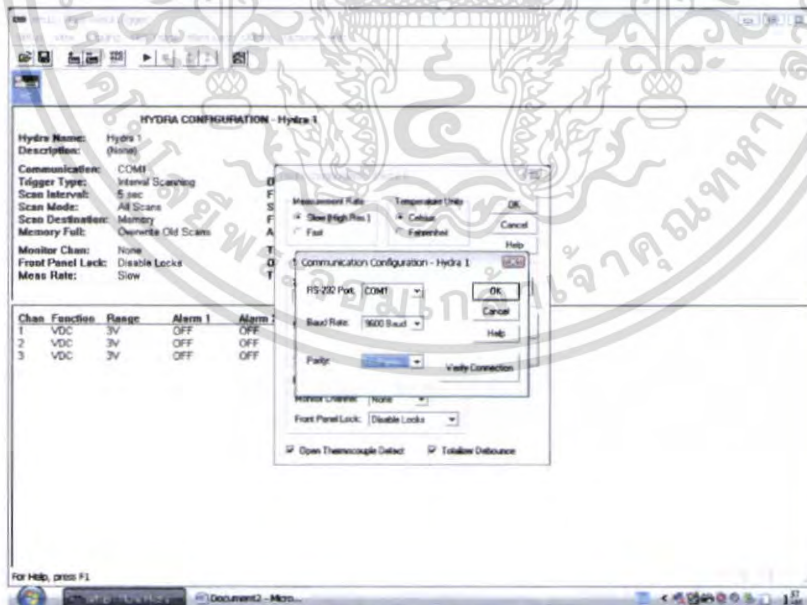
6. ตั้งค่า Baud Rate เป็น 9600 Baud (ต้องตั้งค่า Baud Rate ให้ตรงกับที่เราตั้งค่าใน Device

Manager) ดังรูป



รูปที่ 4-53 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 5

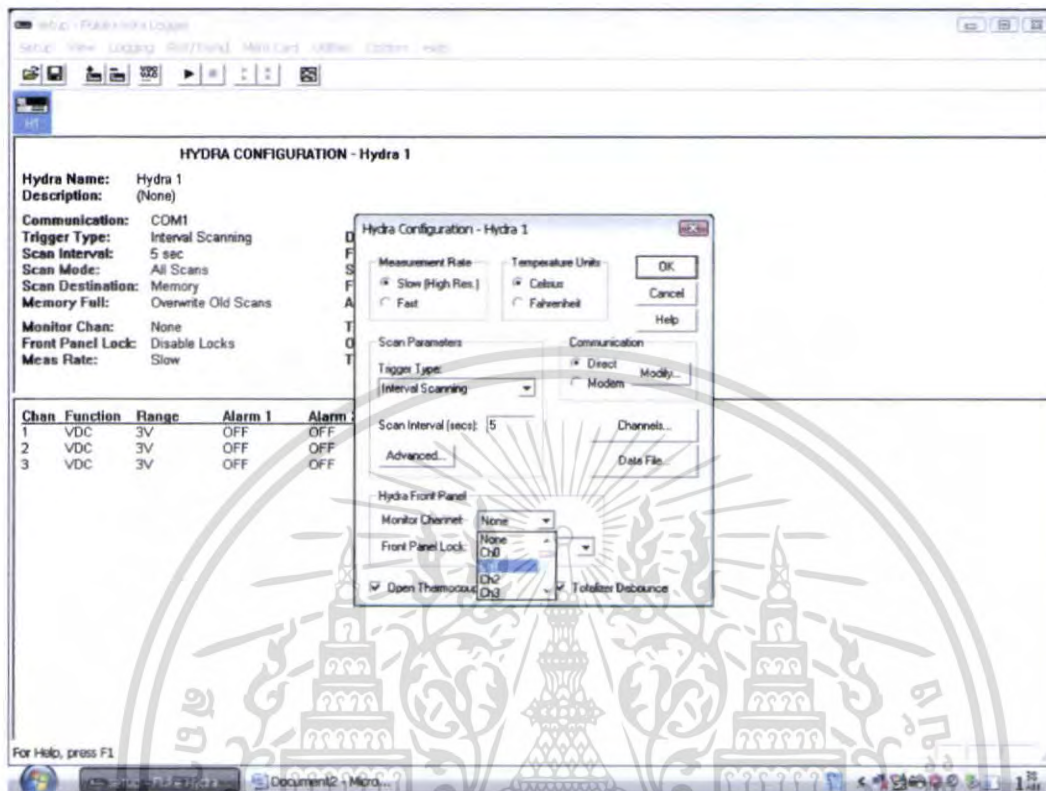
7. ตั้งค่า Parity เป็น No Parity จากนั้นให้คลิก OK ดังรูป



รูปที่ 4-54 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 6

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

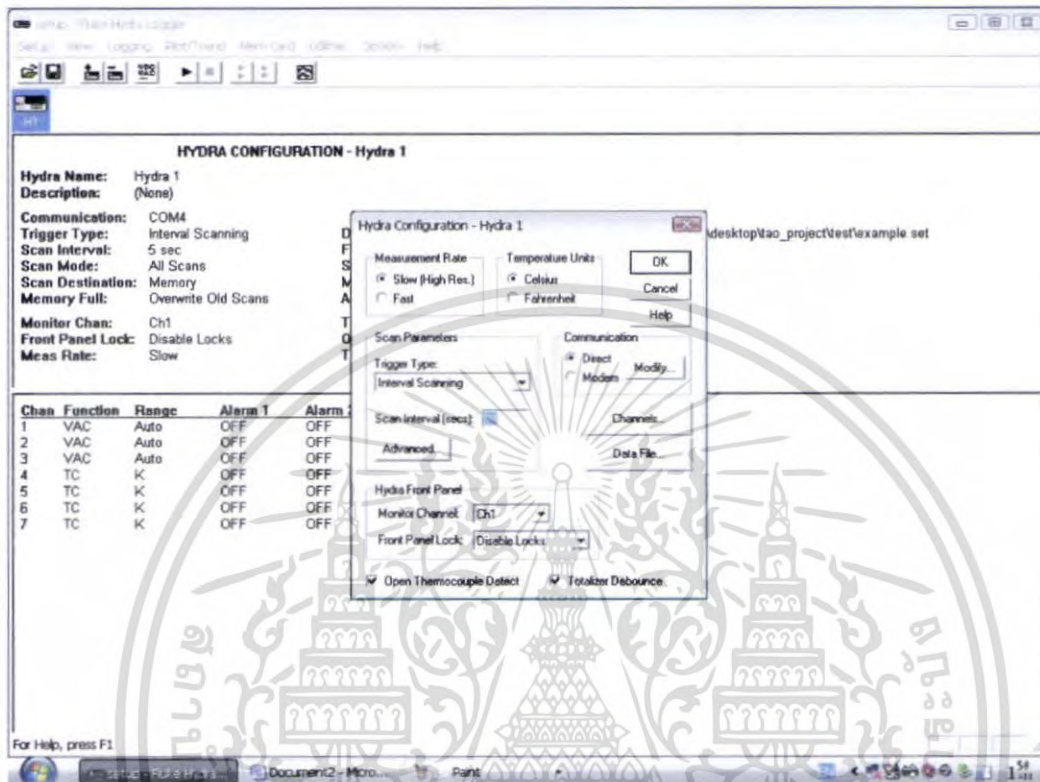
8. ในส่วน Monitor Channel ให้เลือกเป็น Channel ที่เราต้องการให้แสดงบนเครื่อง Fluke Hydra 2620A ระหว่างการทดลอง ในกรณีนี้เลือก Monitor Channel เป็น Ch1 ดังรูป



รูปที่ 4.55 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

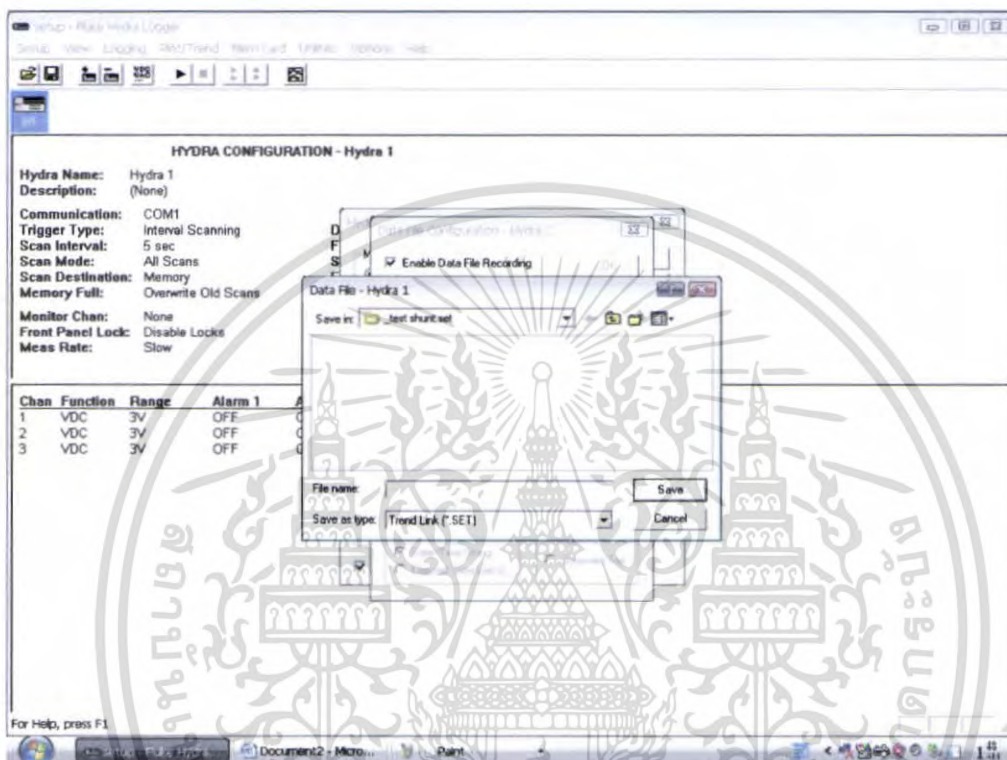
9. ในช่อง Scan Interval (secs) คือ ช่วงเวลาที่เรที่ตั้งไว้ให้ทำการเก็บค่าและแสดงค่าเป็นวินาที เช่น เราต้องการให้เก็บค่าและแสดงค่าทุกๆ 10 วินาที เราต้องใส่ค่า 10 ลงในช่อง Scan Interval (secs) เป็นต้น



รูปที่ 4-56 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

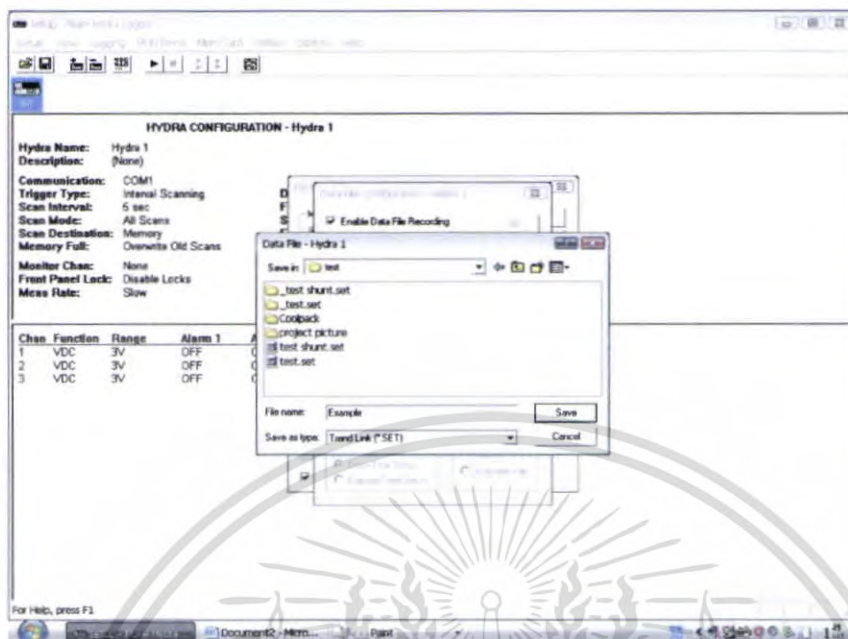
10. จากหน้า Hydra Configuration ให้คลิกที่ Data File... จากนั้นให้คลิกเครื่องหมายถูกที่ Enable Data File Recording แล้วเลือกที่ Trend Link หมายความว่าเราต้องการให้ข้อมูลที่เก็บค่ามาสามารถนำไปเปิดกับโปรแกรม Trend Link ได้ ส่วนถ้าเลือก ASCII(CSV) ข้อมูลที่ได้สามารถนำไปเปิดกับโปรแกรม Microsoft Excel ได้ แต่ที่เราเลือกคลิกที่ Trend Link เพราะเราต้องการให้ข้อมูลที่เก็บค่ามาได้แสดงอยู่ในรูปกราฟแบบ Real Time แล้วเรายังสามารถแปลงข้อมูลเป็น ASCII ได้ง่ายกว่าอีกด้วย



รูปที่ 4-57 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 9

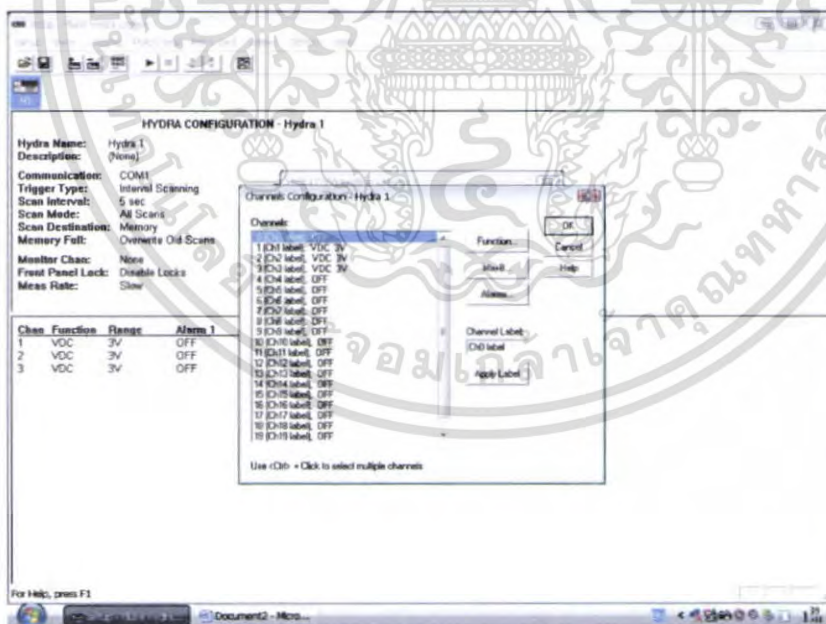
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. ตั้งชื่อไฟล์ ในที่นี้ให้ใช้ชื่อว่า Example แล้วคลิก Save ดังรูป



รูปที่ 4-58 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 10

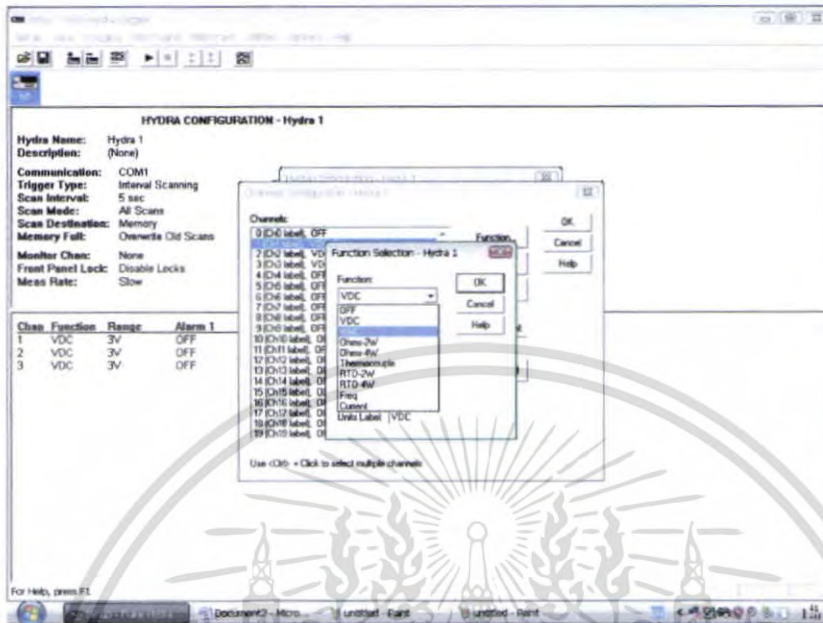
12. จากนั้นให้คลิกเลือก Channels... ที่หน้า Hydra Configuration – Hydra 1 จากนั้นจะมีหน้าต่างที่ชื่อว่า Channels Configuration – Hydra 1 ปรากฏขึ้น ดังรูป



รูปที่ 4-59 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 11

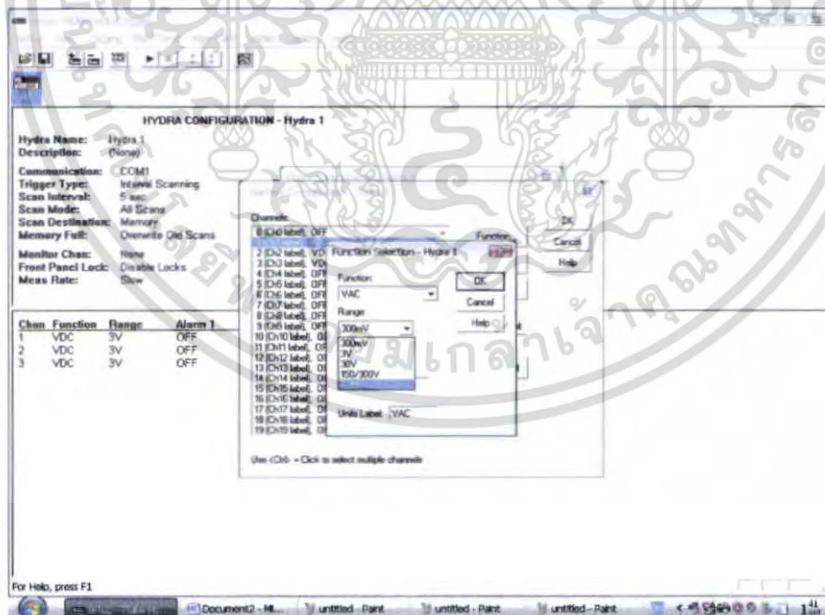
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

13. นำเมาส์คลิกเลือกที่ Ch1 แล้วคลิก Function จากนั้นจะมีหน้าต่าง Function Selection – Hydra 1 ปรากฏขึ้น แล้วคลิกเลือก Function เป็น VAC ดังรูป



รูปที่ 4-60 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 12

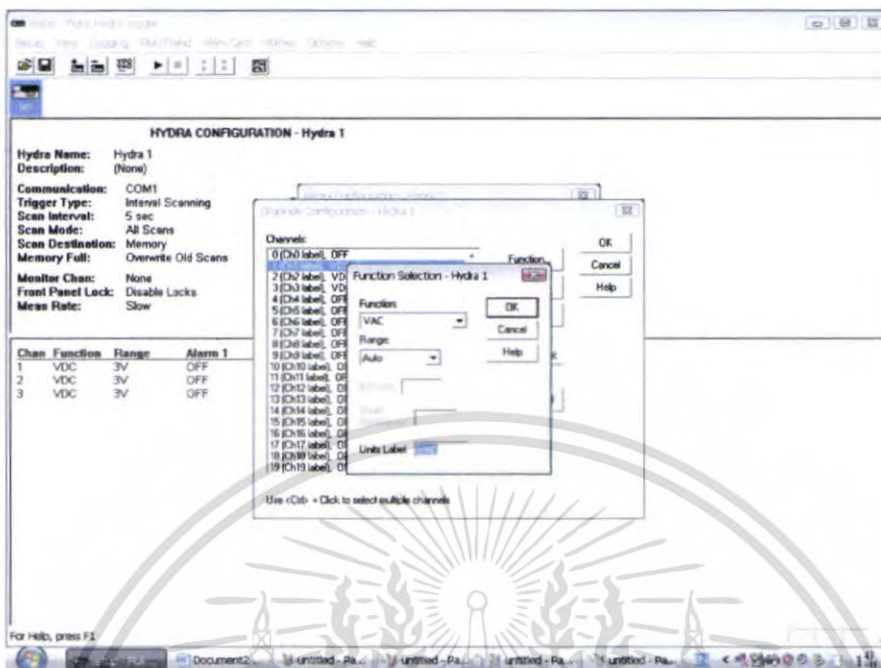
14. เลือก Range ของ Function เป็น Auto ดังรูป



รูปที่ 4-61 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 13

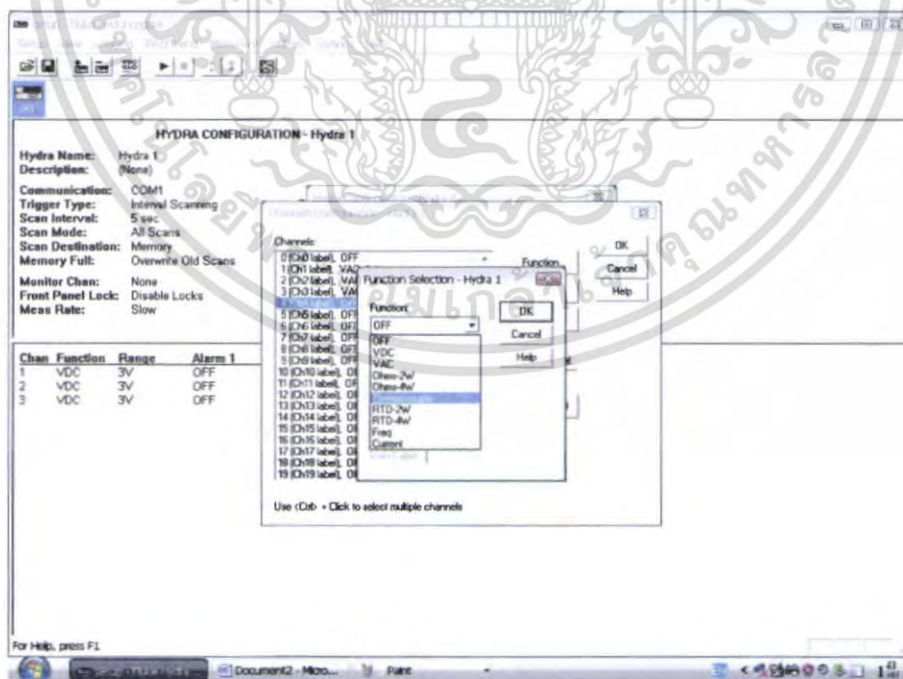
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

15. Unit Label คือ หน่วยของ Function ในที่นี้คือ VAC จากนั้นให้คลิก OK ดังรูป



รูปที่ 4-62 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 14

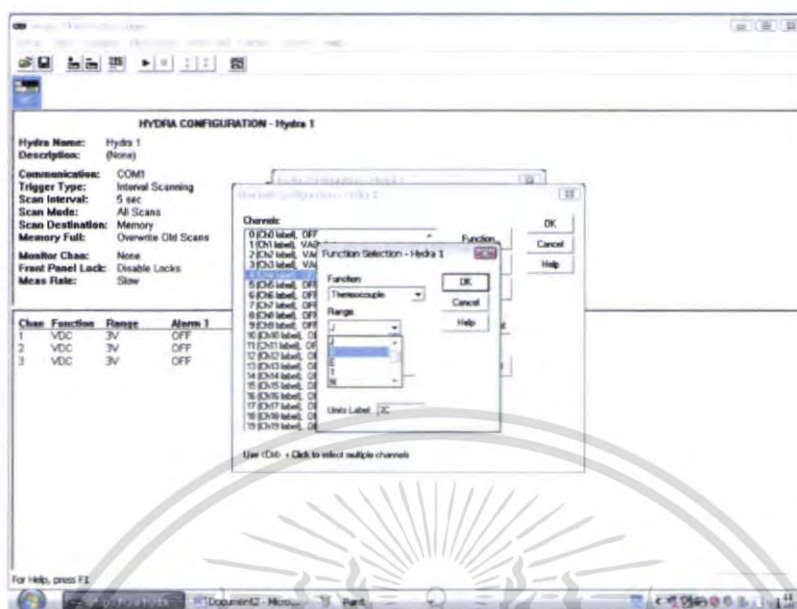
16. เลือก Function Ch4 โดยการ Double Click ที่ Ch 4 แล้วเลือก Function เป็น Thermocouple ดังรูป



รูปที่ 4-63 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 15

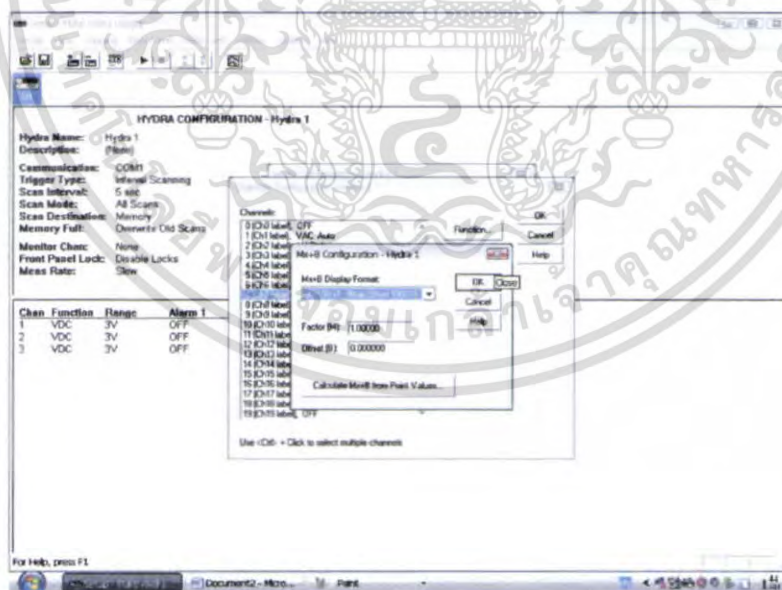
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

17. เลือก Range เป็น K เพราะ Thermocouple ที่ใช้ยังเป็น Type K ดังรูป



รูปที่ 4-64 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 16

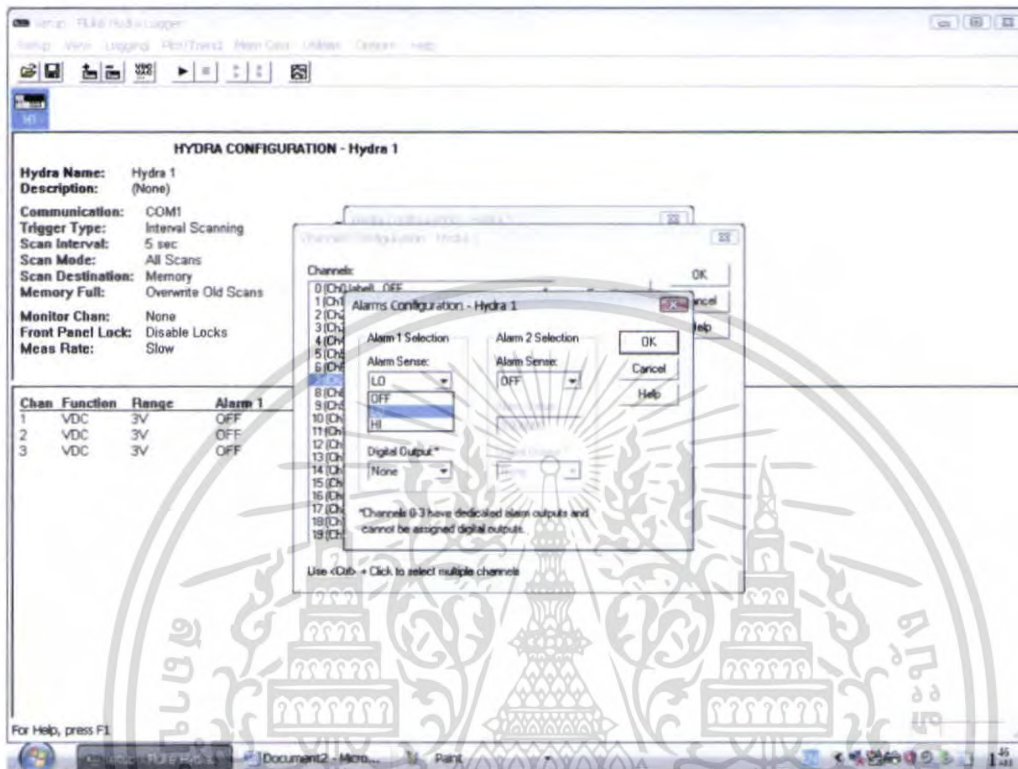
18. เมื่อเรากดเลือก $M \times B$ หน้าต่าง $M \times B$ Configuration จะปรากฏขึ้นมา ให้เรารอกค่า Factor (M) และค่า Offset (B) ลงไป แต่ในที่นี้เราไม่ต้องการแปลงค่าจึงให้ค่า M เป็น 1 และค่า B เป็น 0 ดังรูป



รูปที่ 4-65 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 17

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

19. จากหน้าต่าง Channel Configuration ให้คลิกที่ Alarm หมายถึงต้องการให้เตือนที่ค่าที่สูงหรือต่ำกว่าที่กำหนด ถ้าให้เตือนเมื่อค่าที่ได้สูงกว่าค่าที่กำหนดให้เลือก HI แต่ถ้าให้เตือนเมื่อค่าที่ได้ต่ำกว่าค่าที่กำหนดให้เลือก LO ดังรูป

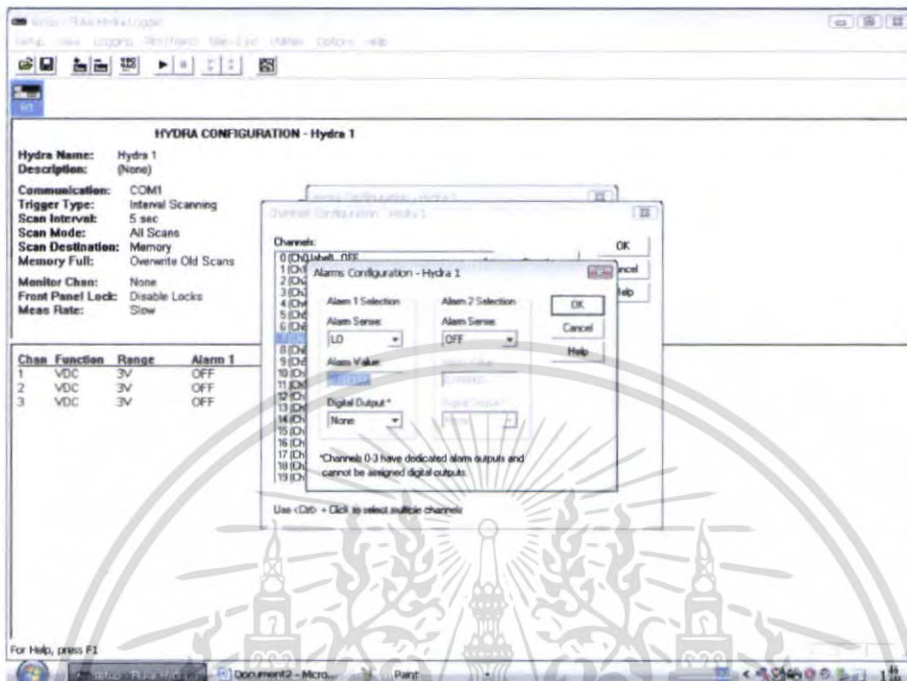


รูปที่ 4.66 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม 18

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

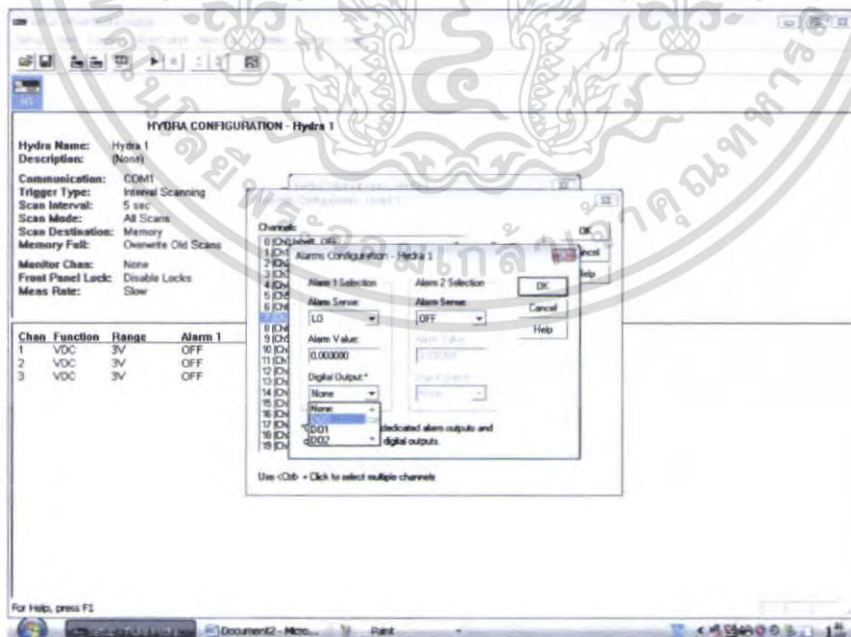
20. Alarm Value คือ ค่าที่ตั้งไว้ เมื่อใดที่ถึงค่าที่ตั้งไว้จะมีสัญลักษณ์เตือนที่มอนิเตอร์ แต่ไม่

มีเสียง ดังรูป



รูปที่ 4-67 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 19

21. Digital Output คือ เมื่อ Alarm ทำงาน เราสามารถตั้งค่าได้ว่าจะให้มี Digital Output ออกมาหรือไม่ ถ้ามีจะมี Digital Output ออกมาใน Channel ไหน จากนั้นคลิก OK ดังรูป

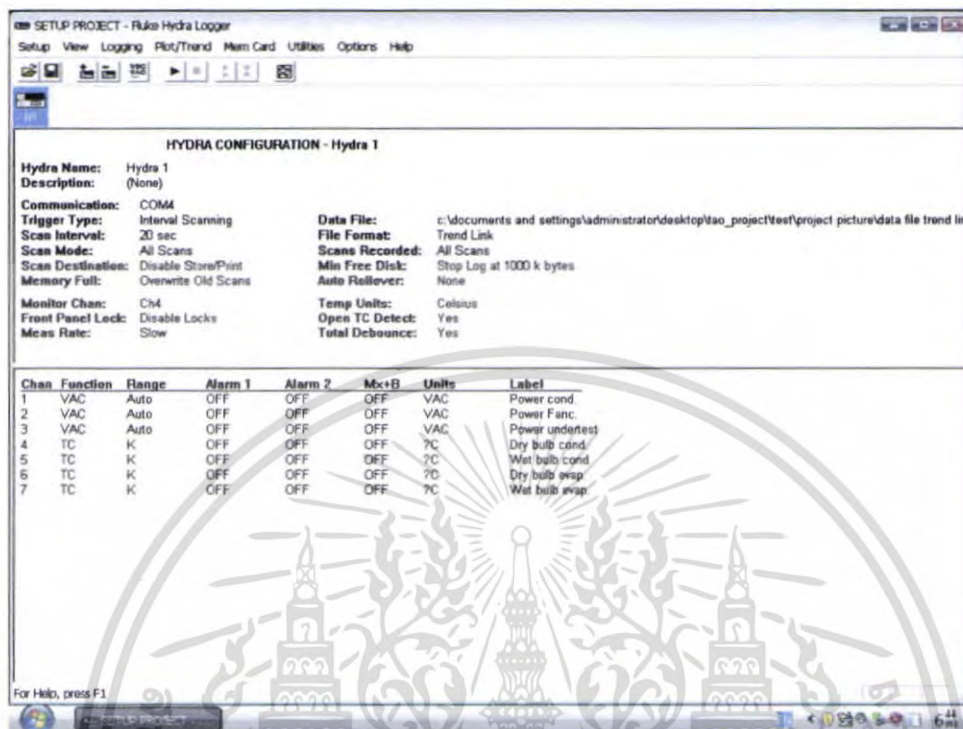


รูปที่ 4-68 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 20

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

22. เมื่อปรับตั้งค่าได้สมบูรณ์แล้วจะมีลักษณะดังรูป เมื่อต้องการ Run ให้คลิกที่ปุ่ม Start

Hydra



รูปที่ 4-69 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม 21

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

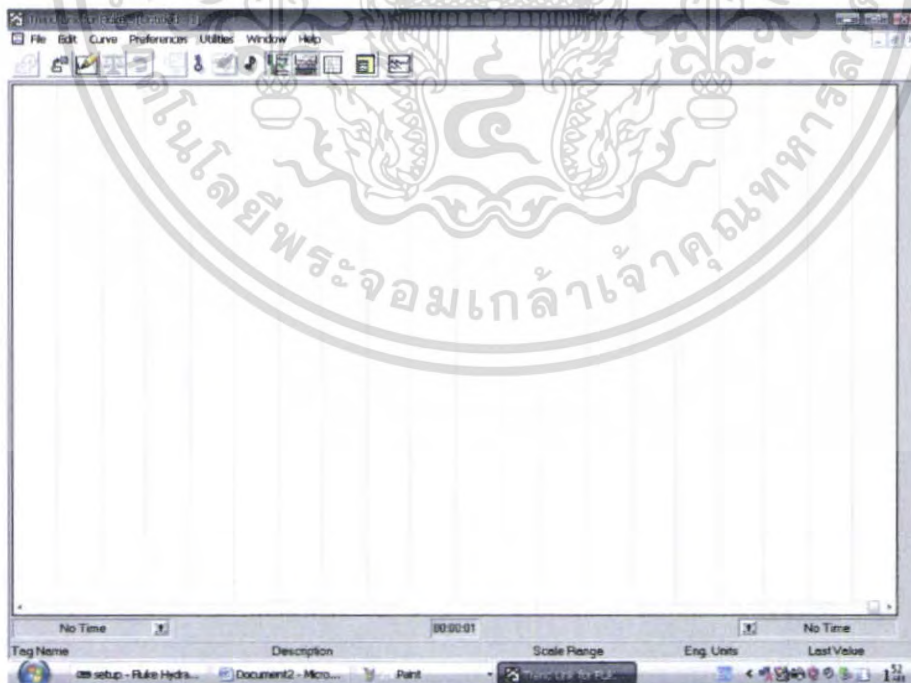
4.4.3 การใช้งานโปรแกรม Trend Link

1. Double Click เลือก Icon Trend Link บน Desktop ดังรูป หรือจะเปิด Trend Link จากโปรแกรม Fluke Hydra Logger โดยคลิกที่ปุ่ม Show Trend Link โปรแกรมก็จะปรากฏขึ้น



รูปที่ 4-70 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 1

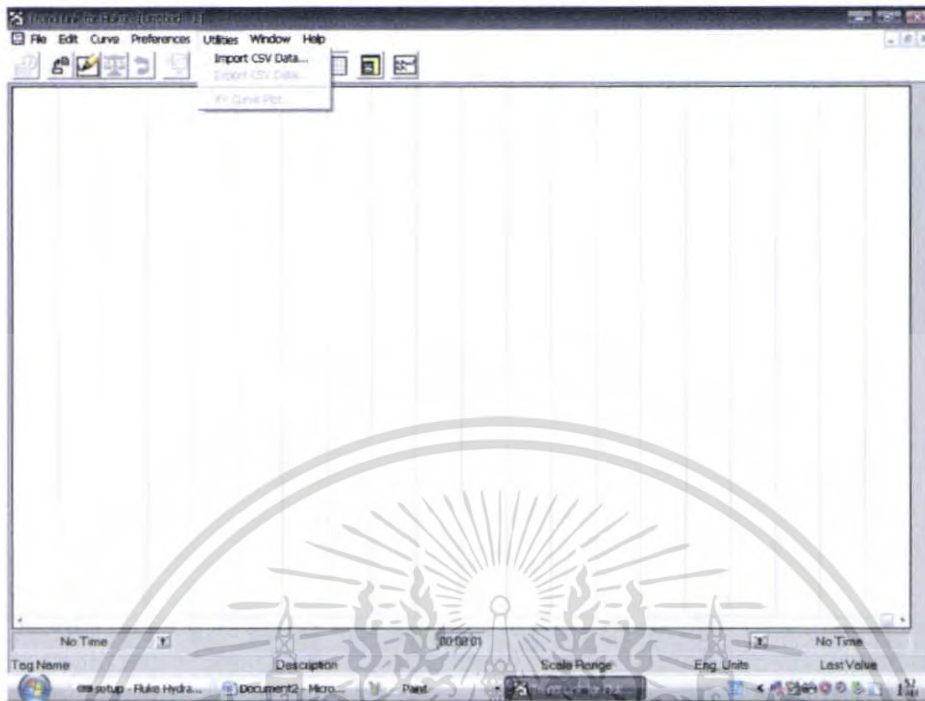
2. หน้าตาของ โปรแกรม Trend Link ดังรูป



รูปที่ 4-71 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 2

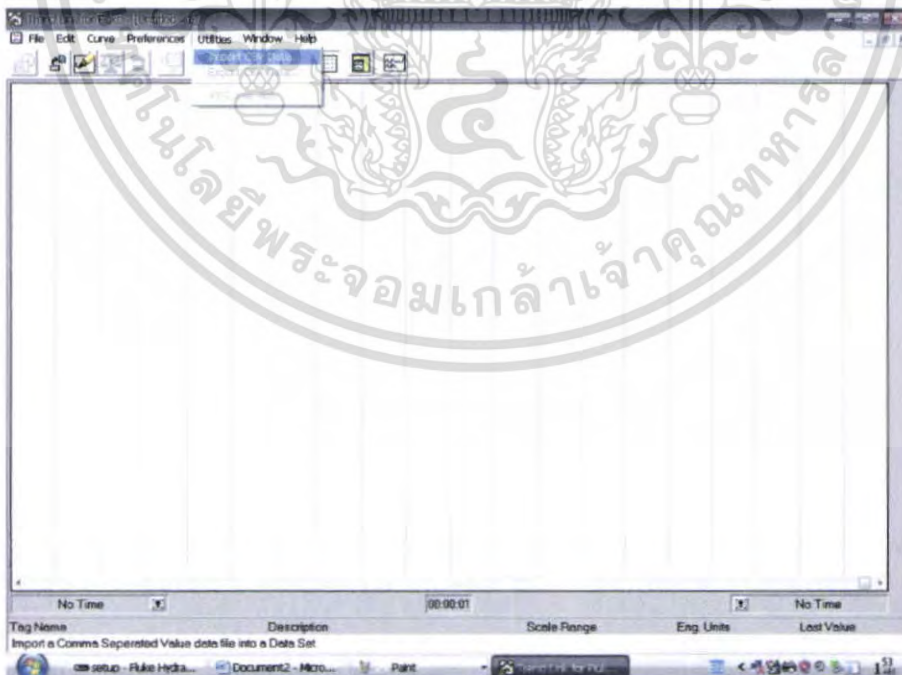
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. เลือกไปที่ Utilities ดังรูป



รูปที่ 4-72 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม Trend Link 3

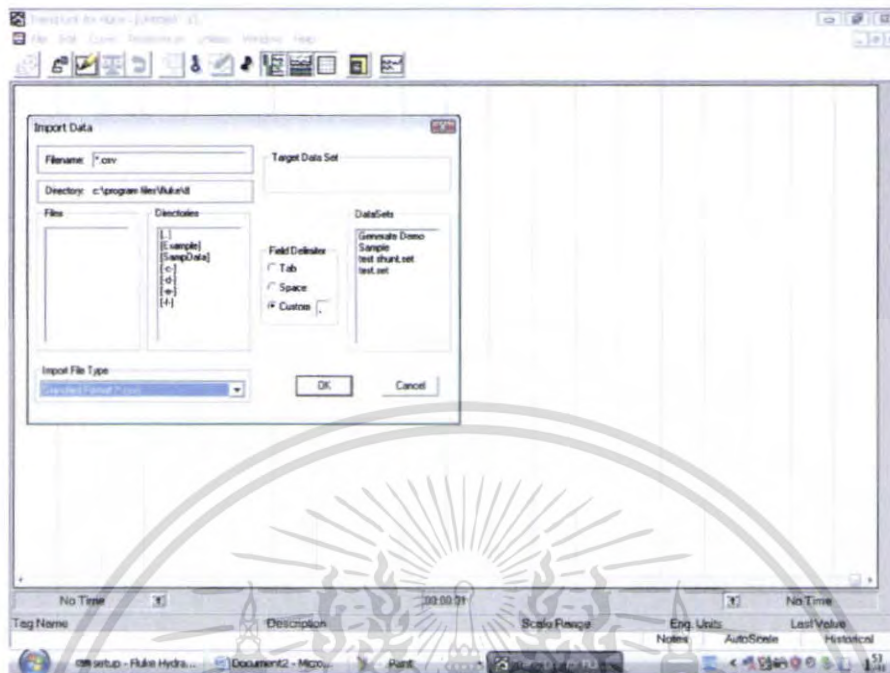
4. จากนั้นเลือกไปที่ Import CSV Data... ดังรูป



รูปที่ 4-73 การตั้งค่าการใช้งานโปรแกรม Trend Link 4

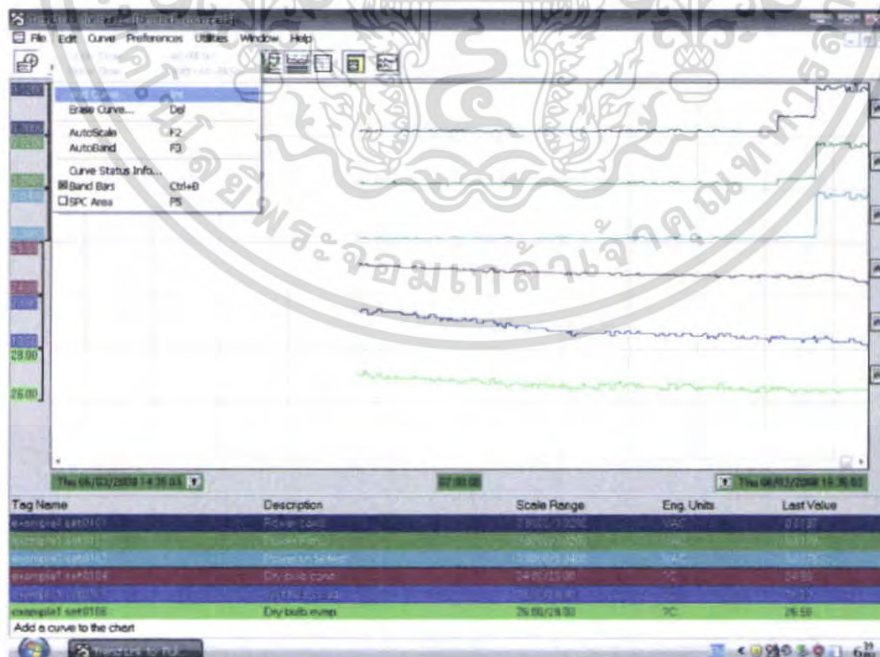
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. เลือกไฟล์ที่จะ Import ข้อมูลมาแสดงในรูปแบบกราฟ ดังรูป



รูปที่ 4-74. การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 5

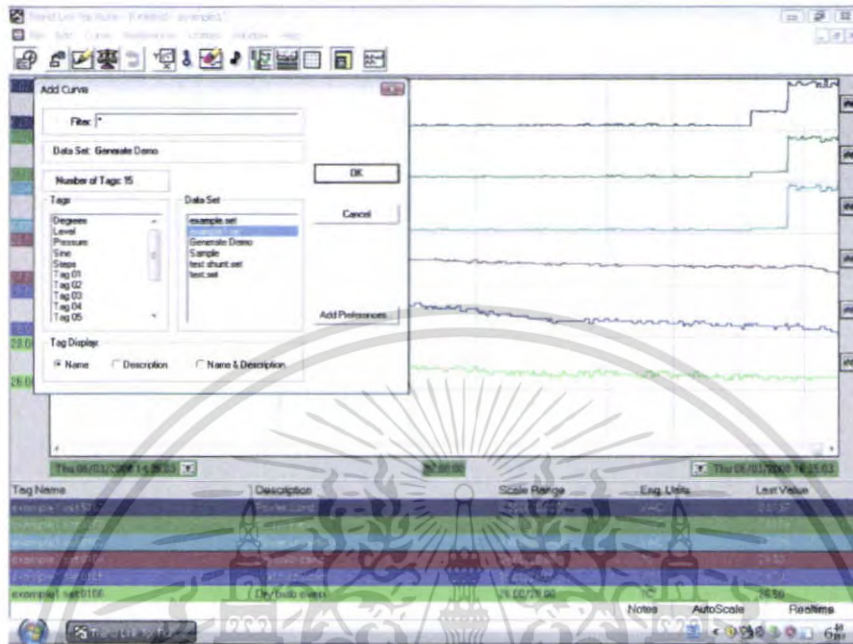
6. โดยปกติแล้วกราฟของข้อมูลที่ปรากฏอยู่อาจจะไม่ได้แสดงครบทุกชุดข้อมูล(ครบทุก Channel) เรจึงจำเป็นต้องเพิ่มเส้นกราฟด้วยตัวเอง โดยการคลิกที่ Edit แล้วตามด้วย Add Curve... ดังรูป



รูปที่ 4-75 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 6

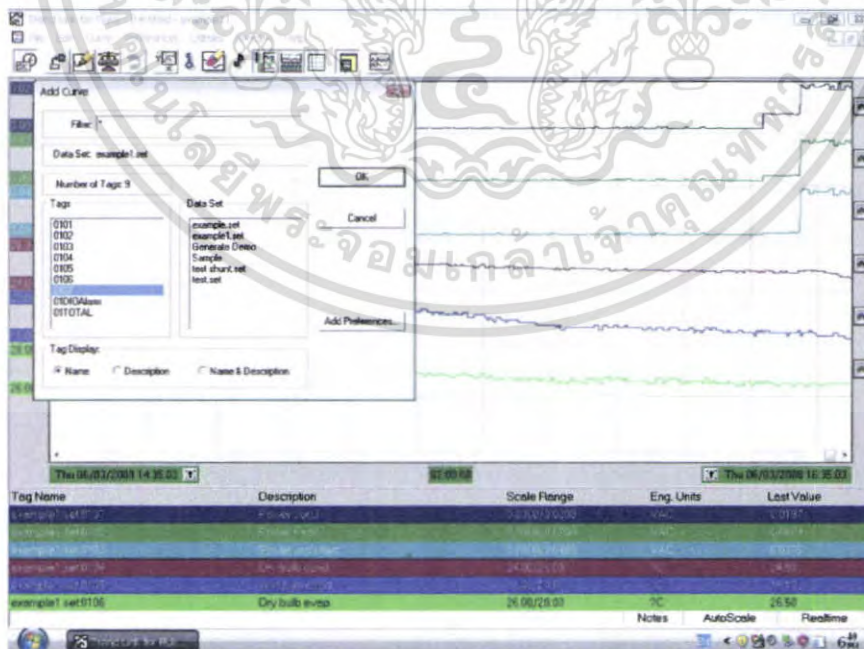
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

7. หลังจากคลิกแล้วจะมีหน้าต่างที่ชื่อว่า Add Curve ปรากฏขึ้น เราต้องทำการหาไฟล์ข้อมูลที่เราได้บันทึกไว้ในโปรแกรม Fluke Hydra Logger ในตอนแรก ในที่นี้ไฟล์ที่ตั้งไว้ตอนแรกคือ Example 1.set ดังรูป



รูปที่ 4.76 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 7

8. ในช่อง Tags จะสังเกตเห็น 0101-0107 (หมายถึง Channel 01 – Channel 07) ถ้าเราต้องการเพิ่ม Channel ใหม่ ก็ให้เราคลิกเลือกที่ Channel นั้นๆ ดังรูป

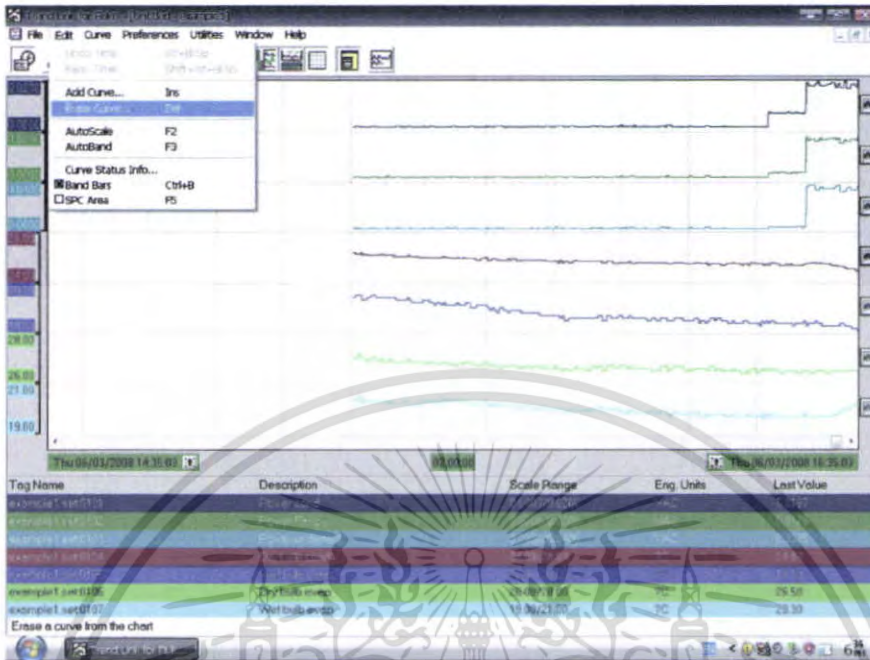


รูปที่ 4.77 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

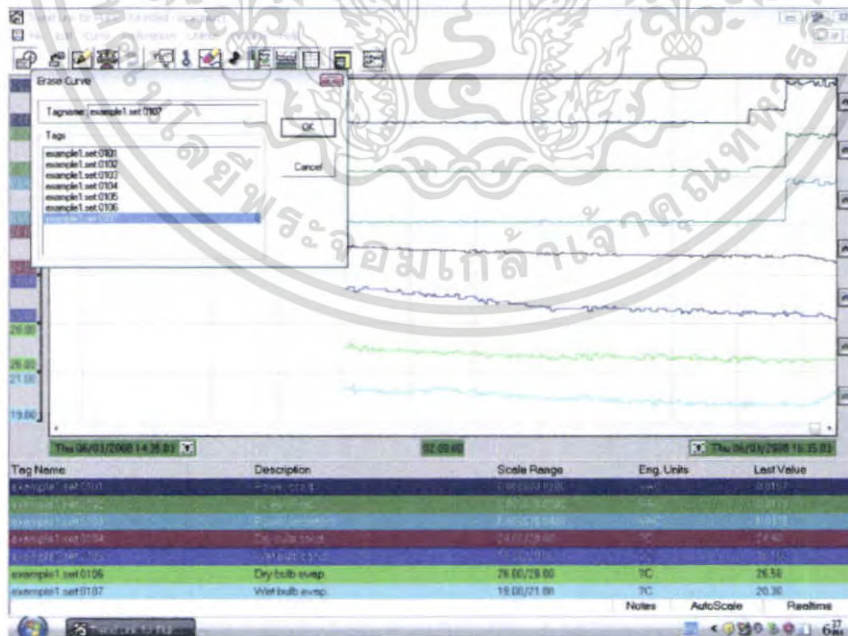
9. ถ้าเราต้องการจะลบเส้นกราฟของชุดข้อมูลใดชุดข้อมูลหนึ่ง ให้คลิกที่ Edit แล้วเลือก

Erase Curve... ดังรูป



รูปที่ 4-78 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 9

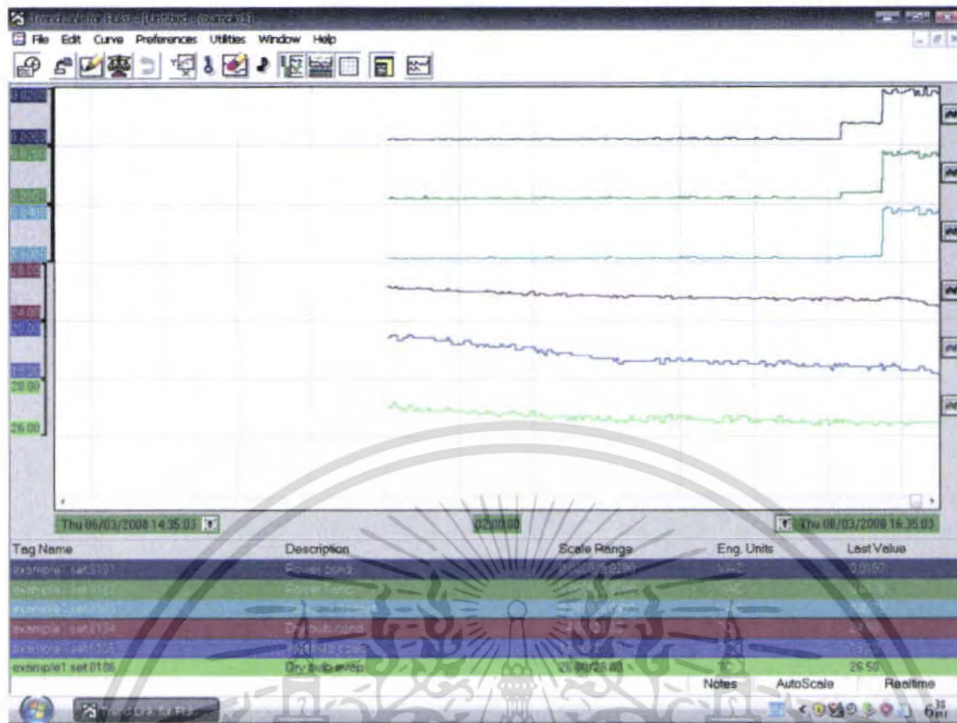
10. เมื่อคลิกเรียบร้อยแล้วจะมีหน้าต่างที่ชื่อว่า Erase Curve ปรากฏขึ้น ให้เราเลือกไปที่ Channel ที่เราต้องการจะลบ เช่น ถ้าเราต้องการลบ Channel 7 ให้เลือกคลิกที่ example1.set0107 ดังรูป เป็นต้น



รูปที่ 4-79 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 10

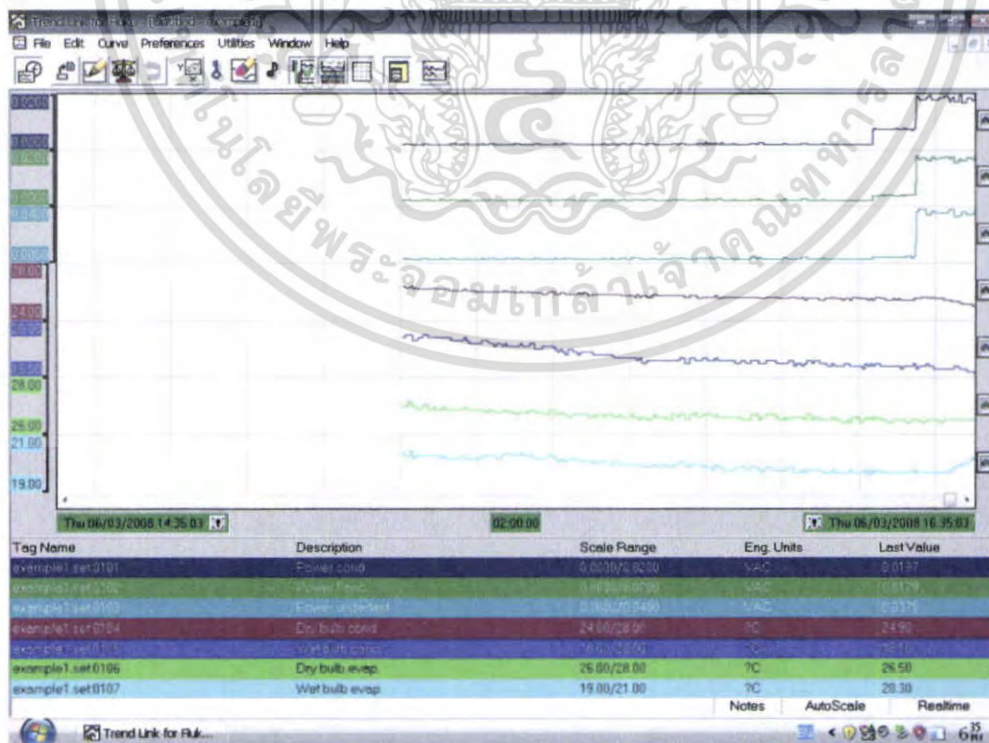
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

11. เมื่อคลิก OK เรียบร้อยแล้วเส้นกราฟที่ไม่ต้องการให้แสดงจะหายไป ดังรูป



รูปที่ 4-80 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 11

12. หน้าจอแสดงผลของข้อมูลที่ทำการปรับแต่งอย่างสมบูรณ์เป็นดังรูป



รูปที่ 4-81 การตั้งค่าการใช้งาน โปรแกรม Trend Link 12

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 ระบบคอยล์ร้อนระบายความร้อนด้วยอากาศและคอยล์เย็นทำความเย็นให้กับน้ำ

(Air Cooled Condenser Water Chilled Fancoil System)

4.5.1 วิธีการปรับแต่งวาล์วคอนโทรล

1. เริ่มจากท่อส่ง (Discharge) ที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ จะต้องปิดวาล์วสารทำความเย็นที่ไหลเข้าสู่คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำ (หมายเลข 11) และเปิดวาล์วสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอมเพรสเซอร์เข้าสู่คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศ (หมายเลข 1)

2. ด้านสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์ จะต้องปิดวาล์วสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยน้ำ (หมายเลข 10) และเปิดวาล์วสารทำความเย็นที่ไหลออกจากคอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศเพื่อเข้าสู่มิเตอร์วัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น(หมายเลข 2)

3. ด้านมิเตอร์วัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น (R-22) จะต้องเปิดวาล์วสารทำความเย็นที่ไหลเข้าสู่มิเตอร์วัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น (หมายเลข 3) และเปิดวาล์วสารทำความเย็นที่ไหลออกจากมิเตอร์วัดอัตราการไหล (หมายเลข 4) (ถ้าเปิดวาล์วหมายเลข 3 และ 4 หมายความว่าเราต้องการบายพาสน้ำยาไม่ให้ไหลผ่าน เครื่องวัดอัตราการไหลของสารทำความเย็น (R-22)

4. ส่วนชุดควบคุมสารทำความเย็น เลือก ได้กรณีเดียวเพราะวาล์วขยายตัว (Expansion Valve) ไม่สามารถทำงานร่วมกับคอยล์ทำน้ำเย็น (Water Chilled Fancoil) ได้จึงต้องเลือกเฉพาะวาล์วเข็ม (Needle Valve)

4.1 วาล์วหมายเลข 7 สารทำความเย็นจะเข้าไปที่วาล์วเข็ม (Needle Valve)

4.1.1 ปิดวาล์วหมายเลข 5 วาล์วหมายเลข 12 และวาล์วหมายเลข 6

4.1.2 เปิดวาล์วหมายเลข 7 กับวาล์วหมายเลข 13

5. ส่วนด้านท่อดูด (Suction) จะต้องปิดวาล์วสารทำความเย็นที่ออกจากอีแวปอเรเตอร์เข้าสู่คอมเพรสเซอร์(หมายเลข 8) และจะต้องเปิดวาล์วสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องทำน้ำเย็นเข้าสู่คอมเพรสเซอร์(หมายเลข 9)

4.5.2 วิธีการควบคุมการทำงานของ Switch Control

1. ปรับสวิทช์คอนเดนเซอร์ไปที่ตำแหน่งระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air Cooled)

2. ปรับสวิทช์อีแวปอเรเตอร์ไปที่ตำแหน่งการทำน้ำเย็น (Water Cooled)

3. ปรับสวิทช์พัดลมสำหรับคอยล์น้ำเย็นไปที่ระดับสูง (Hi)

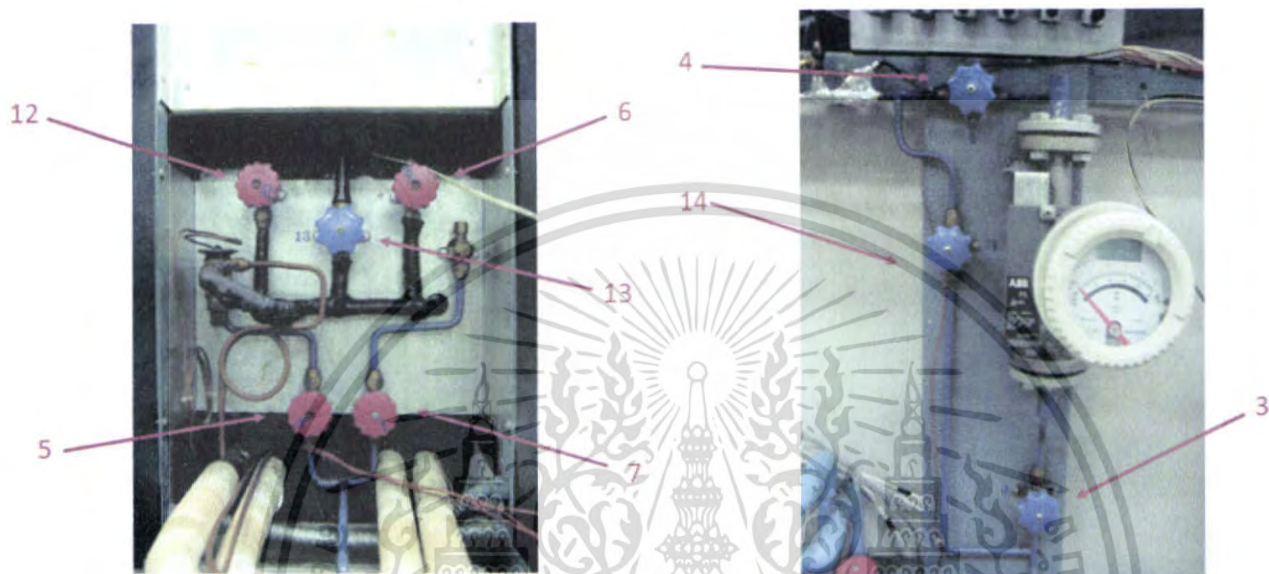
4. ปรับสวิทช์อีแวปอเรเตอร์ไปที่ตำแหน่งการทำน้ำเย็น (Evaporator Water) คอมเพรสเซอร์จะทำงาน โดยอัตโนมัติทันที

5. ปรับสวิทช์คอมพิวเตอรืไปที่ ตำแหน่งเปิด (On) และเสียบสายสัญญาณ RS-232 เข้ากับคอมพิวเตอรื

4.5.3 การควบคุมบนคอมพิวเตอรื

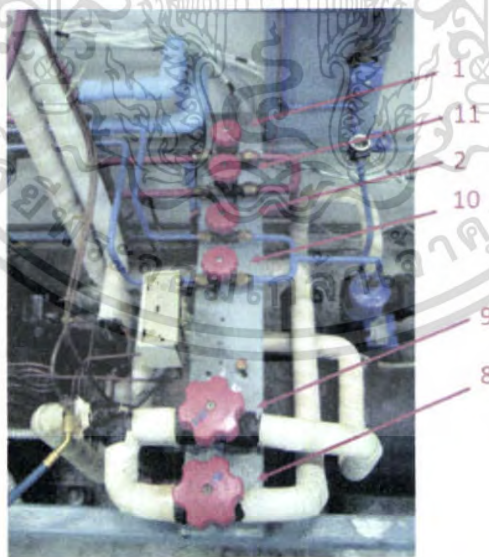
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. เปิดเครื่องคอมพิวเตอร์
2. คลิกไอคอน Air Conditioning Training
3. เลือก GeniDAQ Runtime
4. เปิดไฟล์ System3.GNI ที่โฟลเดอร์ C:MYDOC~1\SYSTEM
5. ทำการรัน โปรแกรมเพื่อดูค่า



รูปที่ 4-82 รูปแสดงตำแหน่งวาล์ว 5,6,7,12 และ 13

รูปที่ 4-83 รูปแสดงตำแหน่งวาล์ว 3,4 และ 13



รูปที่ 4-84 รูปแสดงตำแหน่งวาล์ว 1,2,8,9,10 และ 11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.6 ขั้นตอนการทดสอบ

4.5.1 การเตรียมการทดสอบ

1. การเดินท่อสารทำความเย็น

เมื่อติดตั้งชุดคอนเดนซิ่งและชุดแฟนคอยล์ตรงตำแหน่งที่เหมาะสมแล้ว ให้เดินท่อสารทำความเย็นที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางตามที่ผู้ทำกำหนด และมีความยาวเบ็ดเสร็จไม่ต่ำกว่า 7.50 เมตร (ในกรณีที่ผู้ทำกำหนดให้ใช้ท่อสารทำความเย็น โดยไม่ให้ตัด ท่อสารทำความเย็นต้องมีความยาวไม่น้อยกว่า 7.50 เมตร) โดยส่วนของท่อสารทำความเย็นที่อยู่ภายนอกห้องชุดแฟนคอยล์ต้องมีความยาวไม่น้อยกว่า 3.00 เมตร และผู้ทดสอบต้องปฏิบัติตามที่ผู้ทำกำหนดเกี่ยวกับการหุ้มฉนวนและข้อควรระวังต่างๆ

2. การบรรจุสารทำความเย็นเข้าเครื่อง

การบรรจุสารทำความเย็นเข้าเครื่อง ต้องชั่งสารทำความเย็นให้มีปริมาณที่ถูกต้องตามที่ผู้ทำกำหนดและต้องติดตั้งอุปกรณ์ที่จำเป็น เช่น อุปกรณ์กรองและชุดความชื้นสารทำความเย็นเหลว ตามที่ผู้ทำกำหนดไว้

4.5.2 วิธีการทดสอบ

ให้เครื่องปรับอากาศทำงานเต็มที่โดยควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้เป็นไปตามตารางที่ 4-1 เมื่อห้องทดสอบอยู่ในภาวะสมดุล ให้ควบคุมภาวะสมดุลนั้นต่อไปอีก 1 ชั่วโมง โดยบันทึกค่าอุณหภูมิและความชื้นทุกๆ 10 นาที เพื่อตรวจสอบความสมดุล แล้ววัดค่าต่างๆ ทุก 10 นาที รวม 7 ชุด แล้วหาค่าเฉลี่ยเพื่อใช้ในการคำนวณ

ตารางที่ 4-1 ภาวะมาตรฐานของห้องวัดความร้อนที่ใช้ทดสอบ

รายการ	อุณหภูมิ	
	กระเปาะแห้ง	กระเปาะเปียก
ลมกลับเข้าสู่ชุดแฟนคอยล์	$27 \pm 1^{\circ}C$	$19 \pm 0.5^{\circ}C$
ลมก่อนเข้าสู่ชุดคอนเดนซิ่ง	$35 \pm 1^{\circ}C$	$24 \pm 0.5^{\circ}C$

ขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องคำนวณจากค่าต่างๆ ที่วัดได้ภายในห้องชุดแฟนคอยล์เมื่อเปรียบเทียบกับขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิของเครื่องคำนวณจากค่าต่างๆ ที่วัดได้ภายในห้องชุดคอนเดนซิ่งจะต่างกัน ได้ไม่เกินร้อยละ 4 ของค่าที่คำนวณจากค่าต่างๆ ที่วัดได้ภายในห้องชุดแฟนคอยล์ จึงถือว่าการทดสอบนั้นใช้ได้

4.7 ข้อมูลที่ต้องบันทึก

- (1) วัน เดือน ปีที่ทดสอบ
- (2) สถานที่ทำการทดสอบ
- (3) ชื่อผู้รับรองผลการทดสอบ
- (4) ชื่อเรียก หรือแบบ หรือรุ่น/ขนาด ตามแผ่นป้ายที่ผู้ทำติดไว้
- (5) ความดันบรรยากาศ
- (6) แรงดันไฟฟ้าของมอเตอร์ที่ใช้แต่ละตัว
- (7) กระแสไฟฟ้าที่ใช้กับมอเตอร์แต่ละตัว
- (8) กระแสไฟฟ้าที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศ
- (9) กำลังไฟฟ้าที่ใช้แต่ละแห่ง
- (10) กำลังไฟฟ้ารวมที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศทดสอบ
- (11) กำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้สำหรับแต่ละห้อง
- (12) อุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายในห้องชุดแฟนคอยล์
- (13) อุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
- (14) อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศรอบๆ ห้องวัดความร้อน
- (15) อุณหภูมิของน้ำที่ใช้เติมเครื่องเพิ่มความชื้น
- (16) อุณหภูมิของน้ำเข้าอีแวปอเรเตอร์ในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
- (17) อุณหภูมิของน้ำออกจากอีแวปอเรเตอร์ในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
- (18) อุณหภูมิของน้ำควบแน่นที่ออกจากอีแวปอเรเตอร์ในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
- (19) ปริมาณน้ำที่ใช้เติมเครื่องเพิ่มความชื้น
- (20) ปริมาณน้ำควบแน่นที่อีแวปอเรเตอร์ในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
- (21) ปริมาณน้ำที่ไหลผ่านคอยล์ทำความเย็น
- (22) ความแตกต่างของความชื้นสถิตของอากาศในห้องชุดแฟนคอยล์กับห้องชุดคอนเดนซิ่ง
- (23) ปริมาตรของอากาศผ่านมาตรอัตราการไหลของอากาศที่ผนังกันห้อง

บทที่ 5

ผลการทดลอง

5.1 ผลการทดลองชั้นที่โดยป้อนแรงดันไฟฟ้าที่ขนาดต่างๆ

การทดลองหาสมการเส้นตรงเพื่อแปลงค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมชั้นที่ 100 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ และ ชั้นที่ 50 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ ที่นำมาต่อเพื่อที่จะต้องการวัดกระแสที่ผ่านตัวต้านทานชั้นที่โดยการทดลองเปลี่ยนค่าแรงดันไฟฟ้าที่จ่ายให้กับ โหลดคือ ขดลวดขนาด 700 โวลต์ แล้วทำการวัดกระแสที่ผ่านตัวต้านทานชั้นที่ โดยใช้มิเตอร์วัดกระแสชนิดคล่องแบบตัวเลข และวัดความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ โดยใช้เครื่อง Fluke Hydra 2620A การที่ใช้ตัวต้านทานชั้นที่มาใช้ในการวัดกระแสไฟฟ้าเนื่องจากเครื่องมือที่มีอยู่ไม่สามารถใช้วัดกระแสไฟฟ้าได้โดยตรง แต่สามารถวัดความต่างศักย์ได้ เพราะฉะนั้นจึงจำเป็นต้องใช้ตัวต้านทานชั้นที่มาใช้วัดกระแสไฟฟ้าทางอ้อมแทน

5.1.1 หาสมการเส้นตรงเพื่อนำมาประยุกต์ใช้กับห้องจำลองสภาวะภายใน โดยใช้ตัวต้านทานชั้นที่ 100 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ ได้ผลการทดลองเป็นดังตาราง 5-1

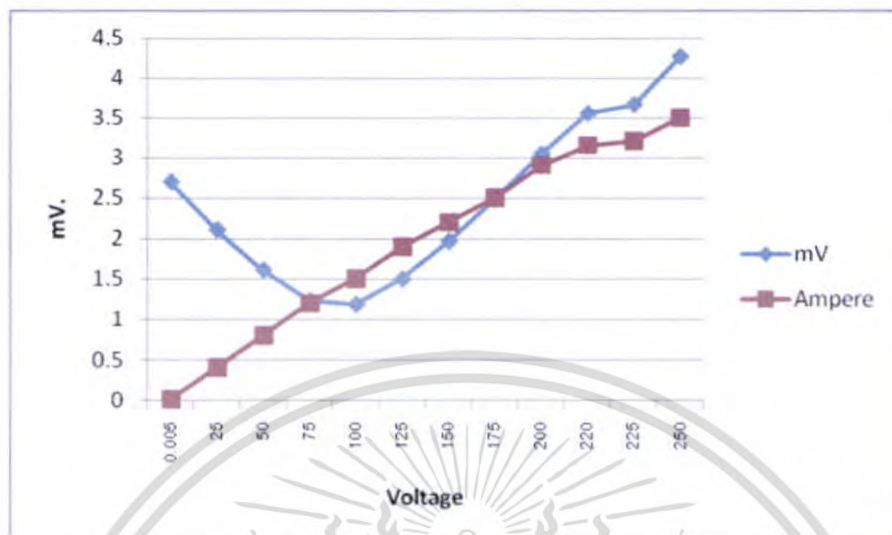
Volt	mV	Ampere
0.005	2.7	0
25	2.11	0.4
50	1.61	0.8
75	1.23	1.2
100	1.19	1.5
125	1.5	1.9
150	1.97	2.2
175	2.48	2.5
200	3.05	2.9
220	3.56	3.15
225	3.67	3.2
250	4.27	3.5

ตารางที่ 5-1 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทาน ชั้นที่ 100 แอมป์

(ห้องจำลองสภาวะภายใน) เมื่อป้อนแรงดันไฟฟ้าขนาดต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำระเบียบวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) มาใช้ในการคำนวณหาสมการเส้นตรงเพราะค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่กับกระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านตัวมันเป็นเส้นตรง ดังกราฟที่ 5.1



กราฟ 5.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่และกระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวต้านทานชั้นที่ (ห้องจำลองสภาวะภายใน)

จากกราฟ 5.1 จะเห็นว่ากราฟจะเป็นเส้นตรงเส้นตรงเมื่อให้แรงดันไฟฟ้าตั้งแต่ 100 โวลต์ ขึ้นไป เพราะฉะนั้นเราจึงใช้ค่าที่ความต่างศักย์ 100 โวลต์ ขึ้นไปมาหาสมการเส้นตรง $y = a + bX$ โดยใช้ทฤษฎีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) ดังนี้

x=a	x ²	y=b	xy	
1.19	1.4161	1.5	1.785	
1.5	2.25	1.9	2.85	
1.97	3.8809	2.2	4.334	
2.48	6.1504	2.5	6.2	
3.05	9.3025	2.9	8.845	
3.56	12.6736	3.15	11.214	
3.67	13.4689	3.2	11.744	
4.27	18.2329	3.5	14.945	
ผลรวม	21.69	67.3753	20.85	61.917

ตารางที่ 5-2 การหาค่าต่างๆที่จำเป็นในการหาสมการเส้นตรงด้วยวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)

จากแก้สมการจะหาค่า a และ b ได้ดังนี้

$$a = 0.9015114601$$

$$b = 0.6287647911$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดังนั้นรูปสมการจะได้ดังนี้

จาก $y = a + bx$

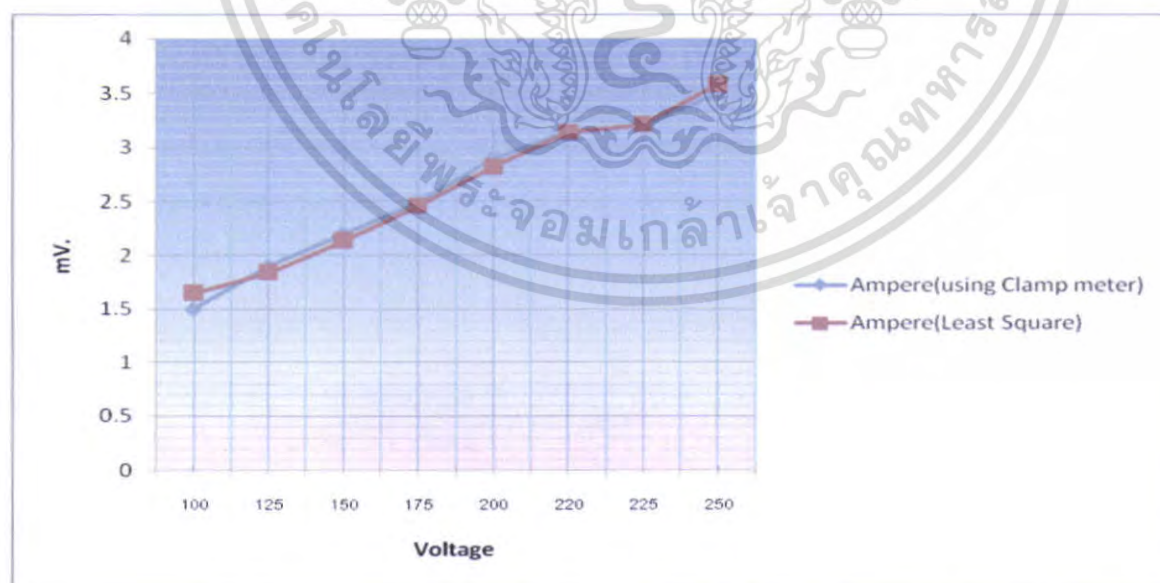
$$y = 0.6287647911 (X) + 0.9015114601 \quad \dots\dots(5.1)$$

เมื่อนำค่าความต่างศักย์ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่มาแทนลงในสมการ (5.1) จะได้ผลดังตารางที่ 5-3 ดังนี้

Voltage	Voltage(Shunt)	Ampere(Clamp meter)	Ampere(Least Square)
100	1.19	1.5	1.649742
125	1.5	1.9	1.844659
150	1.97	2.2	2.140178
175	2.48	2.5	2.460848
200	3.05	2.9	2.819244
220	3.56	3.15	3.139914
225	3.67	3.2	3.209078
250	4.27	3.5	3.586337

ตารางที่ 5-3 การเปรียบเทียบค่าจากการวัดด้วยมิเตอร์วัดกระแสกับการใช้วิธี Least Square

จากตารางนำค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดได้จากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล้องแบบตัวเลขกับกระแสไฟฟ้าที่หาได้จากการใช้วิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) จะเป็นดังนี้



กราฟ 5.2 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดจากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล้องแบบตัวเลขกับ

วิธี Least Square

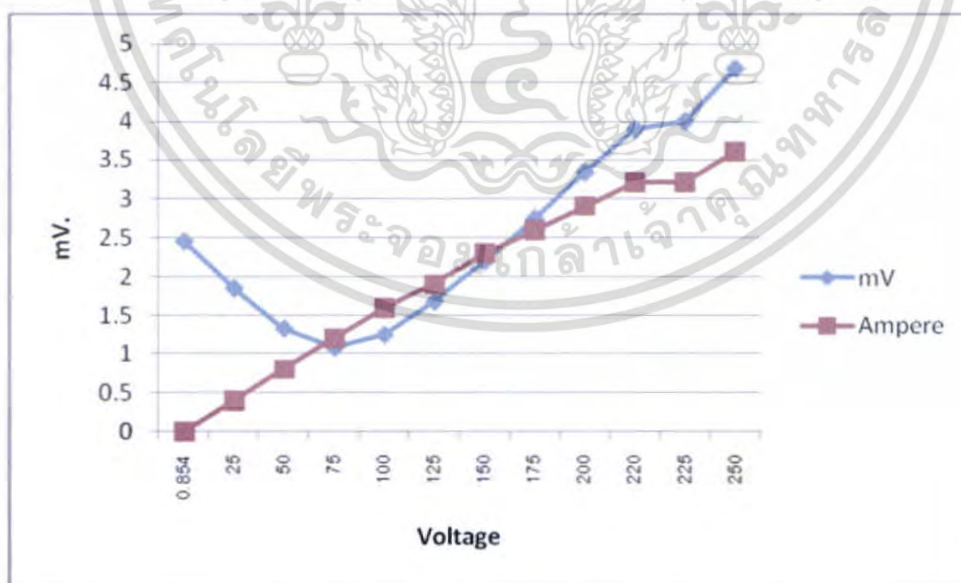
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2 ทาสมการเส้นตรงเพื่อนำมาประยุกต์ใช้กับห้องจำลองสภาวะภายนอก โดยใช้ตัวต้านทาน
 ชั้นที่ 100 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ ได้ผลการทดลองเป็นดังตาราง 5-4

Volt	mV	Ampere
0.854	2.46	0
25	1.85	0.4
50	1.33	0.8
75	1.08	1.2
100	1.25	1.6
125	1.68	1.9
150	2.2	2.3
175	2.75	2.6
200	3.34	2.9
220	3.9	3.2
225	4	3.2
250	4.68	3.6

ตารางที่ 5-4 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทาน ชั้นที่ 100 แอมป์
 (ห้องจำลองสภาวะภายนอก) เมื่อป้อนแรงดันไฟฟ้าขนาดต่างๆ

นำระเบียบวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) มาใช้ในการคำนวณหาสมการเส้นตรงเพราะค่า
 ความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่กับกระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านตัวมันเป็นเส้นตรง ดังกราฟที่ 5.3



กราฟ 5.3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ และ

กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (ห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกราฟ 5.3 จะเห็นว่ากราฟจะเป็นเส้นตรงเส้นตรงเมื่อให้แรงดันไฟฟ้าตั้งแต่ 100 โวลต์ขึ้นไป เพราะฉะนั้นเราจึงใช้ค่าที่ความต่างศักย์ 100 โวลต์ ขึ้นไปมาหาสมการเส้นตรง $y = a + bX$ โดยใช้ทฤษฎีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) ดังนี้

	x=a	x ²	y=b	xy
	1.25	1.5625	1.6	2
	1.68	2.8224	1.9	3.192
	2.2	4.84	2.3	5.06
	2.75	7.5625	2.6	7.15
	3.34	11.1556	2.9	9.686
	3.9	15.21	3.2	12.48
	4	16	3.2	12.8
	4.68	21.9024	3.6	16.848
ผลรวม	23.8	81.0554	21.3	69.216

ตารางที่ 5-5 การหาค่าต่างๆที่จำเป็นในการหาสมการเส้นตรงด้วยวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)

จากสมการ (5.1) และ (5.2) จะได้

$$a = 0.9650747776$$

$$b = 0.5705631$$

ดังนั้นรูปสมการจะได้ดังนี้

จาก $y = a + bx$

$$y = 0.5705631 (X) + 0.9650747776 \quad \dots\dots(5.2)$$

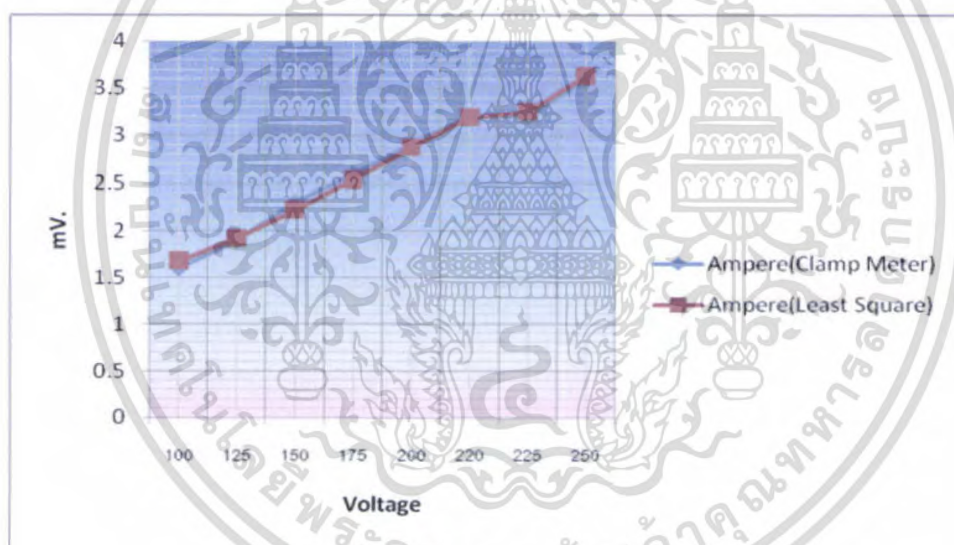
เมื่อนำค่าความต่างศักย์ตกรวมตัวด้านทานชั้นที่ มาแทนลงในสมการ (5.1) จะได้ผลดังตารางที่ 5-2 ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Voltage	Voltage(Shunt)	Ampere (Clamp meter)	Ampere (Least Square)
100	1.25	1.6	1.678279
125	1.68	1.9	1.923621
150	2.2	2.3	2.220314
175	2.75	2.6	2.534123
200	3.34	2.9	2.870756
220	3.9	3.2	3.190271
225	4	3.2	3.247327
250	4.68	3.6	3.63531

ตารางที่ 5-6 การเปรียบเทียบค่าจากการวัดด้วยมิเตอร์วัดกระแส กับการใช้วิธี Least Square

จากตารางนำค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดได้จากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล่องแบบตัวเลขกับกระแสไฟฟ้าที่หาได้จากการใช้วิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) จะเป็นดังนี้



กราฟ 5.4 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดจากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล่องแบบตัวเลขกับวิธี Least Square

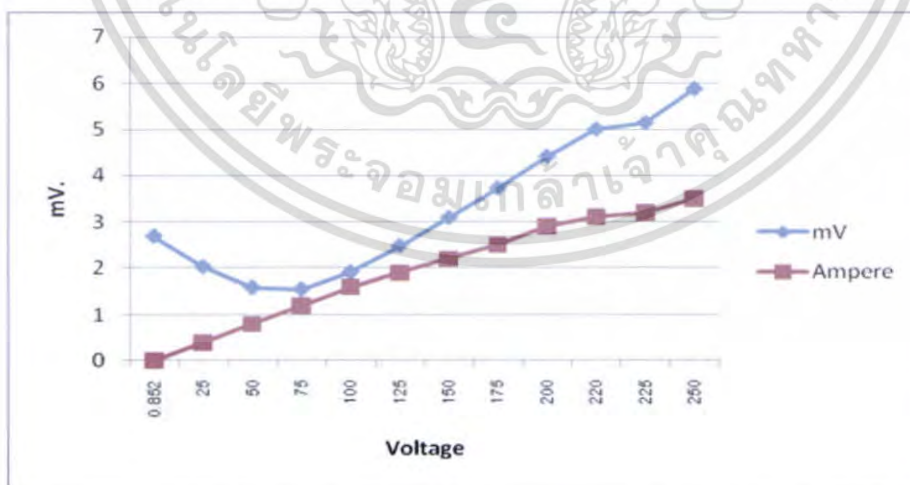
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.3 หาสมาการเส้นตรงเพื่อนำมาประยุกต์ใช้กับเครื่องปรับอากาศทดสอบ โดยใช้ตัวต้านทาน ชั้นที่ 50 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ได้ผลการทดลองเป็นดังตาราง 5-4

Volt	mV	Ampere
0.854	2.46	0
25	1.85	0.4
50	1.33	0.8
75	1.08	1.2
100	1.25	1.6
125	1.68	1.9
150	2.2	2.3
175	2.75	2.6
200	3.34	2.9
220	3.9	3.2
225	4	3.2
250	4.68	3.6

ตารางที่ 5-7 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ 50 แอมป์ (เครื่องปรับอากาศทดสอบ) เมื่อป้อนแรงดันไฟฟ้าขนาดต่างๆ

นำระเบียบวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) มาใช้ในการคำนวณหาสมการเส้นตรงเพราะค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่กับกระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านตัวมันเป็นเส้นตรง ดังกราฟที่ 5.5



กราฟ 5.5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ และ กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (เครื่องปรับอากาศทดสอบ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากกราฟ 5.5 จะเห็นว่ากราฟจะเป็นเส้นตรงเส้นตรงเมื่อให้แรงดันไฟฟ้าตั้งแต่ 100 โวลต์ ขึ้นไป เพราะฉะนั้นเราจึงใช้ค่าที่ความต่างศักย์ 100 โวลต์ ขึ้นไปมาหาสมการเส้นตรง $y = a + bX$ โดยใช้ทฤษฎีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) ดังนี้

	x=a	x ²	y=b	xy
	1.91	3.6481	1.6	3.056
	2.48	6.1504	1.9	4.712
	3.09	9.5481	2.2	6.798
	3.73	13.9129	2.5	9.325
	4.41	19.4481	2.9	12.789
	5	25	3.1	15.5
	5.14	26.4196	3.2	16.448
	5.88	34.5744	3.5	20.58
ผลรวม	31.64	138.7016	20.9	89.208

ตารางที่ 5-8 การหาค่าต่างๆที่จำเป็นในการหาสมการเส้นตรงด้วยวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)

จากสมการ (5.1) และ (5.2) จะได้

$$a = 0.7032811417 \quad b = 0.4827354888$$

ดังนั้นรูปสมการจะได้ดังนี้

จาก

$$y = a + bx$$

$$y = 0.4827354888 (X) + 0.7032811417 \quad \dots\dots(5.3)$$

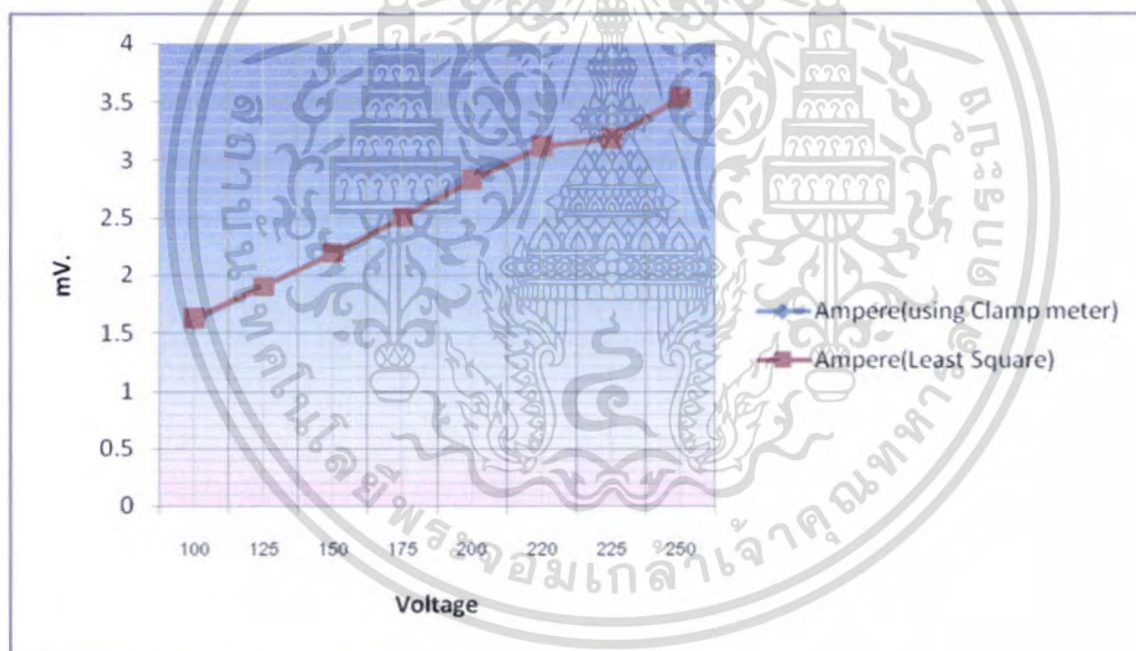
เมื่อนำค่าความต่างศักย์ตกรวมตัวด้านทานชั้นที่ มาแทนลงในสมการ (5.1) จะได้ผลดังตารางที่ 5.2 ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Voltage	Voltage(Shunt)	Ampere (Clamp meter)	Ampere(Least Square)
100	1.91	1.6	1.625306
125	2.48	1.9	1.900465
150	3.09	2.2	2.194934
175	3.73	2.5	2.503885
200	4.41	2.9	2.832145
220	5	3.1	3.116959
225	5.14	3.2	3.184542
250	5.88	3.5	3.541766

ตารางที่ 5-9 การเปรียบเทียบค่าจากการวัดด้วยมิเตอร์วัดกระแสกับการใช้วิธี Least Square

จากตารางนำค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดได้จากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล้องแบบตัวเลขกับกระแสไฟฟ้าที่หาได้จากการใช้วิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) จะเป็นดังนี้



กราฟ 5.6 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดจากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล้องแบบตัวเลขกับวิธี Least Square

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.2 ผลการทดลองชั้นที่ตามภาระโหลด

การทดลองเพื่อหาสมการเส้นตรงเพื่อแปลงค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมชั้นที่ 100 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ และ ชั้นที่ 50 แอมป์ 60 มิลลิโวลต์ ที่นำมาต่อเพื่อที่จะต้องการวัดกระแสที่ผ่านตัวต้านทานชั้นที่โดยการทดลองกับโหลดจริงที่เปลี่ยนไปตามลักษณะการใช้งาน เช่น เมื่อเปิดฮีตเตอร์ 3000 วัตต์ ค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ ก็จะเปลี่ยนไปด้วยอัตราส่วนที่เท่ากันตามทฤษฎี เพราะฉะนั้นเมื่อเราทราบว่าค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ เปลี่ยนไปเท่าไร กระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านชั้นที่ก็จะเปลี่ยนตามกันไปด้วย

5.2.1 การทดลองหาความสัมพันธ์ระหว่างค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทาน ชั้นที่ 100 แอมป์ (ห้องจำลองสภาวะภายใน) เมื่อป้อนโหลดขนาดต่างๆ

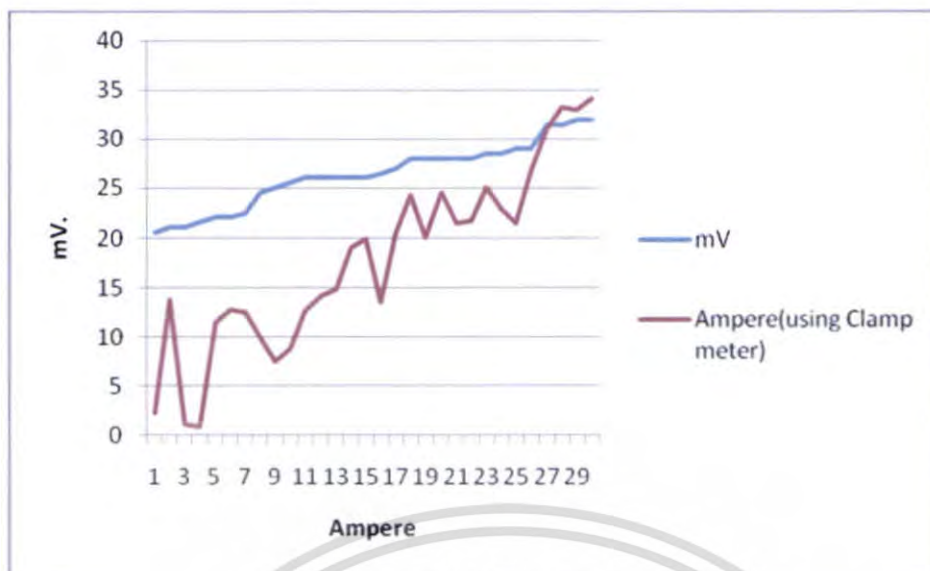
mV.	Amp.	mV.	Amp.	mV.	Amp.
20.5	2.22	26	14.13	28.5	25.10
21	13.73	26	14.79	28.5	22.88
21	1.14	26	19.05	29	21.49
21.5	0.85	26	20	29	26.79
22	11.44	26.5	13.51	31.5	31.06
22	12.83	27	20.44	31.5	33.24
22.5	12.45	28	24.26	32	33
24.5	9.96	28	20.11	32	34.17
25	7.52	28	24.57		
25.5	8.81	28	21.45		
26	12.67	28	21.70		

ตาราง 5-10 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ 100 แอมป์

(ห้องจำลองสภาวะภายใน) เมื่อป้อนโหลดขนาดต่างๆ

นำค่าที่วัดได้จากการทดลองมาวิเคราะห์ความสัมพันธ์ดังกราฟ 5.7

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟ 5.7 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ และ กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (ห้องจำลองสภาวะภายใน)

จากกราฟ 5.7 จะเห็นว่าค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดได้กับค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ ไม่มีความสัมพันธ์กัน

5.2.2 การทดลองหาความสัมพันธ์ระหว่างค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ 100 แอมป์ (ห้องจำลองสภาวะภายนอก) เมื่อป้อน โหลดขนาดต่างๆ

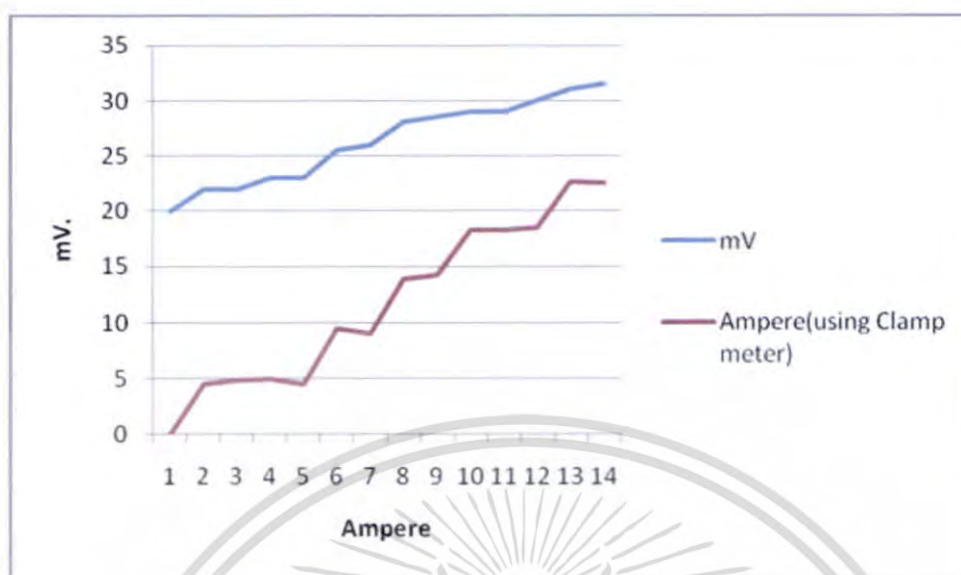
mV.	Amp.	mV.	Amp.
20	0.035	28.5	14.3
22	4.55	29	18.28
22	4.9	29	18.28
23	4.95	30	18.5
23	4.56	31	22.7
25.5	9.46	31.5	22.55
26	9.03	28	13.92

ตาราง 5-11 ค่ากระแสไฟฟ้าและความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ 100 แอมป์

(ห้องจำลองสภาวะภายนอก) เมื่อป้อน โหลดขนาดต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

นำค่าที่วัดได้จากการทดลองมาวิเคราะห์ความสัมพันธ์ดังกราฟ 5.8



กราฟ 5.8 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ และ กระแสไฟฟ้าที่ผ่านตัวชั้นที่ (ห้องจำลองสภาวะภายนอก)

จากกราฟ 5.8 จะเห็นว่าค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดได้กับค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ มีความสัมพันธ์กันจึงจะนำมาหาสมการเส้นตรงเพื่อแปลงค่าจากความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวมันเป็น กระแสไฟฟ้าได้

จากสมการ Least Square จะได้

$$a = -39.73113797$$

$$b = 1.961305106$$

จะได้สมการเส้นตรง คือ $y = 1.961305106 (X) - 39.73113797$

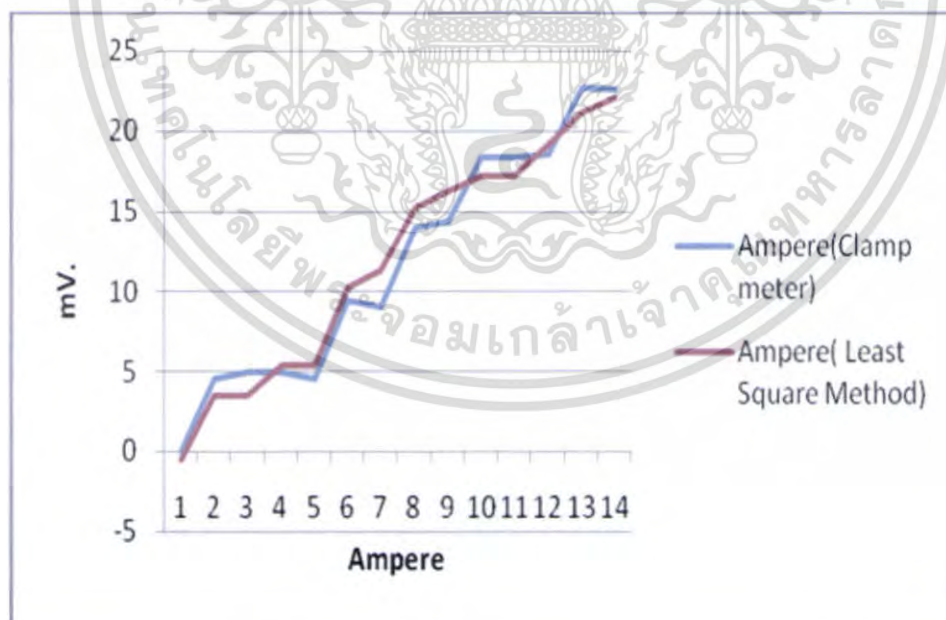
เมื่อนำมาแทนค่าจะได้ค่าดังตารางด้านล่างดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

mV	Ampere (Clamp meter)	Ampere (Least Square)
20	0.035	-0.50503758
22	4.55	3.417572632
26	9.03	11.26279306
30	18.5	19.10801348
23	4.95	5.378877738
31.5	22.55	22.04997114
25.5	9.46	10.2821405
31	22.7	21.06931859
23	4.56	5.378877738
29	18.28	17.14670837
22	4.9	3.417572632
29	18.77	17.14670837
28	13.92	15.18540327
28.5	14.3	16.16605582

ตาราง 5-12 การเปรียบเทียบค่าจากการวัดด้วยมิเตอร์วัดกระแสกับการใช้วิธี Least Square

จากตารางนำค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดได้จากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล้องแบบตัวเลขกับกระแสไฟฟ้าที่หาได้จากการใช้วิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) จะเป็นดังนี้

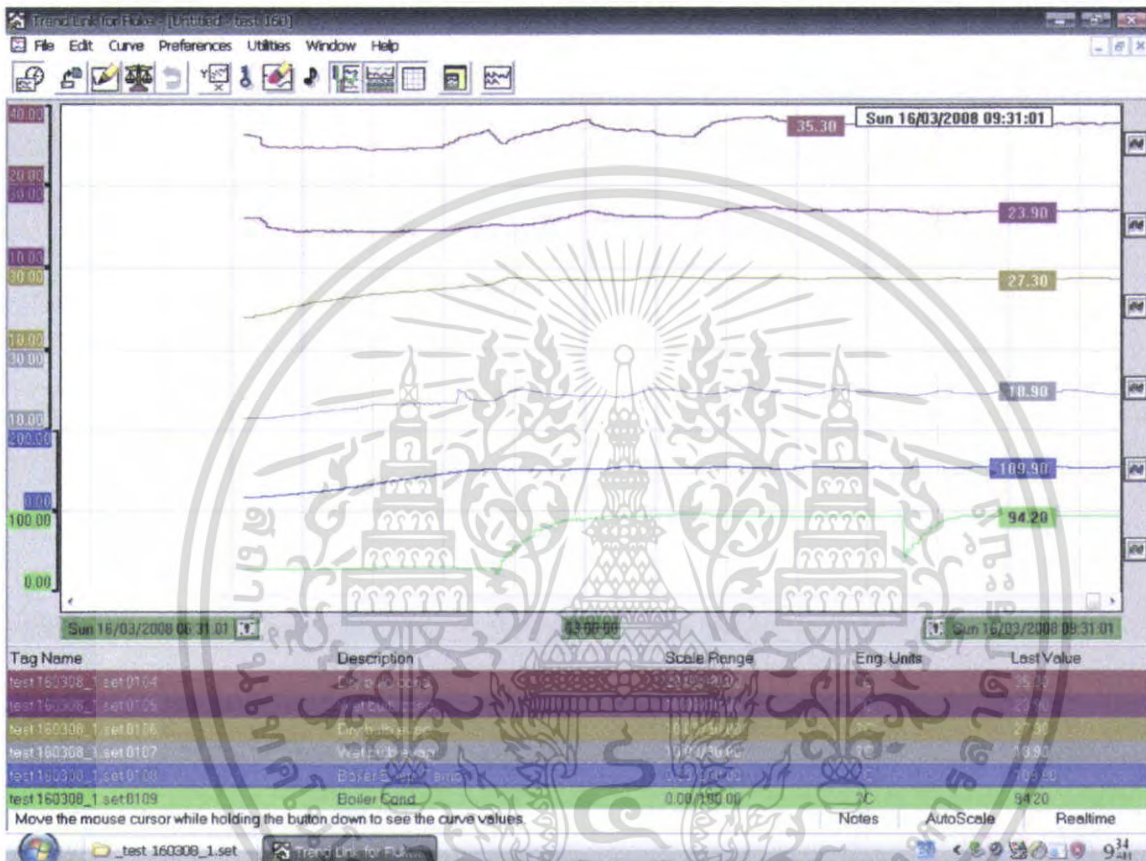


กราฟ 5.9 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างค่ากระแสไฟฟ้าที่วัดจากมิเตอร์วัดกระแสชนิดคล้องแบบตัวเลขกับวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3 ผลการทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ

ผลการทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศขนาด 18,000 Btu/hr โดยวิธีห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลให้กับบรรยากาศโดยรอบตามมาตรฐาน ISO 5151 (ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทั้งหมดสามารถทราบได้จาก ภาคผนวก ก.)



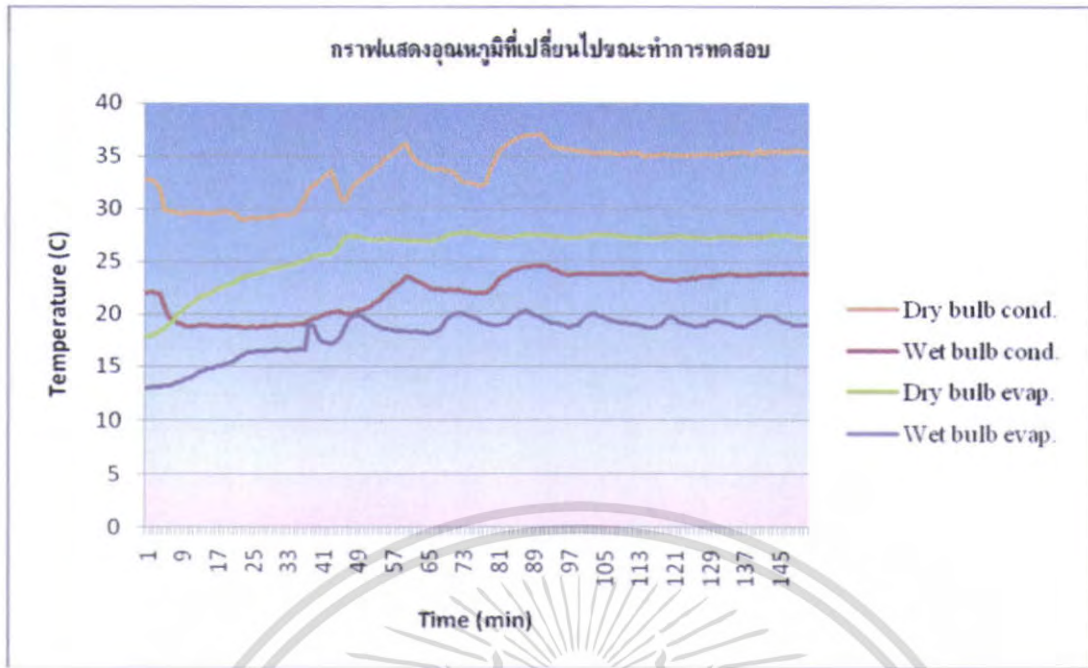
รูปที่ 5.1 โปรแกรมที่ใช้ในการแสดงค่าอุณหภูมิที่เข้าสู่ภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศ

5.3.1 การทดลองครั้งที่ 1

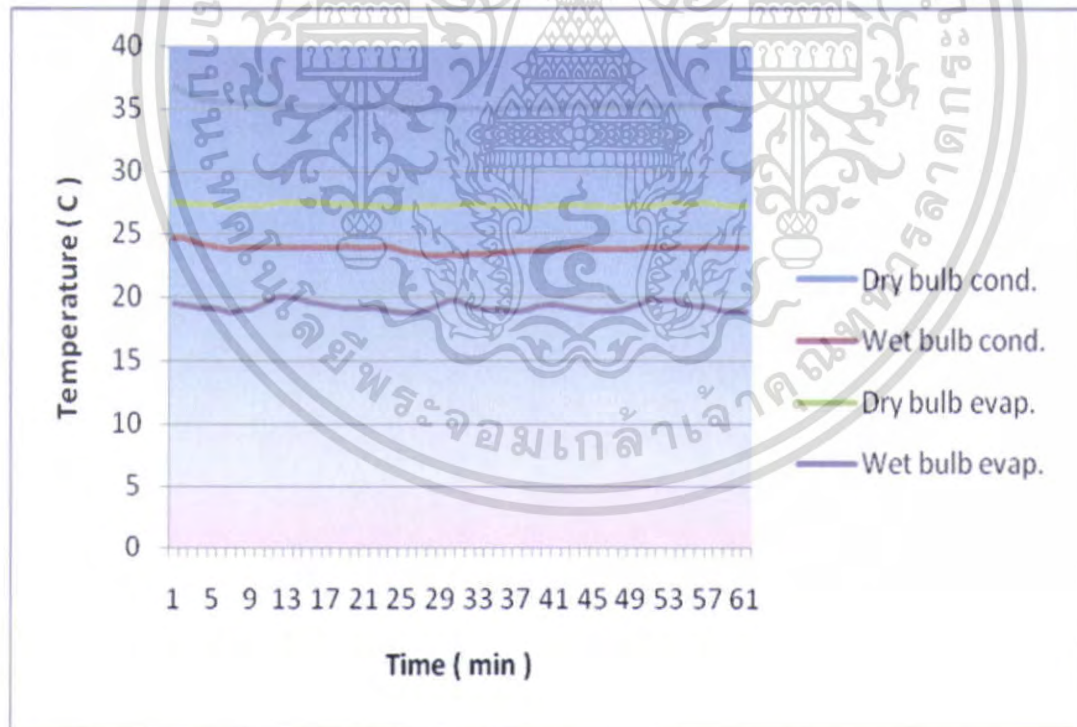
การทดลองนี้เป็นการทดลองเพื่อเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพ (EER) ระหว่างช่วงเวลาในการเก็บข้อมูลที่ต่างกัน

5.3.1..1 อุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปในขณะทำการทดลองที่ 1 เป็นกราฟข้างล่างดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟที่ 5.10 แสดงอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 1



กราฟที่ 5.11 แสดงอุณหภูมิที่สมดุลขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข้อมูลที่ได้โดยตรงจากเครื่องมือวัดที่ทำการเก็บค่าทุก 10 นาที มีดังนี้

Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap. Temp.
16/3/2008 8:31	36.83	24.64	27.5	19.58	105.49
16/3/2008 8:41	35.39	23.8	27.39	19.79	109.2
16/3/2008 8:51	35.28	23.89	27.3	19.1	107.34
16/3/2008 9:01	35.09	23.21	27.39	19.61	107.56
16/3/2008 9:11	35.09	23.69	27.25	19.36	107.49
16/3/2008 9:21	35.21	23.8	27.3	19.89	109.33
16/3/2008 9:31	35.3	23.9	27.3	18.9	109.9

ตาราง 5-13 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีที่เวลา 8:31 – 9:31

Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap. Temp.
16/3/2008 8:22	35.79	23.61	27.2	19.02	108.7
16/3/2008 8:34	35.72	24.17	27.4	19.16	105.02
16/3/2008 8:47	35.22	23.89	27.46	19.36	106.36
16/3/2008 8:53	35.2	23.95	27.21	18.91	106.67
16/3/2008 9:04	34.97	23.35	27.26	19.01	106.47
16/3/2008 9:14	35.2	23.81	27.26	19.02	106.71
16/3/2008 9:27	35.3	23.95	27.45	19.2	106.35

ตาราง 5-14 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองโดยการสุ่มที่เวลา 8:22 – 9:27

อัตราการไหลของน้ำควบแน่นหาได้จากการนำปริมาณน้ำควบแน่นทั้งหมด (กิโลกรัม) ในช่วงเวลาที่ทำการทดสอบมาหารด้วยเวลาที่ใช้ในการทดสอบทั้งหมดเป็นวินาที

$$\text{อัตราการไหลของน้ำควบแน่น (kg/s)} = \frac{\text{ปริมาณน้ำควบแน่นทั้งหมด (kg)}}{\text{เวลาที่ใช้ในการทดสอบ (sec.)}}$$

ในการทดลองนี้อัตราการไหลของน้ำควบแน่นคือ 0.0001944 kg/s

หมายเหตุ สามารถดูข้อมูลทั้งหมดได้จากภาคผนวก ก. ซึ่งเครื่องมือวัดจะเก็บค่าทุกๆ 1 นาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.1.2 การคำนวณค่า EER ของการทดลองที่ 1

5.3.1.2.1 การเปรียบเทียบค่า EER ระหว่างการสู่มเก็บตัวอย่างในช่วงเวลาที่ต่างกัน

1. ทดลองคำนวณจากการสู่มตัวอย่างในช่วงเวลาดังแต่ 8:22 - 9:27

Date & Time	16/3/2008 8:22	16/3/2008 8:34	16/3/2008 8:47	16/3/2008 8:53	16/3/2008 9:04	16/3/2008 9:14	16/3/2008 9:27
Dry bulb evap. (C)	27.2	27.4	27.46	27.21	27.26	27.26	27.45
Wet bulb evap. (C)	19.02	19.16	19.36	18.91	19.01	19.02	19.2
Sensible Heat(kW)	5.04	4.93	5.01	4.96	5.01	5.04	5.01
Boiler Evap. Temp. (C)	108.7	105.02	106.36	106.67	106.47	106.71	106.35
อัตราการไหลของน้ำควบแน่น (kg/s)	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944
เอนทาลปีที่อุณหภูมิระเหยเปียก(kJ/kg)	79.84988	80.43704	81.27584	79.38854	79.80794	79.84988	80.6048
เอนทาลปีที่อุณหภูมิน้ำในหม้อต้ม (kJ/kg)	2689.498	2683.8308	2685.8944	2686.3718	2686.0638	2686.4334	2685.879
Latent Heat (kW)	0.5074315	0.5062154	0.5064536	0.5069134	0.5067719	0.5068356	0.5065810
Total Power Evap.	5.5474315	5.4362154	5.5164536	5.4669134	5.5167719	5.5468356	5.5165810
Total Power of Air cond.	2.269	2.233	2.212	2.165	2.279	2.222	2.226
C.O.P	2.4448794	2.4344896	2.4938759	2.5251332	2.4206985	2.4963256	2.4782484
EER	8.3419288	8.3064787	8.5091047	8.6157545	8.2594234	8.5174632	8.4557837

ตาราง 5-15 ข้อมูลที่ได้จากการทดลอง โดยการสู่มเก็บค่าที่เวลา 8:22 – 9:27

เพราะฉะนั้นค่า EER เฉลี่ยอยู่ที่เท่ากับ **8.4295**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ทดลองคำนวณจากการเก็บค่าทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลาตั้งแต่ 8:31 - 9:31

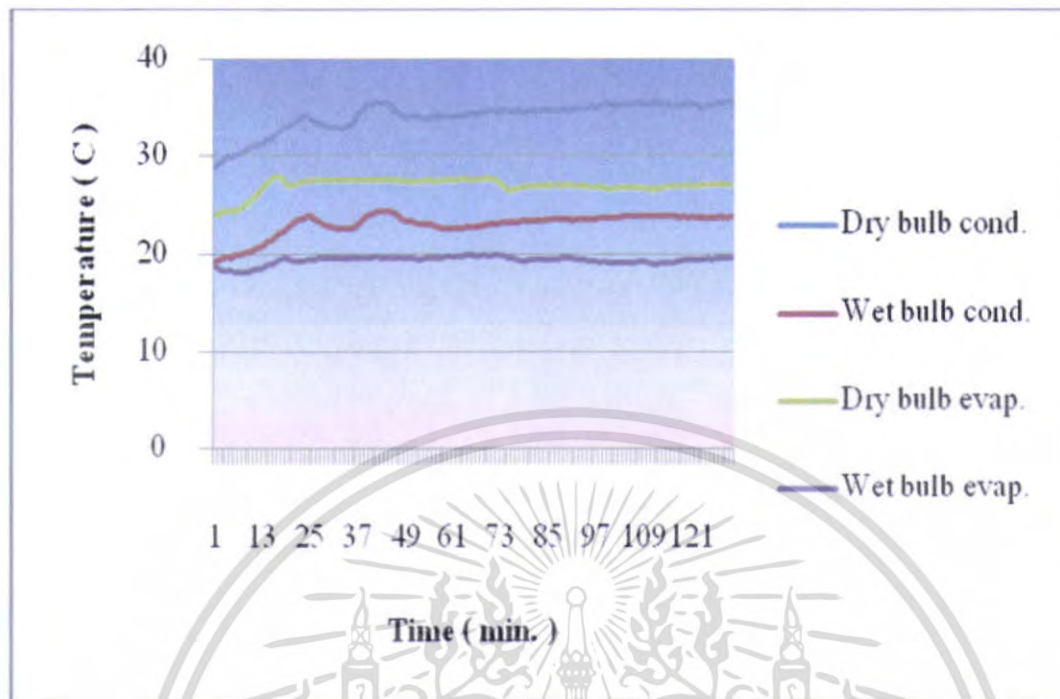
Date & Time	16/3/2008 8:31	16/3/2008 8:41	16/3/2008 8:51	16/3/2008 9:01	16/3/2008 9:11	16/3/2008 9:21	16/3/2008 9:31
Dry bulb evap. (C)	27.5	27.39	27.3	27.39	27.25	27.3	27.3
Wet bulb evap. (C)	19.58	19.79	19.1	19.61	19.36	19.89	18.9
Sensible Heat Evap. (kW)	5.04	4.93	5.01	4.96	5.01	5.04	5.01
Boiler Evap. Temp. (C)	105.49	109.2	107.34	107.56	107.49	109.33	109.9
อัตราการไหลของน้ำควบแน่น (kg/s)	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944
เอนทาลปีที่จุดหลุมุมระเหยเปียก(kJ/kg)	82.19852	83.07926	80.1854	82.32434	81.27584	83.49866	79.3466
เอนทาลปีที่จุดหลุมุมน้ำในหม้อต้ม (kJ/kg)	2684.5546	2690.268	2687.4036	2687.7424	2687.6346	2690.4682	2691.346
Latent Heat Evap.(kW)	0.5060136	0.5069533	0.5069590	0.5066090	0.5067919	0.5069107	0.5078887
Total Heat Evap.	5.5460136	5.4369533	5.5169590	5.4666090	5.5167919	5.5469107	5.5178887
Total Power of Air Cond.	2.271	2.245	2.232	2.157	2.219	2.254	2.23
C.O.P	2.4421020	2.4218055	2.4717558	2.5343574	2.4861613	2.4609186	2.4743895
EER	8.3324520	8.2632003	8.4336310	8.6472276	8.4827824	8.3966545	8.4426172

ตาราง 5-16 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองโดยการเก็บค่าทุกๆ 10 นาทีที่เวลา 8:31 – 9:31

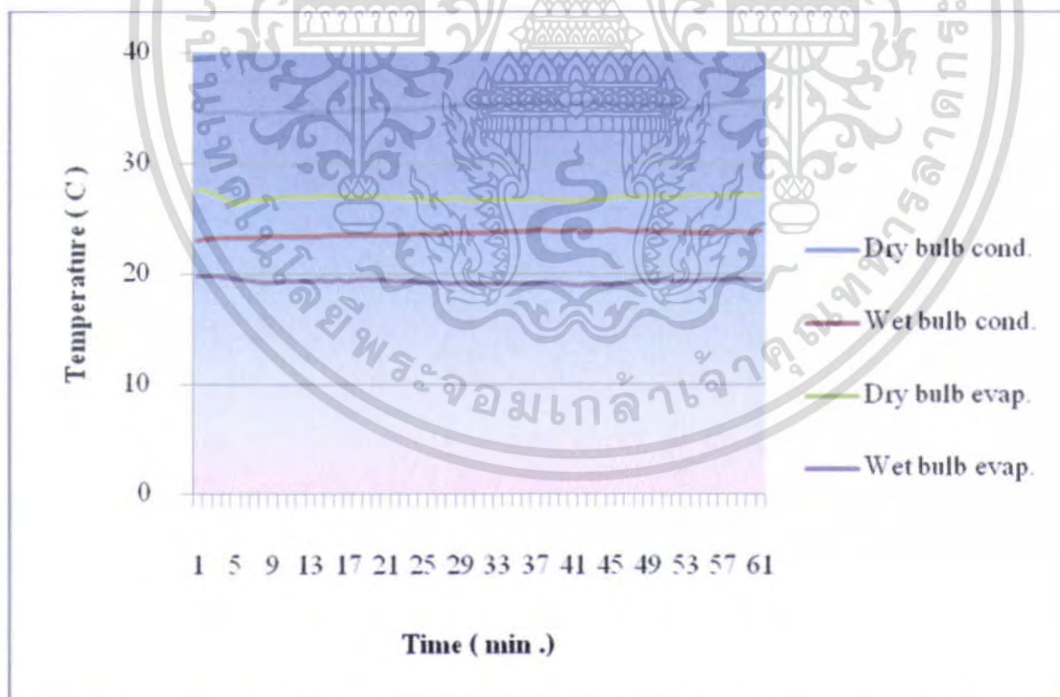
เพราะฉะนั้นค่า EER เฉลี่ยอยู่ที่เท่ากับ **8.4284**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.2 การทดลองครั้งที่ 2

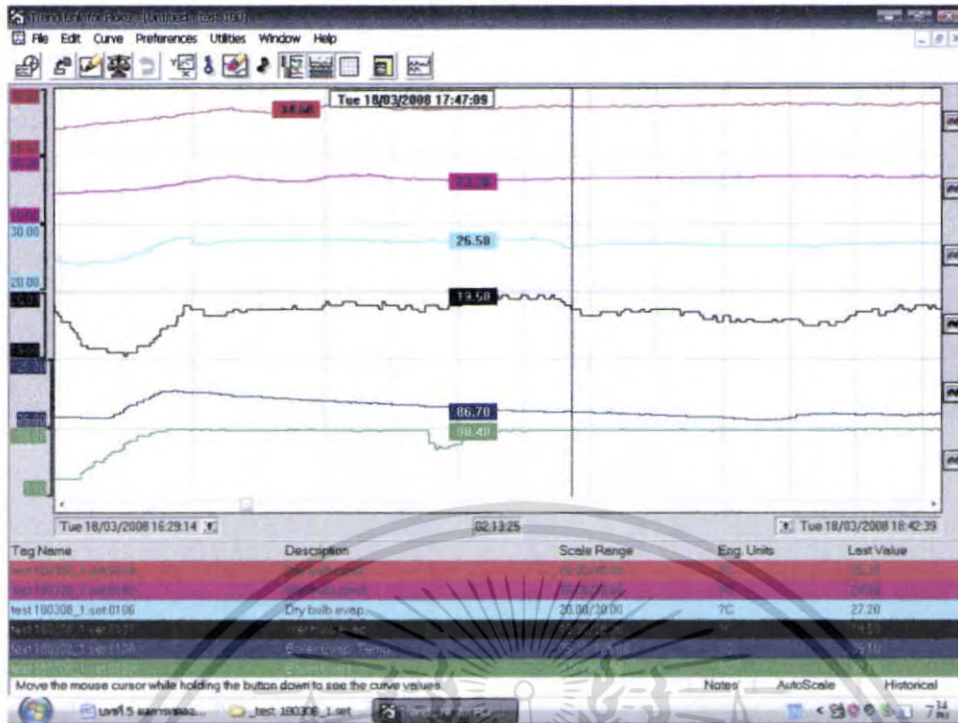


กราฟที่ 5.12 แสดงอุณหภูมิที่เปลี่ยนไปขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 2

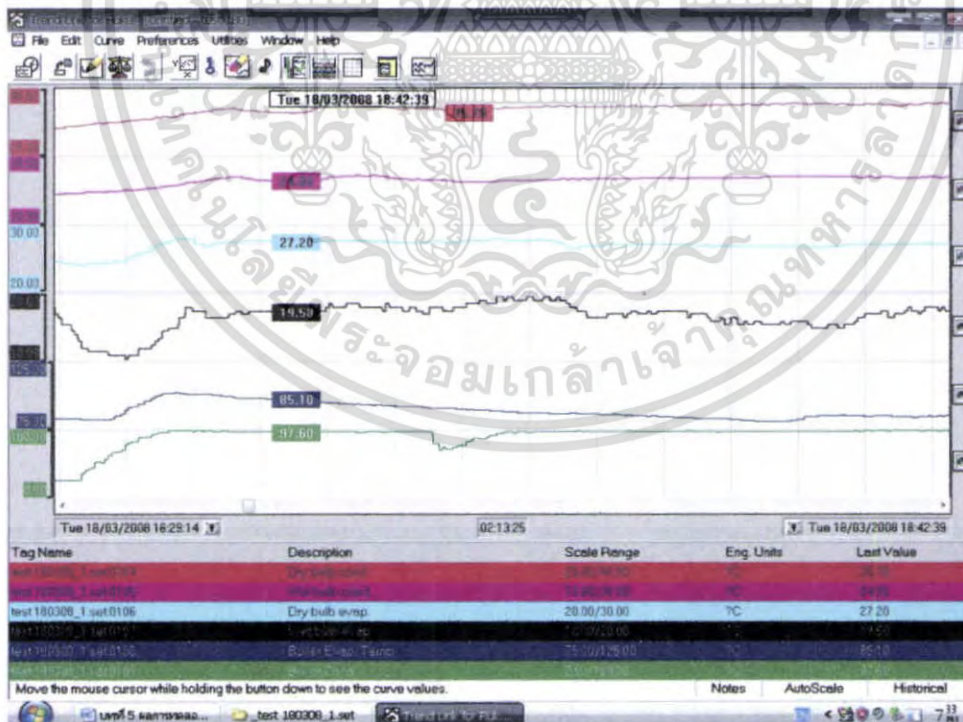


กราฟที่ 5.13 แสดงอุณหภูมิที่สภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.2 โปรแกรมที่ใช้ในการแสดงค่าอุณหภูมิที่เริ่มเข้าสู่ภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบ
เครื่องปรับอากาศ



รูปที่ 5.3 โปรแกรมที่ใช้ในการแสดงค่าอุณหภูมิขณะทำการเก็บค่าข้อมูลขณะทำการทดสอบ

เครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.2.1 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ 2 มีดังนี้

ข้อมูลที่ได้โดยตรงจากเครื่องมือวัดที่ทำการเก็บค่าทุก 10 นาที มีดังนี้

Date & Time	Dry bulb Cond.	Wet bulb Cond.	Dry bulb Evap.	Wet bulb Evap.	Boiler Evap.
18/3/2008 17:42	34.75	23.12	27.68	19.88	87.1
18/3/2008 17:52	34.72	23.4	27	19.4	86.09
18/3/2008 18:02	34.9	23.53	27	19.5	83.81
18/3/2008 18:12	35.38	23.83	26.72	19.13	81.88
18/3/2008 18:22	35.48	23.95	26.65	19	84.57
18/3/2008 18:32	35.32	23.88	26.94	19.48	85.18
18/3/2008 18:42	35.66	23.98	27.18	19.5	85.12

ตาราง 5-17 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลาตั้งแต่ 17:42 – 18:42

ในการทดลองนี้อัตราการไหลของน้ำควบแน่นคือ 0.0001681 kg/s

หมายเหตุ สามารถดูข้อมูลทั้งหมดได้จากภาคผนวก ก. ซึ่งเครื่องมือวัดจะเก็บค่าทุกๆ 10 นาที

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.2.2 การคำนวณค่า EER ของการทดลองที่ 2

ในการคำนวณหาค่าจากการเก็บค่าข้อมูลที่ช่วงเวลาตั้งแต่ 17:42 - 18:42 ซึ่งจะใช้ข้อมูลที่ได้จากห้องจำลองสภาวะภายในมาคำนวณซึ่งการคำนวณจะได้ผลดังตารางด้านล่างดังนี้

Date& Time	18/3/2008 17:42	18/3/2008 17:52	18/3/2008 18:02	18/3/2008 18:12	18/3/2008 18:22	18/3/2008 18:32	18/3/2008 18:42
Dry bulb evap.(C)	27.68	27	27	26.72	26.65	26.94	27.18
Wet bulb evap.(C)	19.88	19.4	19.5	19.13	19	19.48	19.5
Sensible Heat Evap.(kW)	3.32	3.327	3.277	3.279	3.289	3.32	3.279
Boiler Evap.(C)	87.1	86.09	83.81	81.88	84.57	85.18	85.12
อัตราการไหลของ น้ำควบแน่น (kg/s)	0.0001681	0.0001681	0.0001681	0.0001681	0.0001681	0.0001681	0.0001681
เอนทัลปีที่อุณหภูมิกะเปาะเดือด (kJ/kg)	83.45672	81.4436	81.863	80.31122	79.766	81.77912	81.863
เอนทัลปีที่อุณหภูมิน้ำในหม้อต้ม (kJ/kg)	2655.344	2653.6876	2649.9484	2646.7832	2651.1948	2652.1952	2652.0968
Latent Heat Evap. (kW)	0.4322211	0.4322810	0.4315822	0.4313110	0.4321440	0.4319739	0.4319432
Total Heat Evap. (kW)	3.7522211	3.7592810	3.7085822	3.7103110	3.7211440	3.7519739	3.7109432
Total Power of Air Cond.	1.487	1.392	1.401	1.359	1.418	1.397	1.278
C.O.P	2.5233498	2.7006329	2.6470965	2.7301774	2.6242201	2.6857365	2.9037114
EER	8.6096694	9.2145596	9.0318932	9.3153651	8.9538388	9.1637328	9.9074634

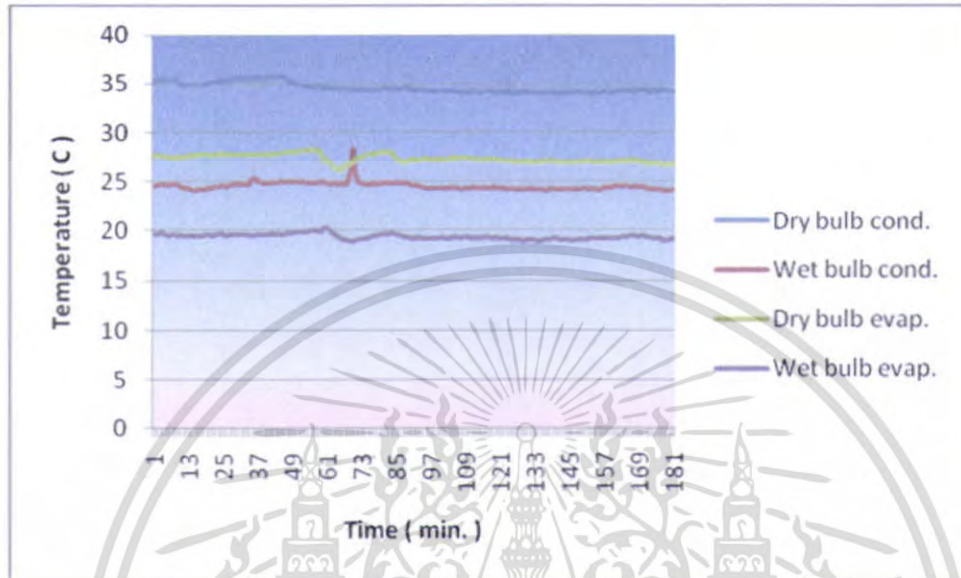
ตาราง 5-18 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีที่ช่วงเวลา 17:42 – 18:42 (ห้องจำลองสภาวะภายใน)

เพราะฉะนั้นค่า EER เฉลี่ยอยู่ที่เท่ากับ **9.17**

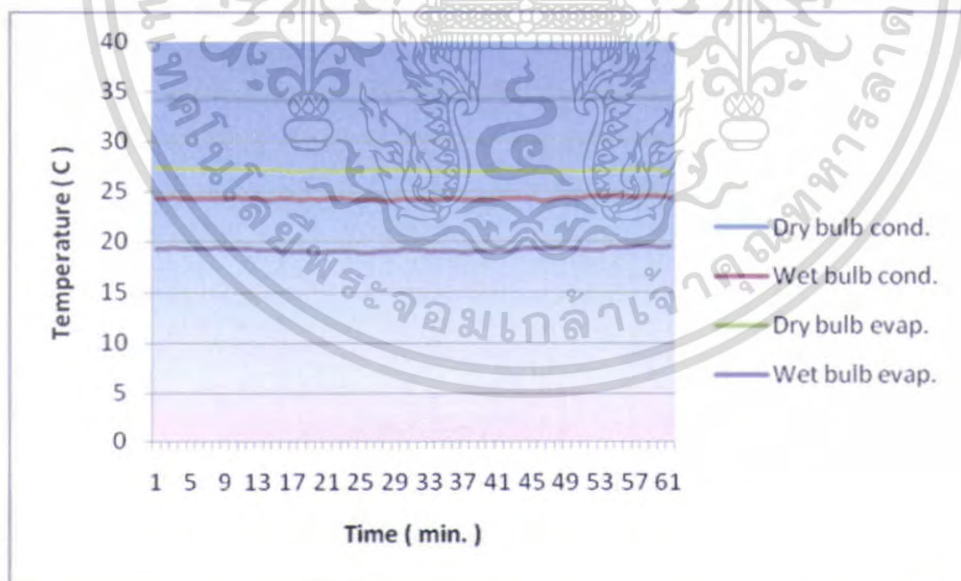
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.3 การทดลองที่ 3

เป็นการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า EER ของเครื่องปรับอากาศ และการคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิ

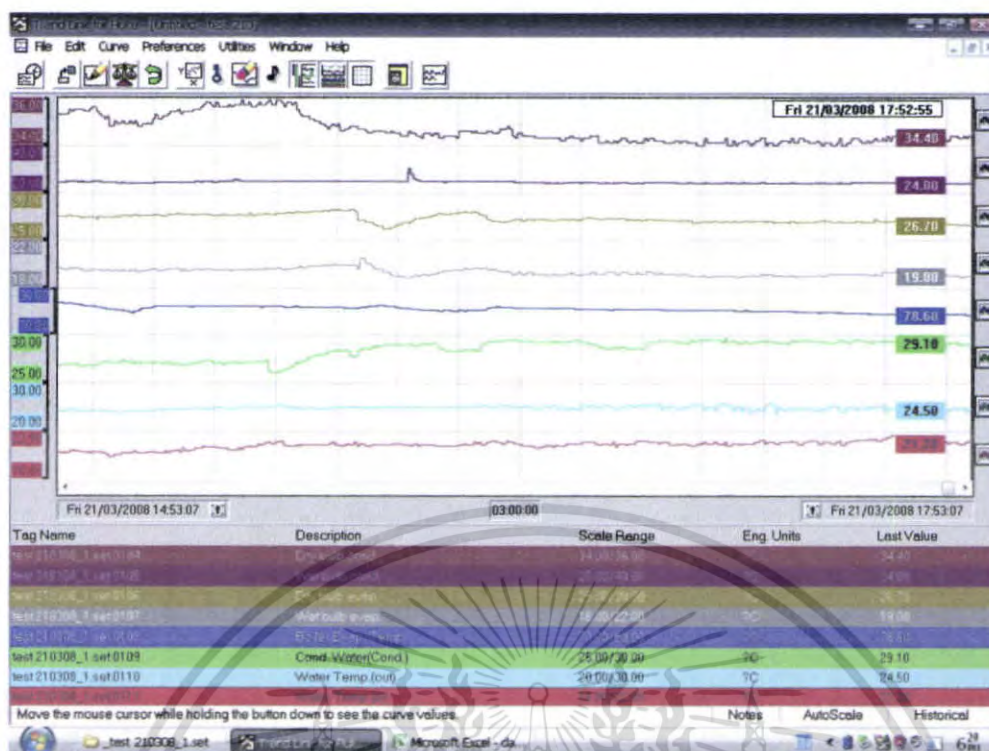


กราฟที่ 5.14 แสดงอุณหภูมิที่เปลี่ยนแปลงไปขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 3



กราฟที่ 5.15 แสดงอุณหภูมิที่สภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบของการทดลองที่ 3

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 5.4 โปรแกรมที่ใช้ในการแสดงค่าอุณหภูมิขณะทำการเก็บค่าข้อมูลขณะทำการทดสอบเครื่องปรับอากาศ

5.3.3.1 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ 3 เป็นดังนี้

Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap. Temp.	Cond. Water (Cond.)	Water Temp. (out)	Water Temp. (in)
21/3/2008 16:48	34.23	24.28	27.23	19.27	80.9	28.88	25.21	21.2
21/3/2008 16:58	34.06	24.2	26.94	19	80.43	29.37	25.4	20.87
21/3/2008 17:08	34.16	24.17	27.1	19	80.17	29.31	25.08	21
21/3/2008 17:18	34.18	24.16	26.95	18.95	79.81	29.36	24.81	21.02
21/3/2008 17:28	34.09	24.09	27	19.2	79.31	29.22	24.94	21.09
21/3/2008 17:38	34.26	24.4	27.2	19.4	78.66	29.3	25.1	21.56
21/3/2008 17:48	34.3	24.1	26.8	19.1	78.75	29.2	24.55	21.05

ตาราง 5-19 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลาตั้งแต่ 16:48 – 17:48

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.3.2 การคำนวณค่า EER ของการทดลองที่ 3 เป็นดังนี้

Date & Time	18/3/2008 17:42	18/3/2008 17:52	18/3/2008 18:02	18/3/2008 18:12	18/3/2008 18:22	18/3/2008 18:32	18/3/2008 18:42
Dry bulb evap. (C)	27.23	26.94	27.1	26.95	27	27.2	26.8
Wet bulb evap. (C)	19.27	19	19	18.95	19.2	19.4	19.1
Boiler Evap. Temp. (C)	80.9	80.43	80.17	79.81	79.31	78.66	78.75
อัตราการไหลของน้ำควบแน่น (kg/s)	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368
เอนทัลปีที่อุณหภูมิกระเปาะเปียกkJ/kg)	80.89838	79.766	79.766	79.5563	80.6048	81.4436	80.1854
เอนทัลปีที่อุณหภูมิน้ำในหม้อต้มkJ/kg)	2645.176	2644.4052	2643.9788	2643.3808	2642.5408	2641.4488	2641.6
Sensible Heat Evap. (kW)	2.746	2.752	2.795	2.756	2.767	2.719	2.746
Latent Heat Evap.(kW)	0.403534728	0.403591629	0.403524527	0.403463421	0.403166232	0.402862386	0.40308418
Total Heat Evap. (kW)	3.149534728	3.155591629	3.198524527	3.159463421	3.170166232	3.121862386	3.14908418
Total Power of Air Cond.	1.309	1.337	1.335	1.317	1.354	1.316	1.328
C.O.P	2.406061671	2.360203163	2.395898522	2.398985134	2.341333997	2.372235856	2.371298329
EER	8.209482422	8.053013192	8.174805758	8.185337276	7.988631598	8.09406874	8.090869897

ตาราง 5-20 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาวะภายใน)

เพราะฉะนั้นค่า EER เฉลี่ยเท่ากับ 8.11

และค่าความร้อนรวมสุทธิเฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายในเท่ากับ 3.158 kW

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.3.3.3 การคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิ หาได้จากข้อมูลที่เก็บ
ได้จากห้องจำลองสภาวะภายนอกดังนี้

Date & Time	21/3/2008 16:48	21/3/2008 16:58	21/3/2008 17:08	21/3/2008 17:18	21/3/2008 17:28	21/3/2008 17:38	21/3/2008 17:48
Dry bulb cond.	34.23	34.06	34.16	34.18	34.09	34.26	34.3
Wet bulb cond.	24.28	24.2	24.17	24.16	24.09	24.4	24.1
อัตราการไหลของน้ำความเย็น ในห้องคอนเดนซิ่งยูนิต(kg/s)	0.0001216	0.0001216	0.0001216	0.0001216	0.0001216	0.0001216	0.0001216
อุณหภูมิน้ำความเย็นใกล้ ทางออกจากห้อง Cond. (C)	28.88	29.37	29.31	29.36	29.22	29.3	29.2
เอนทัลปีที่อุณหภูมิ น้ำความเย็น (kJ/kg)	121.1084	123.1566	122.9058	123.1148	122.5296	122.864	122.446
อัตราการไหลของ น้ำในคอยล์เย็น (kg/s)	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
อุณหภูมิน้ำออกคอยล์เย็น (C)	25.21	25.4	25.08	24.81	24.94	25.1	24.55
อุณหภูมิน้ำเข้าคอยล์เย็น (C)	21.2	20.87	21	21.02	21.09	21.56	21.05
เอนทัลปีที่อุณหภูมิ น้ำออกคอยล์เย็น (kJ/kg)	105.7678	106.562	105.2244	104.09466	104.63884	105.308	103.0063
เอนทัลปีที่อุณหภูมิ น้ำเข้าคอยล์เย็น (kJ/kg)	88.9832	87.60182	88.146	88.22972	88.52274	90.49016	88.3553
Wet bulb evap. (C)	19.27	19	19	18.95	19.2	19.4	19.1
เอนทัลปีที่อุณหภูมิกระเปาะ เปียกของห้อง Evap.(kJ/kg)	80.89838	79.766	79.766	79.5563	80.6048	81.4436	80.1854
Power of Cond. (kW)	1.295	1.269	1.302	1.286	1.302	1.294	1.298
Power of Chiller (kW)	2.5	2.52	2.5	2.52	2.54	2.55	2.5
Total Power of Cond.(kW)	3.795	3.789	3.802	3.806	3.842	3.844	3.798
Power of Air Cond.	1.309	1.337	1.335	1.317	1.354	1.316	1.328
ขีดความสามารถทำความเย็น รวมสุทธิ (kW)	3.293189538	4.359366297	3.4074458	2.814766714	2.867148056	2.253956721	2.204638889

ตาราง 5-21 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาวะภายนอก)

ขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิเฉลี่ยเท่ากับ **3.029 kW**.

ผลต่างระหว่างความร้อนเฉลี่ยทั้งสองห้องเท่ากับ **4.09 %**

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4 การคำนวณภาระของการทำความเย็น

จากสมการการถ่ายเทความร้อน

$$Q = (U)(A)(\Delta T) \quad \dots(5.4)$$

- เมื่อ Q = อัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผ่านผนังห้องเข้ามา, (W)
- A = พื้นที่ผิวภายนอกของผนัง, (m^2)
- U = สัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนทั้งหมด, ($W / m^2 K$)
- ΔT = ความแตกต่างของอุณหภูมิภายนอกและภายใน, (K)

ซึ่งค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อน (U) สามารถหาได้จากสมการ

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_o} + \frac{1}{C_1} + \dots + \frac{1}{C_n} + \frac{x_1}{K_1} + \dots + \frac{x_n}{K_n} + \frac{1}{a} + \frac{1}{f_i}} \quad \dots(5.5)$$

- เมื่อ $\frac{1}{f}$ = ความต้านทานของฟิล์มหรือพื้นผิว
- $\frac{1}{C}$ = ความต้านทานของวัสดุซึ่งจะเป็นเนื้อเดียวกันหรือไม่ก็ตาม จากพื้นผิวสู่พื้นผิว
- $\frac{1}{K}$ = ความต้านทานของส่วนประกอบที่เป็นเนื้อเดียวกันต่างๆ โดยที่ค่า K จะทราบความหนาเป็นนิ้ว
- $\frac{1}{a}$ = ความต้านทานของช่องอากาศ
- k = Thermal Conductivity, ($W / m \cdot K$) หรือ ($Btu / hr \cdot ft^2 (\circ F \text{ per in.})$)
- c = Thermal Conductance, ($W / m^2 \cdot K$) หรือ ($Btu / hr \cdot ft^2 \cdot \circ F$)
- f_i = 9.37 ($W / m^2 \cdot K$) หรือ 1.65 ($Btu / hr \cdot ft^2 \cdot \circ F$) สำหรับลมนิ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในที่นี้เป็นการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ผ่านผนังห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน ซึ่งค่าต่างๆที่ใช้ในการคำนวณจะมาจากตาราง 8-4 (หนังสือการปรับอากาศ, อัครเดช สิ้นธุภัก) และตาราง 7-1 (หนังสือการทำความเย็น, อัครเดช สิ้นธุภัก) โดยที่หน่วยที่ใช้ในหนังสือทั้งสองเล่มจะต่างกัน ซึ่งในหนังสือการปรับอากาศจะใช้หน่วยอังกฤษ แต่หนังสือการทำความเย็นจะใช้หน่วย SI ซึ่งในท้ายที่สุดของการคำนวณค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนนี้จะใช้หน่วย SI

5.4.1 การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับห้องจำลองสภาวะภายใน (ยกเว้นผนังกั้นห้องจำลองสภาวะภายนอกกับห้องจำลองสภาวะภายใน)



รูปที่ 5-5 การแบ่งพื้นที่ห้องจำลองสภาวะภายในซึ่งใช้ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง

เมื่อพื้นที่	A1	คือ	ฉนวน โพลียูรีเทนหนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร
	A2	คือ	ประตูไม้แข็ง + ฉนวนกันความร้อนหนา 75 มิลลิเมตร
	A3	คือ	ผนังอิฐหนา 15 เซนติเมตร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- A4 คือ ผนังอิฐ + ฉนวนกันความร้อนหนา 75 มิลลิเมตร
- A5 คือ ผนังอิฐ หนา 15 เซนติเมตร
- A6 คือ ฉนวนโพลียูรีเทน หนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร
- A7 คือ ฉนวนโพลียูรีเทน หนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร
- A8 คือ ผนังอิฐ + ฉนวนกันความร้อนหนา 75 มิลลิเมตร
- A9 คือ ฉนวนโพลียูรีเทน หนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร

ขั้นตอนที่ 1 หาสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ผนังในส่วนต่างๆ

1. หา U_1 โดยที่ $f_i = 9.37 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $x_1 = 0.1016 \text{ m}$. และ $k_1 = 0.025 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{9.37} + \frac{0.1016}{0.025}} = 0.24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

2. หา U_2 โดยที่ $f_i = 1.65 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F)}$, $x_2 = 1.125 \text{ in.}$,

$k_2 = 0.025 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F per in.)}$, ค่า $\left(\frac{1}{c}\right)$ ของฉนวนกันความร้อน = 11.54

$\text{(hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F)/Btu}$ และ $k_{\text{wood}} = 1.10 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F per in.)}$

$$U_2 = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + \frac{1.125}{1.10} + 11.54} = 0.076 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F)}$$

3. หา U_3 โดยที่ $f_i = 1.65 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F)}$, $x_3 = 5.906 \text{ in.}$ และ

$k_3 = 5.0 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F per in.)}$

$$U_3 = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + \frac{5.906}{5.0}} = 0.560 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{°F)}$$

4. หา U_4 โดยที่ $f_i = 1.65 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F)}$, ค่า $\left(\frac{1}{c}\right)$ ของฉนวนกันความร้อน = 11.54

$(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})/\text{Btu}$, ความหนาฝ้ายิปซัม = 0.515 นิ้ว และ ค่า k ของฝ้ายิปซัม เท่ากับ 3.30

$(\text{Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F per in.})$

$$U_4 = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + 11.54 + \frac{0.515}{3.30}} = 0.0813 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F)}$$

5. หา U_5 โดยที่ $f_i = 1.65 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F)}$, ความหนาของผนังอิฐ (A_5) = 4 นิ้ว

$$U_5 = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + \frac{4.0}{5.0}} = 0.711 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F)}$$

6. หา U_6 โดยที่ $f_i = 9.37 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $x_6 = 0.1016 \text{ m}$. และ $k_6 = 0.025 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

$$U_6 = \frac{1}{\frac{1}{9.37} + \frac{0.1016}{0.025}} = 0.24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

7. หา U_7 โดยที่ $f_i = 9.37 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$, $x_7 = 0.1016 \text{ m}$. และ $k_7 = 0.025 \text{ W/m} \cdot \text{K}$

$$U_7 = \frac{1}{\frac{1}{9.37} + \frac{0.1016}{0.025}} = 0.24 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$$

8. หา U_4 โดยที่ $f_i = 1.65 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F)}$, ค่า $\left(\frac{1}{c}\right)$ ของฉนวนกันความร้อน = 11.54

$(\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F})/\text{Btu}$, ความหนาฝ้ายิปซัม = 0.515 นิ้ว และ ค่า k ของฝ้ายิปซัม เท่ากับ 3.30

$(\text{Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F per in.})$

$$U_8 = \frac{1}{\frac{1}{1.65} + 11.54 + \frac{0.515}{3.30}} = 0.0813 \text{ (Btu/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F)}$$

ขั้นตอนที่ 2 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ผนังในส่วนต่าง ๆ

$$1. Q_1 = U_1 A_1 \Delta T = (0.244)(2.1\text{m.} \times 2.15\text{m.})(27.3^\circ\text{C} - 27^\circ\text{C}) = 0.325 \text{ W.}$$

$$2. Q_2 = U_2 A_2 \Delta T = (0.076)(5\text{ft} \times 7.167\text{ft})(81.14^\circ\text{F} - 80.6^\circ\text{F}) = 1.47 \text{ Btu/hr.}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น เมื่อนำไปเผยแพร่ภายนอก กรุณาแจ้งเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$3. Q_3 = U_3 A_3 \Delta T = (0.559)(3 \text{ ft} \times 13.33 \text{ ft})(81.14^\circ \text{ F} - 80.6^\circ \text{ F}) = 12.07 \text{ Btu / hr.}$$

$$4. Q_3 = U_3 A_3 \Delta T = (0.0813)(3 \text{ ft} \times 13.33 \text{ ft})(81.14^\circ \text{ F} - 80.6^\circ \text{ F}) = 2.44 \text{ Btu / hr.}$$

$$5. Q_4 = U_4 A_4 \Delta T = (0.711)(5 \text{ ft} \times 13.33 \text{ ft})(81.14^\circ \text{ F} - 80.6^\circ \text{ F}) = 25.59 \text{ Btu / hr.}$$

$$6. Q_6 = U_6 A_6 \Delta T = (0.244)(2.1 \text{ m.} \times 2.15 \text{ m.})(27.3^\circ \text{ C} - 27^\circ \text{ C}) = 0.325 \text{ W.}$$

$$7. Q_7 = U_7 A_7 \Delta T = (0.244)(2.1 \text{ m.} \times 4 \text{ m.})(27.3^\circ \text{ C} - 27^\circ \text{ C}) = 0.6048 \text{ W.}$$

$$8. Q_8 = U_8 A_8 \Delta T = (0.0813)(5 \text{ ft.} \times 13.33 \text{ ft.})(81.14^\circ \text{ F} - 80.6^\circ \text{ F}) = 2.93 \text{ Btu / hr.}$$

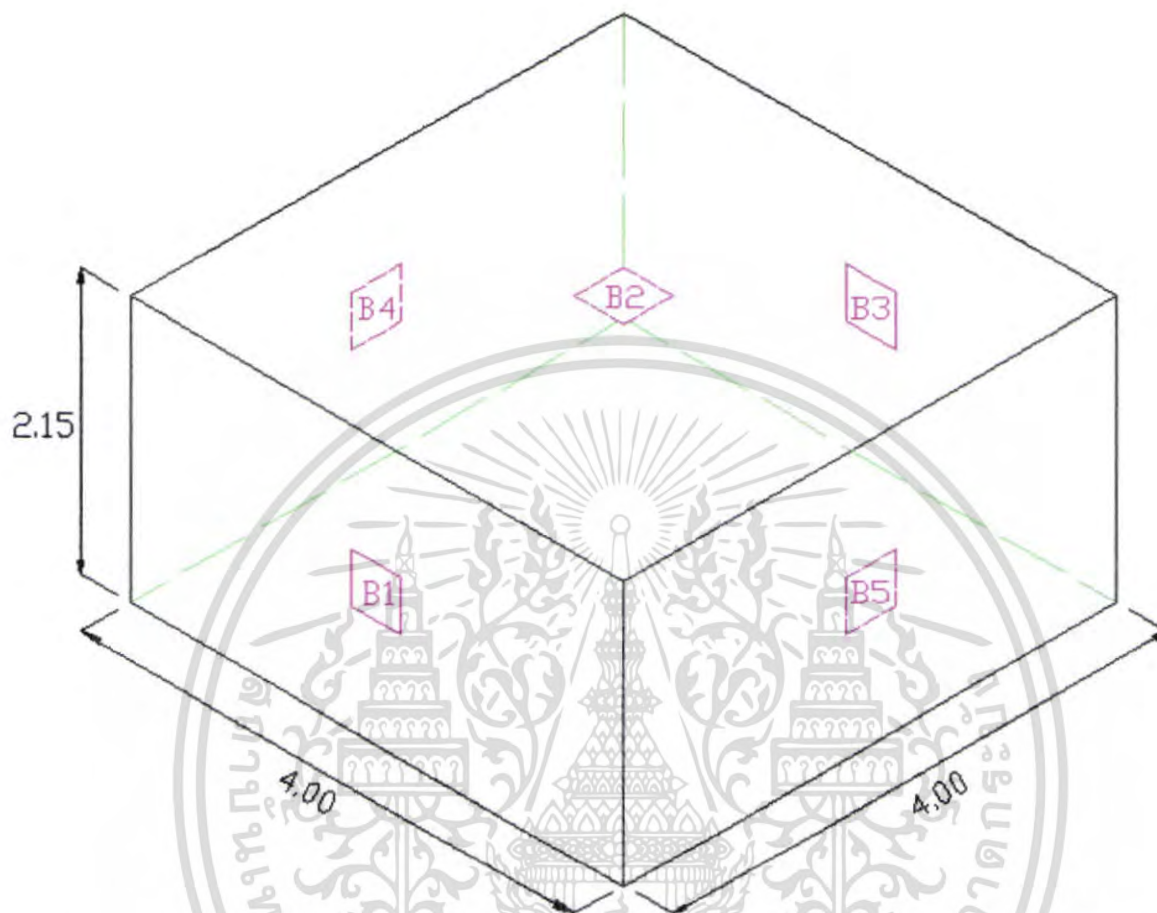
$$\begin{aligned} \text{เพราะฉะนั้น } (Q_1 + Q_6 + Q_7 + Q_9) + (Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_8) &= (1.25 \text{ W.}) + \frac{(44.5 \text{ Btu / hr})}{3.412} \\ &= (1.25) + (13.04) \\ &= 14.29 \text{ W.} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังของห้องจำลองสภาวะภายในเท่ากับ 14.29 W.

จากการคำนวณข้างต้นพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังของห้องจำลองสภาวะภายในเป็นบวกแสดงว่า มีการถ่ายเทความร้อนจากบรรยากาศภายนอกเข้าสู่ภายในห้องจำลองสภาวะภายในเท่ากับ 14.29 W.

หมายเหตุ : เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นห้องนั้นมีปริมาณน้อยมาก จึงถือได้ว่าไม่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นห้อง

5.4.2 การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนสำหรับห้องจำลองสภาวะภายนอก (ยกเว้นผนัง กันห้องจำลองสภาวะภายนอกกับห้องจำลองสภาวะภายใน)



รูป 5-6 การแบ่งพื้นที่ห้องจำลองสภาวะภายนอกซึ่งใช้ในการคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง

เมื่อพื้นที่	B1	คือ	ฉนวน โพลียูรีเทนหนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร
	B2	คือ	ฉนวน โพลียูรีเทนหนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร
	B3	คือ	ฉนวน โพลียูรีเทนหนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร
	B4	คือ	ฉนวน โพลียูรีเทนหนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร
	B5	คือ	ฉนวน โพลียูรีเทนหนา 4 นิ้ว หรือ 0.1016 เมตร

หมายเหตุ : การคำนวณอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังของห้องจำลองสภาวะภายนอกนั้น เราจะไม่คิดอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนัง B5 เนื่องจากเราคิดรวมกับอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังของห้องจำลองสภาวะภายใน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่ 1 หาสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ผนังในส่วนต่างๆ

1. หา U_1 โดยที่ $f_i = 9.37 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$, $x_i = 0.1016 \text{ m}$. และ $k_i = 0.025 \text{ W / m} \cdot \text{K}$

$$U_1 = \frac{1}{\frac{1}{9.37} + \frac{0.1016}{0.025}} = 0.24 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

ขั้นตอนที่ 2 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ผนังในส่วนต่าง ๆ

เมื่อ A คือ พื้นที่ของห้องทั้งหมด ยกเว้นพื้นที่ของพื้นห้องและพื้นที่ของผนังด้านที่ติดกับห้อง

จำลองสภาวะภายใน

$$\begin{aligned} Q &= (U)(A)(\Delta T) \\ &= (0.24)((3 \times (4\text{m} \times 2.15\text{m})) + (4\text{m} \times 4\text{m}))(27.3 - 35) \\ &= (0.24)(41.8)(-7.7) \\ &= -77.24 \text{ W.} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังห้องจำลองสภาวะภายนอกเท่ากับ -77.24 W .

จากการคำนวณข้างต้นพบว่าอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังของห้องจำลองสภาวะภายนอกเป็นลบแสดงว่า มีการถ่ายเทความร้อนสู่บรรยากาศภายนอกเท่ากับ 77.24 W .

หมายเหตุ : เนื่องจากอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นห้องนั้นมีปริมาณน้อยมาก จึงถือได้ว่าไม่มีอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นห้อง

5.4.3 การคำนวณหาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านผนังกันห้องจำลองสภาวะภายนอกกับห้อง

จำลองสภาวะภายใน

ขั้นตอนที่ 1 หาสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนของพื้นที่ผนังกันห้อง

1. หา U โดยที่ $f_i = 9.37 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$, $x = 0.1016 \text{ m}$. และ $k = 0.025 \text{ W / m} \cdot \text{K}$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{9.37} + \frac{0.1016}{0.025}} = 0.24 \text{ W / m}^2 \cdot \text{K}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์สำหรับครูอาจารย์เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ขั้นตอนที่ 2 หาอัตราการถ่ายเทความร้อนผ่านพื้นที่ผนังกันห้อง

$$Q = UA\Delta T = (0.244)(2.15m. \times 4m.)(35^{\circ}C - 27^{\circ}C) = 16.51 W.$$

หมายเหตุ : ถ้านำค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้ ไปคิดอัตราการถ่ายเทความร้อนในห้องจำลอง สภาวะภายในต้องนำค่าที่คำนวณได้ไปบวก เนื่องจากอุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายนอกนั้นสูงกว่า อุณหภูมิของห้องจำลองสภาวะภายใน แต่ถ้านำค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้ไปคิดอัตราการถ่ายเทความร้อนในห้องจำลองสภาวะภายนอกต้องนำค่าที่คำนวณได้ไปลบ

5.4.4 การทดลองที่ 4

เป็นการทดลองเพื่อเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพ (EER) ของเครื่องปรับอากาศ และการคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิระหว่างการทดลองที่ 3 ซึ่งไม่คิดคำนวณ ความร้อนที่รั่วไหลกับการทดลองที่ 4 ซึ่งคิดคำนวณความร้อนรั่วไหลผ่านผนังและผนังกันห้อง ซึ่งในการทดลองนี้จะใช้ข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ 3

5.4.4.1 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองที่ 4 เป็นดังนี้

Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap. Temp.	Cond. Water (Cond.)	Water Temp. (out)	Water Temp. (in)
21/3/2008 16:48	34.23	24.28	27.23	19.27	80.9	28.88	25.21	21.2
21/3/2008 16:58	34.06	24.2	26.94	19	80.43	29.37	25.4	20.87
21/3/2008 17:08	34.16	24.17	27.1	19	80.17	29.31	25.08	21
21/3/2008 17:18	34.18	24.16	26.95	18.95	79.81	29.36	24.81	21.02
21/3/2008 17:28	34.09	24.09	27	19.2	79.31	29.22	24.94	21.09
21/3/2008 17:38	34.26	24.4	27.2	19.4	78.66	29.3	25.1	21.56
21/3/2008 17:48	34.3	24.1	26.8	19.1	78.75	29.2	24.55	21.05

ตาราง 5-22 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลาตั้งแต่ 16:48 – 17:48

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4.4.2 การคำนวณค่า EER ของการทดลองที่ 4 เป็นดังนี้

Date & Time	18/3/2008 17:42	18/3/2008 17:52	18/3/2008 18:02	18/3/2008 18:12	18/3/2008 18:22	18/3/2008 18:32	18/3/2008 18:42
Dry bulb evap. (C)	27.23	26.94	27.1	26.95	27	27.2	26.8
Wet bulb evap. (C)	19.27	19	19	18.95	19.2	19.4	19.1
Boiler Evap. Temp. (C)	80.9	80.43	80.17	79.81	79.31	78.66	78.75
อัตราการไหลของน้ำ ความแน่น (kg/s)	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368
เอนทัลปีที่จุดหมุ่ กระเปาะเปียก(kJ/kg)	80.89838	79.766	79.766	79.5563	80.6048	81.4436	80.1854
เอนทัลปีที่จุดหมุ่ น้ำในหม้อต้ม(kJ/kg)	2645.176	2644.4052	2643.9788	2643.3808	2642.5408	2641.4488	2641.6
Sensible Heat Evap. (kW)	2.746	2.752	2.795	2.756	2.767	2.719	2.746
Latent Heat Evap.(kW)	0.403534728	0.403591629	0.403524527	0.403463421	0.403166232	0.402862386	0.40308418
ความร้อนรั่วไหลผ่านผนัง ห้องเข้าสู่ห้อง Evap.	0.01429	0.01429	0.01429	0.01429	0.01429	0.01429	0.01429
ความร้อนรั่วไหลผ่านผนัง กันห้องทั้งสองห้อง	0.01651	0.01651	0.01651	0.01651	0.01651	0.01651	0.01651
Total Heat Evap. (kW)	3.180334728	3.186391629	3.229324527	3.190263421	3.200966232	3.152662386	3.17988418
Total Power of Air Cond.	1.309	1.337	1.335	1.317	1.354	1.316	1.328
C.O.P	2.429591083	2.383239812	2.418969683	2.422371618	2.364081412	2.395640111	2.3944911
EER	8.289764775	8.131614239	8.253524559	8.265131961	8.066245778	8.173924059	8.170003632

ตาราง 5-23 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาวะภายใน)

เพราะฉะนั้นค่า EER เฉลี่ยเท่ากับ **8.19**

และค่าความร้อนรวมสุทธิเฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายในเท่ากับ **3.189 kW**.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.4.4.3 การคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิ หาได้จากข้อมูลที่เก็บได้จากห้องจำลองสภาวะภายนอกดังนี้

Date & Time	21/3/2008 16:48	21/3/2008 16:58	21/3/2008 17:08	21/3/2008 17:18	21/3/2008 17:28	21/3/2008 17:38	21/3/2008 17:48
Dry bulb cond.	34.23	34.06	34.16	34.18	34.09	34.26	34.3
Wet bulb cond.	24.28	24.2	24.17	24.16	24.09	24.4	24.1
อัตราการไหลของน้ำ ความเย็นในห้องคอน เดนซิ่งชนิด(kg/s)	0.0001216	0.0001216	0.0001216	0.0001216	0.0001216	0.0001216	0.0001216
อุณหภูมิอากาศความชื้น ทางออกจากห้อง Cond. (C)	28.88	29.37	29.31	29.36	29.22	29.3	29.2
เอนทัลปีที่อุณหภูมิ ความเย็น (kJ/kg)	121.1084	123.1566	122.9058	123.1148	122.5296	122.864	122.446
อัตราการไหลของน้ำใน คอยล์เย็น (kg/s)	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5
อุณหภูมิน้ำออกคอยล์เย็น (C)	25.21	25.4	25.08	24.81	24.94	25.1	24.55
อุณหภูมิน้ำเข้าคอยล์เย็น (C)	21.2	20.87	21	21.02	21.09	21.56	21.05
เอนทัลปีที่อุณหภูมิ ออกคอยล์เย็น (kJ/kg)	105.7678	106.562	105.2244	104.09466	104.63884	105.308	103.0063
เอนทัลปีที่อุณหภูมิ เข้าคอยล์เย็น (kJ/kg)	88.9832	87.60182	88.146	88.22972	88.52274	90.49016	88.3553
Wet bulb evap. (C)	19.27	19	19	18.95	19.2	19.4	19.1
เอนทัลปีที่อุณหภูมิ กระเปาะเปียกของห้อง Evap.(kJ/kg)	80.89838	79.766	79.766	79.5563	80.6048	81.4436	80.1854
Power of Cond. (kW)	1.295	1.269	1.302	1.286	1.302	1.294	1.298
Power of Chiller (kW)	2.5	2.52	2.5	2.52	2.54	2.55	2.5
ความร้อนรั่วไหลผ่าน ผนังห้อง Cond.	0.07724	0.07724	0.07724	0.07724	0.07724	0.07724	0.07724
ความร้อนรั่วไหลผ่าน ผนังกันห้องทั้งสองห้อง	0.01651	0.01651	0.01651	0.01651	0.01651	0.01651	0.01651
Total Power of Cond. (kW)	3.70125	3.69525	3.70825	3.71225	3.74825	3.75025	3.70425
Power of Air Cond.	1.309	1.337	1.335	1.317	1.354	1.316	1.328
ขีดความสามารถทำความ เย็นรวมสุทธิ (kW)	3.386939538	4.453116297	3.5011958	2.908516714	2.960898056	2.347706721	2.298388889

ตาราง 5-24 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาวะภายนอก)

ขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิเฉลี่ยเท่ากับ 3.122 kW.

ผลต่างระหว่างความร้อนเฉลี่ยทั้งสองห้องเท่ากับ 2.07 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6

สรุปผลการทดลองและข้อเสนอนแนะ

การสรุปผลการทดลองในที่นี้จะแบ่งเป็น 2 ส่วน คือ

1. การทดลองตัวต้านทานชั้นที่
2. การทดลองที่เกี่ยวกับห้องจำลองสถานะและการคำนวณ

6.1 การผลการทดลองตัวต้านทานชั้นที่

6.1.1 การทดลองชั้นที่ โดยป้อนแรงดันไฟฟ้าที่ขนาดต่างๆ ตั้งแต่ 0 - 250 V. (เพิ่มขึ้นทีละ 25 V.)

การทดลองนี้เป็นการทดลองเพื่อหาสมการเส้นตรงซึ่งสามารถนำมาประยุกต์ใช้หากระแสไฟฟ้า โดยเครื่องมือวัดที่มีอยู่คือ Fluke Hydra 2620A ซึ่งจากการทดลองพบว่า

- เมื่อต่อตัวต้านทานชั้นที่เข้ากับวงจรแต่ยังไม่ได้ป้อนแรงดันไฟฟ้าเข้ากับวงจร จะได้ค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ค่าหนึ่ง แต่เมื่อป้อนแรงดันไฟฟ้าเพิ่มขึ้นจาก 0 V. จนถึง 100 V. ค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่จะค่อยๆ ลดลงตามลำดับ และเมื่อป้อนแรงดันไฟฟ้าเพิ่มขึ้นจาก 100 V. จนกระทั่งถึง 250 V. ค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่จะค่อยๆ เพิ่มขึ้นตามลำดับ เพราะฉะนั้นถ้าจะนำค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่มาประยุกต์ใช้วัดกระแสไฟฟ้าจะต้องใช้ค่าใช้ความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่ ที่แรงดันไฟฟ้าตั้งแต่ 100 V. ขึ้นไป แต่ในความเป็นจริงแล้ว เราจำเป็นต้องใช้หม้อแปลงปรับแรงดัน (Voltage Regulator) เพื่อปรับแรงดันไฟฟ้าที่จ่ายให้กับฮีตเตอร์ซึ่งใช้ในการคุมสถานะของห้องจำลองสถานะภายนอก และห้องจำลองสถานะภายใน เพราะฉะนั้นเราจึงใช้ตัวต้านทานชั้นที่ มาประยุกต์ใช้ไม่ได้

- เมื่อนำค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่มาแปลงเป็นค่ากระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านตัวต้านทานชั้นที่โดยใช้สมการที่หาจากวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) ค่าความผิดพลาดของกระแสไฟฟ้าที่ได้จากการทดลองจะมากพอสมควร ซึ่งไม่ควรนำค่ากระแสไฟฟ้าที่ได้จากความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่มาใช้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- ค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่วัดได้จากเครื่องมือวัดจะค่อนข้างแกว่งตัวอยู่ใน ช่วงกว้าง เพราะฉะนั้นค่าที่นำมาทำการทดลองคือค่าความต่างศักย์เฉลี่ย

6.1.2 การทดลองชั้นที่ตามภาวะที่ต่าง ๆ กัน

การทดลองนี้เป็นการทดลองเพื่อหาสมการเส้นตรงซึ่งสามารถนำมาประยุกต์ใช้หากระแสไฟฟ้า โดยเครื่องมือวัดที่มีอยู่คือ Fluke Hydra 2620A ซึ่งจากการทดลองพบว่า

- เมื่อต่อตัวต้านทานชั้นที่เข้ากับวงจร โดยที่ยังไม่ได้เปิดภาวะ ความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทาน ชั้นที่จะเป็นค่าหนึ่ง และเมื่อเปิดภาวะเพิ่มมากขึ้นซึ่งกระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านตัวต้านทานชั้นที่จะเพิ่มมากขึ้น ตามลำดับ แต่อัตราส่วนที่เพิ่มขึ้นจะไม่เท่ากันในแต่ละช่วงภาวะที่แตกต่างกัน

- ตัวต้านทานชั้นแต่ละตัวที่นำมาทดลองนั้น ค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมอาจจะไม่เท่ากันใน เมื่อให้กระแสไฟฟ้าไหลผ่านเท่ากัน

- เมื่อนำค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่นำมาแปลงเป็นค่ากระแสไฟฟ้าที่ไหลผ่านตัวต้านทานชั้นที่ใช้สมการที่หาจากวิธีกำลังสองน้อยสุด (Least Square) ค่าความผิดพลาดของ กระแสไฟฟ้าที่ได้จากการทดลองจะมากพอสมควร ซึ่งไม่ควรนำค่ากระแสไฟฟ้าที่ได้จากความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นมาใช้

- ค่าความต่างศักย์ที่ตกคร่อมตัวต้านทานชั้นที่วัดได้จากเครื่องมือวัดจะค่อนข้างแกว่งตัวอยู่ใน ช่วงกว้าง เพราะฉะนั้นค่าที่นำมาทำการทดลองคือค่าความต่างศักย์เฉลี่ย

6.2 สรุปผลการทดลองที่เกี่ยวกับห้องจำลองสภาวะและการคำนวณ

6.2.1 การปรับห้องทดสอบให้เข้าสู่สภาวะสมดุล

6.2.1.1 ห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน

การปรับห้องให้เข้าสู่สภาวะสมดุลนั้น ขึ้นอยู่กับสภาวะเริ่มต้นว่าที่สภาวะเริ่มต้นนั้นมีอุณหภูมิสูง หรือต่ำกว่าที่มาตรฐานกำหนด ในการทดลองนี้สภาวะเริ่มต้นต่ำกว่าอุณหภูมิที่มาตรฐานกำหนดทั้งอุณหภูมิ กระเปาะเปียกและอุณหภูมิกะเปาะแห้ง จึงจำเป็นต้องเพิ่มทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงโดยการ เปิดฮีตเตอร์ และฮีตเตอร์คัมน์น้ำ สำหรับห้องจำลองสภาวะภายในนั้น การให้ความร้อนในช่วงสภาวะเริ่มต้น

นั้น ไม่จำกัดว่าจะต้องเปิดฮีตเตอร์ให้เท่ากับการทำความเย็นที่เครื่องปรับอากาศสามารถทำได้ แต่ถ้าต้องการให้เข้าสู่สภาวะที่สมดุลเร็วต้องเปิดฮีตเตอร์และฮีตเตอร์คัมน์น้ำในปริมาณมาก แต่ไม่ควรเปิดมากเกินไป เพราะเมื่อถึงสภาวะที่สมดุลแล้วจะไม่สามารถคุมสภาวะให้อยู่ในสภาวะที่สมดุลอยู่ได้ เนื่องจากจะมีความร้อนที่สะสมอยู่ในฮีตเตอร์ และฮีตเตอร์คัมน์น้ำ ส่วนห้องจำลองสภาวะภายนอก การที่จะทำให้ห้องเข้าถึงสภาวะสมดุลต้องขึ้นอยู่กับขนาดของคอนเดนซิ่งยูนิตว่าให้ความร้อนออกมามากน้อยเพียงใดและต้องเปิดฮีตเตอร์และฮีตเตอร์คัมน์น้ำมากน้อยเพียงใด ความร้อนที่ถูกระบายออกมาจากคอนเดนซิ่งยูนิต นั้นในเริ่มแรกเครื่องปรับอากาศทดสอบยังทำงานไม่เต็มประสิทธิภาพจึงยังระบายความร้อนออกมาไม่เต็มที่ ต้องรอเวลาสักครู่ระยะเครื่องถึงจะทำงานเต็มประสิทธิภาพ ส่วนเครื่องทำน้ำเย็นในห้องจำลองสภาวะภายนอกต้องสามารถดึงความร้อนออกจากห้อง ได้มากกว่าที่คอนเดนซิ่งยูนิตระบายความร้อนออกมา

6.2.2 การควบคุมห้องทดสอบเมื่ออยู่ในสภาวะสมดุล

6.2.1.1 ห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน

การให้ความร้อนในช่วงสภาวะเริ่มต้นนั้น ไม่จำกัดว่าจะต้องเปิดฮีตเตอร์ให้เท่ากับการทำความเย็นที่เครื่องปรับอากาศสามารถทำได้ แต่ถ้าต้องการให้เข้าสู่สภาวะที่สมดุลเร็วต้องเปิดฮีตเตอร์และฮีตเตอร์คัมน์น้ำในปริมาณที่เหมาะสม การทดลองเพื่อหาสภาวะที่สมดุลนั้นต้องค่อยๆปรับค่าความร้อนให้เปลี่ยนแปลงไปเรื่อยๆเพื่อหาค่าความร้อนที่เหมาะสมในการควบคุมสภาวะห้องให้ได้ตามที่ต้องการ เมื่อปรับค่าความร้อนให้เพิ่มขึ้นหรือลดลงแต่ละครั้งนั้นจำเป็นต้องใช้เวลาในการรอให้อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงสักระยะ การที่จะรู้ว่าความร้อนที่ให้ไปเท่ากับความเย็นที่เครื่องปรับอากาศทำได้นั้น สามารถสังเกตได้จากอุณหภูมิ ซึ่ง ณ ช่วงเวลานั้นมีอุณหภูมิตามที่มาตรฐานกำหนดคืออุณหภูมิกระเปาะแห้ง $27 \pm 1^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $19 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ (ห้องจำลองสภาวะภายใน) และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง $35 \pm 1^{\circ}\text{C}$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $24 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ (ห้องจำลองสภาวะภายนอก)

6.2.3 การเปรียบเทียบค่า EER ระหว่างการเก็บค่าข้อมูลทุกๆ 10 นาทีกับค่าข้อมูลที่เก็บได้โดยการสุ่มในช่วงเวลาที่อยู่ในภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบ

จากการทดลองที่ 1 จะเห็นว่าค่า EER ที่ได้จากการเก็บค่าข้อมูลทุกๆ 10 นาทีตั้งแต่เวลา 8:31 – 9:31 เป็น 8.4284 และค่า EER ที่ได้จากการเก็บค่าข้อมูลโดยการสุ่มในช่วงเวลาที่อยู่ในสภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบเป็น 8.4295 เมื่อเปรียบเทียบค่า EER แล้วจะเห็นได้ว่าค่าที่ได้ใกล้เคียงกันมาก เพราะฉะนั้นจะสรุปได้ว่า “เมื่อห้องอยู่ในสภาวะที่สมดุลตามมาตรฐานกำหนดแล้วที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$27 \pm 1^{\circ}C$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $19 \pm 0.5^{\circ}C$ (ห้องจำลองสภาวะภายใน) และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง $35 \pm 1^{\circ}C$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $24 \pm 0.5^{\circ}C$ (ห้องจำลองสภาวะภายนอก) การเก็บค่าข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณจะใช้ค่าข้อมูล ณ เวลาใดก็ได้ ไม่จำเป็นต้องเก็บค่าข้อมูลทุกๆ 10 นาที แต่ควรต้องเว้นช่วงเวลาในการเก็บค่าข้อมูลบ้าง ”

6.2.4 การคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิและการเปรียบเทียบค่าความร้อนของห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน

จากการทดลองที่ 3 ค่าความร้อนรวมสุทธิเฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายในเป็น 3.157746729 kW. และขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิเฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายนอกเป็น 3.028644573 kW. จะเห็นได้ว่าผลต่างระหว่างความร้อนเฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายในเป็น 4.09 % ซึ่งตามมาตรฐานแล้วผลต่างระหว่างความร้อนที่ยอมรับได้ของทั้งสองห้องต้องไม่เกิน 4 % ซึ่งความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นอาจจะเป็นเพราะความร้อนที่รั่วไหลของห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน หรือ ความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ต่างๆ ภายในห้องทดสอบ

6.2.5 การคำนวณหาอัตราความร้อนรั่วไหลของห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน

จากการคำนวณพบว่า อัตราความร้อนความร้อนที่รั่วไหลเข้าสู่ห้องจำลองสภาวะภายในผ่านผนังห้องเท่ากับ 14.29 วัตต์ และอัตราความร้อนรั่วไหลออกสู่บรรยากาศภายนอกของห้องจำลองสภาวะภายนอกผ่านผนังห้องเท่ากับ 77.24 วัตต์ ส่วนอัตราความร้อนรั่วไหลผ่านผนังกันห้องของห้องจำลองสภาวะทั้งสองเท่ากับ 16.51 วัตต์ ถ้าเราจะนำค่าที่คำนวณได้ไปใช้ เราต้องสังเกตว่าความร้อนถ่ายเทสู่บรรยากาศภายนอกหรือความร้อนจากภายนอกถ่ายเทเข้าสู่ภายในห้อง ถ้าความร้อนถ่ายเทเข้าสู่ภายในห้องจะต้องนำค่าความร้อนรั่วไหลที่คำนวณได้ไปบวกกับปริมาณความร้อนภายในห้องทดสอบ แต่ถ้าความร้อนถ่ายเทออกสู่ภายนอกห้องจะต้องนำค่าความร้อนรั่วไหลที่คำนวณได้ไปลบกับปริมาณความร้อนภายในห้องทดสอบ

6.3 ข้อเสนอแนะ

1. ควรมีการปรับปรุงเพิ่มเติม และแก้ไขอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง, วัด และเก็บค่าข้อมูลให้เป็นระบบอัตโนมัติ เพื่อให้การทดสอบเครื่องปรับอากาศมีความสะดวกและเป็นมาตรฐานมากยิ่งขึ้น

2. ควรมีการปรับปรุงห้องทดสอบไม่ให้มีรอยรั่วหรือมีความร้อนรั่วไหลได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น เมื่อผู้ยืมได้เห็นว่าไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] กฤษณะ จงสถิต ไพบูลย์และคณะ, “การพัฒนาการเพิ่มอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศโดยใช้ระบบหัวฉีดน้ำ” ปรียญานิพนธ์ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] อัครเดช สีนรุ๊กัก, “การทำความเย็น”, ตำราชุดวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [3] อัครเดช สีนรุ๊กัก, “การปรับอากาศ”, ตำราชุดวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [4] Ricard C. Jordan , and Gayle B. Priester, “Refrigeration and Air condition” , Prentice-Hall of India Private Limited , 1973
- [5] Yunus A Cengel , and Michael A. Boles , “Thermodymics An Engineering Approach ” Mcgraw-Hill



ภาคผนวก ก. ตารางแสดงค่าข้อมูลที่วัดได้จากเครื่องมือวัด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง ก.1 ตารางแสดงค่าข้อมูลที่วัดได้จากเครื่องมือวัดของกาหนดลองที่ 1 ทุกๆ 1 นาที

16/3/2008 9:35	0:01:00	Exporting				
test 160308_1.set:0104	Dry bulb cond.	°C	40	20	36	-3.00E+38
test 160308_1.set:0105	Wet bulb cond.	°C	30	10	24.5	-3.00E+38
test 160308_1.set:0106	Dry bulb evap.	°C	30	10	28	-3.00E+38
test 160308_1.set:0107	Wet bulb evap.	°C	30	10	19.5	-3.00E+38
test 160308_1.set:0108	Boiler Evap. Temp.	°C	200	0	3.00E+38	-3.00E+38
test 160308_1.set:0109	Boiler Cond.	°C	100	0	3.00E+38	-3.00E+38
16/3/2008 7:01	32.7	22.1	17.8	12.9	34.8	27.6
16/3/2008 7:02	32.66	22.15	17.87	12.97	35.24	27.67
16/3/2008 7:03	32.45	22.1	17.97	13	35.78	27.7
16/3/2008 7:04	31.78	22	18.34	13	36.64	27.7
16/3/2008 7:05	29.94	20.89	18.59	13.07	37.35	27.61
16/3/2008 7:06	29.73	19.66	18.91	13.1	38.72	27.5
16/3/2008 7:07	29.71	19.47	19.27	13.24	39.59	27.55
16/3/2008 7:08	29.57	19.2	19.88	13.44	41.08	27.57
16/3/2008 7:09	29.48	19.06	20.25	13.59	42.2	27.55
16/3/2008 7:10	29.57	18.86	20.57	13.77	43.7	27.53
16/3/2008 7:11	29.53	18.8	20.88	13.94	45.18	27.57
16/3/2008 7:12	29.55	18.85	21.19	14.11	46.28	27.6
16/3/2008 7:13	29.55	18.87	21.54	14.44	48.28	27.67
16/3/2008 7:14	29.5	18.92	21.64	14.54	49.25	27.72
16/3/2008 7:15	29.53	18.91	21.94	14.77	51.21	27.8
16/3/2008 7:16	29.42	18.82	22.06	14.84	52.89	27.8
16/3/2008 7:17	29.52	18.83	22.32	15	54.54	27.87
16/3/2008 7:18	29.62	18.85	22.47	15.05	56.1	27.92
16/3/2008 7:19	29.63	18.88	22.72	15.27	58.9	27.95
16/3/2008 7:20	29.6	18.83	22.8	15.37	60.74	28
16/3/2008 7:21	29.41	18.8	23.06	15.57	62.82	28.17
16/3/2008 7:22	29.03	18.78	23.32	15.89	64.76	28.47
16/3/2008 7:23	28.9	18.7	23.47	16.19	66.88	28.69
16/3/2008 7:24	29.05	18.72	23.6	16.32	69.16	28.87
16/3/2008 7:25	29.08	18.78	23.72	16.42	70.85	28.9
16/3/2008 7:26	29	18.7	23.82	16.5	73.2	28.9
16/3/2008 7:27	29.07	18.77	23.97	16.5	75.55	28.97
16/3/2008 7:28	29.12	18.82	24.08	16.5	77.83	28.93
16/3/2008 7:29	29.17	18.85	24.2	16.52	80.01	28.97
16/3/2008 7:30	29.27	18.9	24.3	16.58	81.22	28.98
16/3/2008 7:31	29.35	18.92	24.4	16.57	83.66	29.02
16/3/2008 7:32	29.33	18.95	24.5	16.55	86.03	29.15
16/3/2008 7:33	29.3	18.93	24.57	16.53	88.26	29.13
16/3/2008 7:34	29.47	18.92	24.62	16.55	89.8	29.1
16/3/2008 7:35	29.69	19	24.8	16.6	92.76	29.25
16/3/2008 7:36	30.39	19	24.93	16.67	94.25	29.25

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

16/3/2008 7:37	31.01	19.05	25.03	16.63	96.07	29.07
16/3/2008 7:38	31.81	19.41	25.23	19.03	98.05	28.85
16/3/2008 7:39	32.21	19.6	25.43	18.93	99.32	28.74
16/3/2008 7:40	32.58	19.75	25.58	17.69	100.86	28.68
16/3/2008 7:41	32.91	19.88	25.6	17.37	101.94	28.62
16/3/2008 7:42	33.27	20.01	25.63	17.27	102.79	28.6
16/3/2008 7:43	33.51	20.2	25.73	17.2	103.65	28.65
16/3/2008 7:44	32.31	20.3	26.07	17.33	103.54	26.58
16/3/2008 7:45	30.92	20.27	26.72	17.92	103.08	29.45
16/3/2008 7:46	30.72	20.05	27.24	18.77	102.6	43.4
16/3/2008 7:47	31.59	20.03	27.42	19.59	102.65	50.23
16/3/2008 7:48	32.11	20.1	27.4	19.88	102.17	56.85
16/3/2008 7:49	32.52	20.34	27.32	19.9	102.18	62.25
16/3/2008 7:50	32.79	20.43	27.22	19.79	102.1	67.49
16/3/2008 7:51	33.22	20.66	27.12	19.46	102.28	74.81
16/3/2008 7:52	33.47	20.84	27.02	19.23	102.33	77.76
16/3/2008 7:53	33.86	21.16	27	18.92	102.4	80.47
16/3/2008 7:54	34.1	21.37	27	18.79	102.42	83.46
16/3/2008 7:55	34.67	21.82	27.03	18.65	102.48	86.45
16/3/2008 7:56	34.88	22.16	27.1	18.62	102.4	88.43
16/3/2008 7:57	35.2	22.47	27.02	18.49	102.86	89.14
16/3/2008 7:58	35.57	22.82	27.05	18.4	103.87	89.6
16/3/2008 7:59	35.94	23.22	27	18.4	104.35	88.76
16/3/2008 8:00	36.05	23.59	26.97	18.37	104.52	90.14
16/3/2008 8:01	35.08	23.54	26.9	18.3	104.64	90.78
16/3/2008 8:02	34.66	23.26	26.95	18.35	104.9	91.63
16/3/2008 8:03	34.24	23.04	26.9	18.22	105.14	92.28
16/3/2008 8:04	34.11	22.82	26.92	18.22	106.1	92.73
16/3/2008 8:05	33.87	22.57	26.83	18.13	107.51	93.07
16/3/2008 8:06	33.69	22.39	26.93	18.22	108.45	92.96
16/3/2008 8:07	33.67	22.37	27	18.43	108.47	93
16/3/2008 8:08	33.8	22.42	27.12	18.77	108.53	93.2
16/3/2008 8:09	33.55	22.32	27.37	19.41	108.23	93.13
16/3/2008 8:10	33.5	22.38	27.57	19.83	108.03	93.6
16/3/2008 8:11	33.35	22.32	27.63	20.1	107.83	93.52
16/3/2008 8:12	32.82	22.38	27.7	20.2	107.72	93.85
16/3/2008 8:13	32.46	22.23	27.7	20.03	107.7	94.32
16/3/2008 8:14	32.45	22.2	27.7	19.91	107.67	94.66
16/3/2008 8:15	32.31	22.11	27.7	19.73	107.43	95.25
16/3/2008 8:16	32.18	22.1	27.61	19.58	107.35	95.43
16/3/2008 8:17	32.1	22.1	27.51	19.24	107.23	95.71
16/3/2008 8:18	32.36	22.1	27.41	19.16	107.08	95.79
16/3/2008 8:19	33.53	22.3	27.44	19.1	106.95	95.75
16/3/2008 8:20	34.45	22.76	27.33	18.93	107.6	95.11
16/3/2008 8:21	35.35	23.27	27.22	18.9	108.51	94.5
16/3/2008 8:22	35.79	23.61	27.2	19.02	108.7	94.18
16/3/2008 8:23	36.07	23.81	27.2	19.21	108.7	93.95

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

16/3/2008 8:24	36.37	24.17	27.29	19.66	108.7	93.61
16/3/2008 8:25	36.57	24.29	27.39	19.96	108.53	93.43
16/3/2008 8:26	36.73	24.38	27.44	20.15	108.22	93.27
16/3/2008 8:27	36.89	24.55	27.49	20.4	107.18	92.85
16/3/2008 8:28	36.9	24.58	27.6	20.25	106.63	92.73
16/3/2008 8:29	36.9	24.61	27.51	20	105.94	92.51
16/3/2008 8:30	36.98	24.6	27.5	19.79	105.69	92.59
16/3/2008 8:31	36.83	24.64	27.5	19.58	105.49	92.56
16/3/2008 8:32	36.27	24.62	27.5	19.42	105.26	92.58
16/3/2008 8:33	35.9	24.32	27.41	19.21	105.11	92.96
16/3/2008 8:34	35.72	24.17	27.4	19.16	105.02	93.06
16/3/2008 8:35	35.66	23.98	27.36	19.06	105.69	93.28
16/3/2008 8:36	35.56	23.8	27.26	18.96	107.14	93.1
16/3/2008 8:37	35.5	23.71	27.11	18.72	108.85	93.19
16/3/2008 8:38	35.45	23.83	27.23	18.92	109.31	93.29
16/3/2008 8:39	35.41	23.9	27.3	19	109.31	93.39
16/3/2008 8:40	35.36	23.81	27.3	19.39	109.26	93.43
16/3/2008 8:41	35.39	23.8	27.39	19.79	109.2	93.6
16/3/2008 8:42	35.22	23.8	27.49	20.07	108.11	93.69
16/3/2008 8:43	35.2	23.84	27.5	20.06	107.43	93.14
16/3/2008 8:44	35.25	23.86	27.5	19.87	106.56	93.56
16/3/2008 8:45	35.16	23.8	27.5	19.72	106.19	93.5
16/3/2008 8:46	35.33	23.85	27.45	19.47	105.86	93.68
16/3/2008 8:47	35.22	23.89	27.46	19.36	106.36	92.59
16/3/2008 8:48	35.1	23.9	27.36	19.26	107.63	92.88
16/3/2008 8:49	35.15	23.94	27.39	19.12	108.71	93.54
16/3/2008 8:50	35.05	23.82	27.31	19.14	107.93	92.69
16/3/2008 8:51	35.28	23.89	27.3	19.1	107.34	93.45
16/3/2008 8:52	35.21	23.9	27.3	19.06	107.03	93.04
16/3/2008 8:53	35.2	23.95	27.21	18.91	106.67	93.87
16/3/2008 8:54	34.91	23.82	27.16	18.82	106.9	49.92
16/3/2008 8:55	35	23.66	27.14	18.7	108.33	55.31
16/3/2008 8:56	35.04	23.51	27.16	18.7	109.52	61.92
16/3/2008 8:57	35.01	23.4	27.19	18.79	109.8	72.15
16/3/2008 8:58	35.09	23.26	27.2	19.07	109.8	76.32
16/3/2008 8:59	35.1	23.25	27.24	19.47	109.32	82.11
16/3/2008 9:00	35.01	23.29	27.3	19.79	108.34	86.58
16/3/2008 9:01	35.09	23.21	27.39	19.61	107.56	89.32
16/3/2008 9:02	35.01	23.34	27.4	19.28	107	91.7
16/3/2008 9:03	35.04	23.4	27.36	19.16	106.71	92.56
16/3/2008 9:04	34.97	23.35	27.26	19.01	106.47	93.74
16/3/2008 9:05	35.08	23.49	27.29	18.91	107.94	93.94
16/3/2008 9:06	35.01	23.45	27.25	18.8	109.13	93.85
16/3/2008 9:07	35.14	23.59	27.2	18.89	110.09	93.89
16/3/2008 9:08	35.1	23.6	27.16	18.99	110.05	93.95
16/3/2008 9:09	35.06	23.64	27.15	19.24	109.47	93.6
16/3/2008 9:10	35.04	23.66	27.25	19.44	108.4	93.59

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

16/3/2008 9:11	35.09	23.69	27.25	19.36	107.49	94.21
16/3/2008 9:12	35.15	23.7	27.3	19.25	107.21	94.1
16/3/2008 9:13	35.19	23.84	27.35	19.15	106.91	94.14
16/3/2008 9:14	35.2	23.81	27.26	19.02	106.71	94.06
16/3/2008 9:15	35.25	23.75	27.2	18.85	107.82	94.34
16/3/2008 9:16	35.29	23.7	27.2	18.8	109.1	94.35
16/3/2008 9:17	35.31	23.75	27.15	18.8	109.94	94.2
16/3/2008 9:18	35.2	23.75	27.2	19.04	110.15	94.29
16/3/2008 9:19	35.15	23.7	27.25	19.24	110.05	94.31
16/3/2008 9:20	35.49	23.8	27.3	19.5	110	94.3
16/3/2008 9:21	35.21	23.8	27.3	19.89	109.33	94.4
16/3/2008 9:22	35.29	23.8	27.4	19.85	107.86	94.4
16/3/2008 9:23	35.4	23.85	27.5	19.8	107.17	94.4
16/3/2008 9:24	35.35	23.8	27.5	19.7	106.95	94.45
16/3/2008 9:25	35.4	23.9	27.4	19.36	106.56	94.11
16/3/2008 9:26	35.35	23.9	27.45	19.25	106.4	94.39
16/3/2008 9:27	35.3	23.95	27.45	19.2	106.35	94.55
16/3/2008 9:28	35.4	23.9	27.4	18.91	107.67	94.5
16/3/2008 9:29	35.4	23.85	27.3	18.9	109.68	94.55
16/3/2008 9:30	35.4	23.9	27.3	18.9	110	94.4
16/3/2008 9:31	35.3	23.9	27.3	18.9	109.9	94.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง ก.2 ตารางแสดงค่าข้อมูลที่วัดได้จากเครื่องมือวัดของกรมทดลองที่ 2 ทุกๆ 1 นาที

18/3/2008 21:14	0:01:00	Exporting				
test 180308 1.set:0104	Dry bulb cond.	°C	40	20	36	-3.00E+38
test 180308 1.set:0105	Wet bulb cond.	°C	30	10	24.5	-3.00E+38
test 180308 1.set:0106	Dry bulb evap.	°C	30	20	28	-3.00E+38
test 180308 1.set:0107	Wet bulb evap.	°C	20	18	19.5	-3.00E+38
test 180308 1.set:0108	Boiler Evap. Temp.	°C	125	75	3.00E+38	-3.00E+38
test 180308 1.set:0109	Boiler Cond.	°C	100	0	3.00E+38	-3.00E+38
Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap.	Boiler Cond.
18/3/2008 16:32	28.99	19.25	24.06	18.71	82.95	25.11
18/3/2008 16:33	29.24	19.44	24.14	18.41	82.67	36.08
18/3/2008 16:34	29.63	19.55	24.34	18.3	82.46	42.43
18/3/2008 16:35	29.9	19.7	24.4	18.3	82.2	51.79
18/3/2008 16:36	29.9	19.65	24.4	18.3	82.2	52.79
18/3/2008 16:37	30.14	19.85	24.4	18.2	82.77	63.05
18/3/2008 16:38	30.3	19.9	24.6	18.2	85.44	67.15
18/3/2008 16:39	30.45	20.05	24.8	18.15	87.94	73.87
18/3/2008 16:40	30.75	20.2	25.2	18.2	91.53	81.03
18/3/2008 16:41	30.85	20.3	25.55	18.3	93.08	84.72
18/3/2008 16:42	31	20.5	25.85	18.4	95.44	88.33
18/3/2008 16:43	31.15	20.7	26.25	18.45	97.44	90.7
18/3/2008 16:44	31.45	20.95	26.9	18.65	99.93	95.08
18/3/2008 16:45	31.8	21.3	27.3	18.9	101.4	95.06
18/3/2008 16:46	31.7	21.4	27.6	19	101.91	98.69
18/3/2008 16:47	32.15	21.75	27.9	19.15	101.99	98.35
18/3/2008 16:48	32.56	22.1	27.95	19.45	101.49	98.65
18/3/2008 16:49	32.8	22.36	27.79	19.55	101.09	98.24
18/3/2008 16:50	32.91	22.7	27.2	19.5	100.9	98.49
18/3/2008 16:51	33.3	23.05	26.95	19.4	101	97.7
18/3/2008 16:52	33.51	23.26	27.06	19.3	100.83	97.54
18/3/2008 16:53	33.76	23.56	27.31	19.3	100.33	97.51
18/3/2008 16:54	34	23.71	27.5	19.3	99.79	97.79
18/3/2008 16:55	34.24	24	27.55	19.4	99.33	97.03
18/3/2008 16:56	33.79	23.99	27.41	19.49	98.6	96.71
18/3/2008 16:57	33.5	23.69	27.6	19.4	98.57	96.82
18/3/2008 16:58	33.45	23.39	27.6	19.5	98.1	97.04
18/3/2008 16:59	33.29	23.19	27.6	19.5	98.04	97.07
18/3/2008 17:00	33.19	23.04	27.6	19.5	97.82	97.19
18/3/2008 17:01	33	22.8	27.6	19.5	97.37	97.02
18/3/2008 17:02	32.91	22.8	27.6	19.5	96.72	97.49
18/3/2008 17:03	32.94	22.7	27.66	19.5	96.82	97.19

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

18/3/2008 17:04	32.86	22.7	27.6	19.51	96.37	97.57
18/3/2008 17:05	33.04	22.64	27.64	19.54	96.08	97.64
18/3/2008 17:06	33.07	22.66	27.66	19.5	95.74	97.31
18/3/2008 17:07	33.72	22.77	27.7	19.5	95.57	97.71
18/3/2008 17:08	34.46	23.12	27.7	19.5	95.19	97.24
18/3/2008 17:09	34.74	23.53	27.7	19.56	94.78	97.43
18/3/2008 17:10	35.3	23.96	27.7	19.64	94.64	97
18/3/2008 17:11	35.32	24.07	27.65	19.6	94.48	96.84
18/3/2008 17:12	35.5	24.26	27.7	19.66	94.23	96.67
18/3/2008 17:13	35.5	24.37	27.65	19.7	93.94	96.53
18/3/2008 17:14	35.5	24.44	27.64	19.64	93.59	96.3
18/3/2008 17:15	35.44	24.4	27.6	19.6	93.3	96.36
18/3/2008 17:16	35.29	24.44	27.55	19.6	93.14	96.71
18/3/2008 17:17	34.6	24.29	27.59	19.59	93.26	96.38
18/3/2008 17:18	34.52	24	27.55	19.61	92.75	96.57
18/3/2008 17:19	34.27	23.68	27.5	19.6	92.85	96.85
18/3/2008 17:20	33.94	23.49	27.49	19.59	92.27	96.88
18/3/2008 17:21	34.04	23.39	27.41	19.51	92.13	97.16
18/3/2008 17:22	34.28	23.31	27.5	19.59	91.91	97.3
18/3/2008 17:23	34.09	23.22	27.44	19.49	91.85	97.2
18/3/2008 17:24	33.99	23.11	27.41	19.42	91.53	97.35
18/3/2008 17:25	33.96	23.2	27.56	19.6	91	86.56
18/3/2008 17:26	33.97	23.13	27.58	19.59	90.86	73.59
18/3/2008 17:27	34.14	22.94	27.46	19.5	90.51	71.37
18/3/2008 17:28	34.16	22.77	27.5	19.56	90.46	72.31
18/3/2008 17:29	34.14	22.7	27.56	19.6	89.94	75.7
18/3/2008 17:30	34.15	22.65	27.6	19.66	89.75	79.64
18/3/2008 17:31	34.1	22.64	27.66	19.7	89.71	85.56
18/3/2008 17:32	34.1	22.6	27.64	19.76	89.54	86.32
18/3/2008 17:33	34.2	22.66	27.63	19.74	89.17	88.27
18/3/2008 17:34	34.11	22.71	27.8	19.73	88.85	91.59
18/3/2008 17:35	34.24	22.8	27.79	19.89	88.45	94.44
18/3/2008 17:36	34.44	22.8	27.7	19.86	88.1	96.42
18/3/2008 17:37	34.35	22.8	27.69	19.83	87.93	95.41
18/3/2008 17:38	34.42	22.83	27.61	19.8	87.57	96.63
18/3/2008 17:39	34.56	22.94	27.7	19.86	87.53	96.42
18/3/2008 17:40	34.55	22.98	27.72	19.84	87.52	96.4
18/3/2008 17:41	34.63	23.1	27.74	19.81	87.27	96.95
18/3/2008 17:42	34.75	23.12	27.68	19.88	87.1	97.61
18/3/2008 17:43	34.55	23.2	27.57	19.82	86.63	97.58
18/3/2008 17:44	34.8	23.33	27.2	19.83	86.74	96.94
18/3/2008 17:45	34.7	23.3	26.78	19.72	86.75	96.69
18/3/2008 17:46	34.77	23.38	26.42	19.58	86.95	96.82
18/3/2008 17:47	34.6	23.37	26.63	19.5	86.83	97.53
18/3/2008 17:48	34.65	23.35	26.72	19.37	86.65	96.83
18/3/2008 17:49	34.6	23.4	26.82	19.3	86.54	96.7
18/3/2008 17:50	34.62	23.4	26.9	19.3	86.03	96.81

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

18/3/2008 17:51	34.7	23.4	26.97	19.37	85.83	96.83
18/3/2008 17:52	34.72	23.4	27	19.4	86.09	97.14
18/3/2008 17:53	34.76	23.47	26.98	19.38	85.76	97.08
18/3/2008 17:54	34.7	23.45	26.94	19.39	85.6	97.56
18/3/2008 17:55	34.86	23.5	27.08	19.48	85.44	97.28
18/3/2008 17:56	34.67	23.57	27.05	19.4	85.15	96.9
18/3/2008 17:57	34.73	23.6	27.07	19.45	84.74	96.87
18/3/2008 17:58	34.72	23.6	27.1	19.42	85.04	97.12
18/3/2008 17:59	34.92	23.6	27.03	19.5	84.48	97.36
18/3/2008 18:00	34.76	23.6	27.07	19.5	84.2	97.05
18/3/2008 18:01	34.84	23.6	27.08	19.5	83.88	96.96
18/3/2008 18:02	34.9	23.53	27	19.5	83.81	97.16
18/3/2008 18:03	34.92	23.61	27	19.38	83.89	97.74
18/3/2008 18:04	34.91	23.66	26.93	19.4	83.52	96.75
18/3/2008 18:05	34.86	23.64	26.92	19.4	82.92	96.76
18/3/2008 18:06	35	23.66	26.91	19.31	82.95	96.77
18/3/2008 18:07	35.12	23.62	26.8	19.2	82.96	96.9
18/3/2008 18:08	35.1	23.67	26.82	19.23	82.87	96.47
18/3/2008 18:09	35.22	23.8	26.9	19.14	82.77	96.97
18/3/2008 18:10	35.3	23.78	26.86	19.26	82.34	96.9
18/3/2008 18:11	35.32	23.79	26.7	19.12	82.14	96.8
18/3/2008 18:12	35.38	23.83	26.72	19.13	81.88	96.72
18/3/2008 18:13	35.23	23.8	26.8	19.17	81.54	96.65
18/3/2008 18:14	35.32	23.87	26.75	19.13	81.4	96.93
18/3/2008 18:15	35.32	23.9	26.8	19.1	81.38	97.11
18/3/2008 18:16	35.4	23.9	26.8	19.1	81.3	96.75
18/3/2008 18:17	35.35	23.92	26.82	19.15	81.25	96.99
18/3/2008 18:18	35.45	24	26.88	19.12	81.19	97.15
18/3/2008 18:19	35.55	23.98	26.8	19.2	82.1	97.07
18/3/2008 18:20	35.4	23.9	26.8	19.2	83.11	97.28
18/3/2008 18:21	35.32	23.9	26.65	19.1	84.55	97
18/3/2008 18:22	35.48	23.95	26.65	19	84.57	96.98
18/3/2008 18:23	35.43	23.9	26.6	19	84.9	97
18/3/2008 18:24	35.5	23.9	26.75	19.08	85.05	97.07
18/3/2008 18:25	35.37	23.93	26.8	19.07	85.07	96.9
18/3/2008 18:26	35.45	24	26.9	19.03	85.43	96.9
18/3/2008 18:27	35.17	24	27	19.1	85.27	97.1
18/3/2008 18:28	35.18	23.9	27	19.2	85.1	97.61
18/3/2008 18:29	35.25	23.85	27	19.33	84.9	97.61
18/3/2008 18:30	35.37	23.97	27.03	19.4	84.57	98.04
18/3/2008 18:31	35.38	23.82	27.1	19.4	84.92	97.81
18/3/2008 18:32	35.32	23.88	26.94	19.48	85.18	97.8
18/3/2008 18:33	35.3	23.87	27.03	19.34	85.16	97.73
18/3/2008 18:34	35.04	23.8	27.1	19.38	84.51	98.21
18/3/2008 18:35	34.96	23.8	27.2	19.43	84.37	98.42
18/3/2008 18:36	35.28	23.8	27.17	19.55	84.61	98.3
18/3/2008 18:37	35.2	23.8	27.13	19.47	84.13	97.94

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

18/3/2008 18:38	35.47	23.85	27.2	19.51	84.55	97.7
18/3/2008 18:39	35.57	23.93	27.25	19.6	84.8	97.97
18/3/2008 18:40	35.56	23.87	27.2	19.57	84.82	97.99
18/3/2008 18:41	35.59	23.83	27.17	19.55	84.98	97.89
18/3/2008 18:42	35.66	23.98	27.18	19.5	85.12	97.64
18/3/2008 18:43	35.7	23.92	27.2	19.58	85.23	97.16
18/3/2008 18:44	35.7	23.9	27.23	19.6	85.11	97.12
18/3/2008 18:45	35.47	23.87	27.27	19.63	84.41	79.99
18/3/2008 18:46	34.99	23.66	27.17	19.62	84.16	45.56
18/3/2008 18:47	34.93	23.47	27.1	19.6	84.04	49.64
18/3/2008 18:48	34.84	23.32	27.1	19.55	84.04	53.5
18/3/2008 18:49	34.72	23.22	27.1	19.44	83.21	60.86
18/3/2008 18:50	34.67	23.09	27.08	19.45	83	65.02
18/3/2008 18:51	34.68	22.92	27.12	19.56	83.1	70.11
18/3/2008 18:52	34.7	22.95	27.15	19.6	83.15	69.99
18/3/2008 18:53	34.65	22.98	27.15	19.57	83.07	72.93
18/3/2008 18:54	34.83	22.92	27.15	19.63	82.82	76.7
18/3/2008 18:55	34.8	22.98	27.13	19.57	82.34	79.26
18/3/2008 18:56	34.87	23.03	27.17	19.5	82.17	81.66
18/3/2008 18:57	35	23.1	27.1	19.53	82.27	83.23
18/3/2008 18:58	35.02	23.05	27.13	19.6	81.88	84.95

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง ก.3 ตารางแสดงค่าข้อมูลที่วัดได้จากเครื่องมือวัดของการทดลองที่ 3 ทุกๆ 1 นาที

21/3/2008 18:16	0:01:00	Exporting						
test 210308 1.set:0104	Dry bulb cond.	°C	36	34	36	- 3.00E+38		
test 210308 1.set:0105	Wet bulb cond.	°C	40	20	24.5	- 3.00E+38		
test 210308 1.set:0106	Dry bulb evap.	°C	30	25	28	- 3.00E+38		
test 210308 1.set:0107	Wet bulb evap.	°C	22	18	19.5	- 3.00E+38		
test 210308 1.set:0108	Boiler Evap. Temp.	°C	90	70	3.00E+38	- 3.00E+38		
test 210308 1.set:0109	Cond. Water(Cond.)	°C	30	25	3.00E+38	- 3.00E+38		
test 210308 1.set:0110	Water Temp.(out)	°C	30	20	3.00E+38	- 3.00E+38		
test 210308 1.set:0111	Water Temp.(in)	°C	22	18	3.00E+38	- 3.00E+38		
Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap. Temp.	Cond. Water (Cond.)	Water Temp. (out)	Water Temp. (in)
21/3/2008 14:53	35.3	24.55	27.6	19.65	83.64	26.85	24.2	20.25
21/3/2008 14:54	35.31	24.6	27.6	19.55	83.3	26.95	24.3	20.25
21/3/2008 14:55	35.45	24.7	27.65	19.65	83.14	27	24.55	20.4
21/3/2008 14:56	35.5	24.7	27.6	19.7	82.99	27	24.4	20.4
21/3/2008 14:57	35.5	24.65	27.45	19.55	82.54	26.75	24.35	20.35
21/3/2008 14:58	35.4	24.6	27.5	19.4	82.2	26.8	24.4	20.3
21/3/2008 14:59	35.55	24.65	27.5	19.5	82	26.85	24.35	20.25
21/3/2008 15:00	35.49	24.7	27.4	19.5	81.74	26.86	24.34	20.3
21/3/2008 15:01	35.24	24.64	27.54	19.45	81.48	27.1	24.2	20.24
21/3/2008 15:02	35.14	24.54	27.5	19.5	81.08	27.25	24.24	20.14
21/3/2008 15:03	34.81	24.3	27.5	19.4	80.8	27.1	24.1	19.91
21/3/2008 15:04	34.94	24.29	27.55	19.44	80.54	27.1	24.09	20.1
21/3/2008 15:05	34.95	24.24	27.65	19.45	80.37	27.3	24.05	20.15
21/3/2008 15:06	34.9	24.1	27.7	19.4	79.9	27.2	24.1	20.2
21/3/2008 15:07	34.95	24.05	27.66	19.45	79.61	27.14	24.16	20.26
21/3/2008 15:08	34.89	24.09	27.69	19.39	80.14	27.14	24.29	20.29
21/3/2008 15:09	34.86	24.1	27.7	19.4	80.92	27.11	24.2	20.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

21/3/2008 15:10	34.9	24.1	27.7	19.46	81.27	27.2	24.26	20.26
21/3/2008 15:11	35.03	24.17	27.71	19.56	81.64	27.1	24.31	20.3
21/3/2008 15:12	35.19	24.34	27.74	19.49	82	27.14	24.46	20.24
21/3/2008 15:13	35.16	24.31	27.64	19.46	82	27.05	24.45	20.22
21/3/2008 15:14	35.26	24.4	27.72	19.56	81.94	27.18	24.56	20.3
21/3/2008 15:15	35.4	24.41	27.8	19.6	81.92	26.92	24.59	20.4
21/3/2008 15:16	35.44	24.55	27.85	19.64	82.09	27.03	24.61	20.44
21/3/2008 15:17	35.36	24.54	27.8	19.5	81.96	26.86	24.71	20.46
21/3/2008 15:18	35.4	24.41	27.8	19.41	82.08	26.92	24.7	20.41
21/3/2008 15:19	35.46	24.52	27.75	19.51	81.92	27.05	24.72	20.51
21/3/2008 15:20	35.51	24.69	27.8	19.59	82	27.11	24.9	20.6
21/3/2008 15:21	35.67	24.67	27.8	19.56	82.06	27.26	24.84	20.71
21/3/2008 15:22	35.79	24.79	27.79	19.59	82.1	27.3	24.8	20.7
21/3/2008 15:23	35.66	24.64	27.7	19.5	82.04	27.18	24.81	20.7
21/3/2008 15:24	35.68	24.66	27.7	19.5	82	27.1	24.9	20.64
21/3/2008 15:25	35.6	24.7	27.75	19.5	82.05	27	24.89	20.6
21/3/2008 15:26	35.65	24.7	27.7	19.49	82.01	27.1	24.8	20.54
21/3/2008 15:27	35.66	25.2	27.7	19.46	82.1	27.16	24.8	20.5
21/3/2008 15:28	35.72	25.28	27.75	19.5	82.04	27.09	24.87	20.55
21/3/2008 15:29	35.78	24.9	27.7	19.5	82.06	27.1	24.94	20.62
21/3/2008 15:30	35.74	24.94	27.8	19.55	82.13	27.16	24.96	20.75
21/3/2008 15:31	35.61	24.8	27.71	19.5	81.93	27.2	24.99	20.71
21/3/2008 15:32	35.75	24.85	27.8	19.56	82.06	27.25	24.98	20.91
21/3/2008 15:33	35.71	24.81	27.81	19.56	81.93	27.23	25.1	20.98
21/3/2008 15:34	35.84	24.89	27.84	19.64	82.05	26.64	25.16	21.09
21/3/2008 15:35	35.73	24.83	27.81	19.61	82.01	26.1	25.23	21.01
21/3/2008 15:36	35.89	25	27.9	19.69	82.1	26.13	25.39	21.11
21/3/2008 15:37	35.7	24.93	27.91	19.55	81.86	26.38	25.17	20.99
21/3/2008 15:38	35.78	24.9	27.99	19.6	81.8	26.53	25.1	20.8
21/3/2008 15:39	35.72	24.96	27.98	19.66	81.87	26.87	24.92	20.81

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

21/3/2008 15:40	35.36	24.94	28.04	19.75	81.77	27.16	24.89	20.85
21/3/2008 15:41	35.2	24.9	28	19.72	81.7	27.33	24.81	20.9
21/3/2008 15:42	35.13	24.9	28.07	19.8	81.63	27.7	24.9	20.9
21/3/2008 15:43	35.03	24.9	28.1	19.8	81.67	27.87	24.83	20.9
21/3/2008 15:44	34.93	24.9	28.1	19.82	81.63	27.92	24.75	20.9
21/3/2008 15:45	34.82	24.88	28.15	19.88	81.6	28.03	24.8	20.9
21/3/2008 15:46	34.78	24.82	28.18	19.88	81.57	28.32	24.88	20.98
21/3/2008 15:47	34.85	24.85	28.25	19.93	81.58	28.38	25	20.97
21/3/2008 15:48	34.7	24.83	28.23	19.9	81.53	28.43	24.93	20.83
21/3/2008 15:49	34.67	24.82	28.2	19.9	81.43	28.47	24.94	20.89
21/3/2008 15:50	34.77	24.9	28.27	19.9	81.2	28.03	25.1	20.93
21/3/2008 15:51	34.78	24.95	28.01	19.85	81.1	27.89	25.11	20.98
21/3/2008 15:52	34.7	24.9	27.2	20.21	81.44	28.5	24.97	20.93
21/3/2008 15:53	34.61	24.81	27.07	20.21	81.72	28.65	24.88	20.86
21/3/2008 15:54	34.52	24.72	26.96	19.94	82.02	28.66	24.92	20.82
21/3/2008 15:55	34.6	24.8	26.64	19.63	82.16	28.85	25.05	20.9
21/3/2008 15:56	34.6	24.8	26.44	19.54	82.38	28.9	24.98	20.9
21/3/2008 15:57	34.53	24.73	26.2	19.3	82.09	28.97	24.97	20.9
21/3/2008 15:58	34.55	24.75	26.29	19.14	81.98	29	25.09	20.92
21/3/2008 15:59	34.5	24.7	26.54	19	81.69	29	25.13	21
21/3/2008 16:00	34.43	24.72	26.78	18.98	81.37	29	25.12	20.98
21/3/2008 16:01	34.44	26.01	26.98	18.9	81.18	29	25.16	20.9
21/3/2008 16:02	34.53	28.43	27.04	18.94	81.03	29.03	25	20.85
21/3/2008 16:03	34.43	25.59	27.37	19.08	80.79	28.92	25.03	20.93
21/3/2008 16:04	34.37	24.96	27.42	19.09	80.61	29.02	24.92	20.87
21/3/2008 16:05	34.5	24.76	27.5	19.13	80.5	29.1	25	20.9
21/3/2008 16:06	34.45	24.7	27.6	19.17	80.43	29.12	25	20.9
21/3/2008 16:07	34.45	24.7	27.8	19.22	80.3	29.09	25	20.83
21/3/2008 16:08	34.32	24.68	27.88	19.32	80.24	28.65	25	20.8
21/3/2008 16:09	34.4	24.74	27.8	19.4	80.4	28.43	25	20.8

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

21/3/2008 16:10	34.4	24.73	27.87	19.47	80.25	28.4	25.07	20.8
21/3/2008 16:11	34.4	24.72	27.92	19.5	80.24	28.4	25.05	20.82
21/3/2008 16:12	34.6	24.8	28.02	19.55	80.35	28.45	25.1	20.92
21/3/2008 16:13	34.6	24.8	28.03	19.63	80.29	28.53	25.1	20.93
21/3/2008 16:14	34.55	24.82	28.02	19.62	80.35	28.52	25.12	20.95
21/3/2008 16:15	34.53	24.83	27.98	19.68	80.37	28.48	25.25	21.05
21/3/2008 16:16	34.5	24.8	27.73	19.67	80.57	28.94	25.27	20.95
21/3/2008 16:17	34.57	24.82	27.38	19.6	81.12	29.27	25.22	21.05
21/3/2008 16:18	34.53	24.83	27.13	19.57	81.72	29.33	25.05	21.17
21/3/2008 16:19	34.55	24.8	27.07	19.45	81.9	29.38	25.13	21.12
21/3/2008 16:20	34.7	24.8	27	19.32	81.72	29.4	25.3	21.02
21/3/2008 16:21	34.75	24.85	27.08	19.35	81.7	29.45	25.2	21.13
21/3/2008 16:22	34.44	24.67	27.2	19.17	81.47	29.48	24.95	21.07
21/3/2008 16:23	34.45	24.58	27.3	19.28	81.2	29.42	25.18	21
21/3/2008 16:24	34.43	24.47	27.17	19.17	81.28	29.32	25.07	20.85
21/3/2008 16:25	34.4	24.5	27.28	19.28	81.3	29.38	25.22	20.8
21/3/2008 16:26	34.37	24.4	27.25	19.17	81.19	29.27	24.94	20.74
21/3/2008 16:27	34.3	24.3	27.3	19.2	81.1	29.3	24.91	20.63
21/3/2008 16:28	34.3	24.27	27.3	19.17	81.1	29.3	25.26	20.73
21/3/2008 16:29	34.3	24.25	27.22	19.1	81.21	29.3	25.09	20.85
21/3/2008 16:30	34.3	24.23	27.2	19.18	81.27	29.28	25.23	20.78
21/3/2008 16:31	34.27	24.22	27.28	19.12	81.2	29.27	24.89	20.82
21/3/2008 16:32	34.23	24.23	27.3	19.13	81.2	29.3	24.82	20.83
21/3/2008 16:33	34.33	24.33	27.25	19.23	81.2	29.33	24.61	20.98
21/3/2008 16:34	34.32	24.32	27.27	19.19	81.09	29.4	24.82	21
21/3/2008 16:35	34.27	24.27	27.2	19.1	81	29.37	24.67	21
21/3/2008 16:36	34.28	24.28	27.36	19.18	81	29.3	25.17	21.08
21/3/2008 16:37	34.33	24.35	27.45	19.23	81	29.11	25.15	21.1
21/3/2008 16:38	34.4	24.3	27.4	19.27	80.94	29	25.17	21.07
21/3/2008 16:39	34.16	24.22	27.32	19.2	80.8	28.84	25.14	20.92

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

21/3/2008 16:40	34.13	24.18	27.33	19.23	80.8	28.67	25.29	20.98
21/3/2008 16:41	34.12	24.22	27.4	19.3	80.64	28.62	25.18	20.92
21/3/2008 16:42	34.15	24.25	27.37	19.24	80.81	28.73	24.9	20.94
21/3/2008 16:43	34.21	24.31	27.38	19.21	80.85	28.73	24.92	20.94
21/3/2008 16:44	34.27	24.37	27.34	19.3	80.83	28.74	25.26	20.97
21/3/2008 16:45	34.15	24.22	27.25	19.22	80.85	28.63	25.39	20.98
21/3/2008 16:46	34.17	24.23	27.23	19.23	80.87	28.67	25.23	21.07
21/3/2008 16:47	34.1	24.22	27.22	19.22	80.88	28.6	25.47	21.2
21/3/2008 16:48	34.23	24.28	27.23	19.27	80.9	28.88	25.21	21.2
21/3/2008 16:49	34.28	24.3	27.3	19.32	80.82	29.3	25.48	21.12
21/3/2008 16:50	34.21	24.3	27.22	19.22	80.72	29.3	25.25	21.1
21/3/2008 16:51	34.2	24.38	27.25	19.25	80.67	29.43	25.25	21.05
21/3/2008 16:52	34.12	24.32	27.2	19.2	80.6	29.4	25.02	21.1
21/3/2008 16:53	34.1	24.3	27.2	19.2	80.52	29.4	25.15	20.93
21/3/2008 16:54	34.18	24.23	27.17	19.17	80.47	29.35	25.06	20.93
21/3/2008 16:55	34.15	24.18	27.13	19.13	80.57	29.23	24.82	20.95
21/3/2008 16:56	34.16	24.2	27.16	19.16	80.56	29.16	25.16	20.96
21/3/2008 16:57	34.1	24.3	27.08	19.06	80.5	29.38	25.15	20.86
21/3/2008 16:58	34.06	24.2	26.94	19	80.43	29.37	25.4	20.87
21/3/2008 16:59	34	24.16	27	19	80.37	29.46	25.36	21
21/3/2008 17:00	34.19	24.2	27.05	19.01	80.51	29.54	24.88	21.05
21/3/2008 17:01	34.1	24.14	27.04	18.94	80.4	29.5	25.06	21
21/3/2008 17:02	34.1	24.2	27.06	19	80.49	29.5	24.83	21.05
21/3/2008 17:03	34.1	24.2	27	19	80.46	29.39	25.7	20.96
21/3/2008 17:04	34.16	24.21	27.05	19	80.31	29.49	25.6	20.96
21/3/2008 17:05	34.08	24.18	27.04	19	80.3	29.34	24.84	20.88
21/3/2008 17:06	34.06	24.16	27.01	18.91	80.21	29.26	25	21
21/3/2008 17:07	34.14	24.19	27.04	18.94	80.15	29.2	24.74	20.95
21/3/2008 17:08	34.16	24.17	27.1	19	80.17	29.31	25.08	21
21/3/2008 17:09	34.05	24.01	27.05	19.04	80.05	29.24	24.22	21

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

21/3/2008 17:10	34.19	24.09	27.1	19.01	80.09	29.3	24.55	21.09
21/3/2008 17:11	34.29	24.28	27.1	19.18	80.1	29.39	24.43	21.28
21/3/2008 17:12	34.07	24.16	27.05	19.15	80.06	29.35	25.41	21.07
21/3/2008 17:13	34.06	24.2	27.02	19.12	79.96	29.32	25.68	21.1
21/3/2008 17:14	34.04	24.16	26.99	19.04	79.95	29.25	24.48	21.01
21/3/2008 17:15	34.19	24.19	27	19.01	79.9	29.2	24.75	21.09
21/3/2008 17:16	34.16	24.2	26.96	19	79.95	29.16	24.68	21.1
21/3/2008 17:17	34.2	24.25	27.04	19.05	80.01	29.41	24.57	21.15
21/3/2008 17:18	34.18	24.16	26.95	18.95	79.81	29.36	24.81	21.02
21/3/2008 17:19	34.26	24.14	27	19	79.74	29.44	24.82	20.98
21/3/2008 17:20	34.16	24.16	27	19	79.72	29.46	24.75	21.14
21/3/2008 17:21	34.1	24.19	27	19	79.78	29.31	24.58	21.2
21/3/2008 17:22	34.15	24.25	27.09	19.09	79.54	29.39	24.35	21.12
21/3/2008 17:23	34.05	24.25	27.15	19.05	79.48	29.31	24.74	21.04
21/3/2008 17:24	34.1	24.2	27.1	19.14	79.5	29.26	24.79	21.1
21/3/2008 17:25	34.01	24.2	27.01	19.2	79.5	29.2	25.27	21.01
21/3/2008 17:26	34.18	24.24	27.04	19.2	79.45	29.33	25.07	21.14
21/3/2008 17:27	34.02	24.02	27.01	19.2	79.41	29.49	24.25	20.92
21/3/2008 17:28	34.09	24.09	27	19.2	79.31	29.22	24.94	21.09
21/3/2008 17:29	34.29	24.29	27	19.2	79.21	29.39	25	21.2
21/3/2008 17:30	34.26	24.44	27.1	19.2	79.3	29.5	24.75	21.3
21/3/2008 17:31	34.11	24.31	27.01	19.2	79.11	29.41	24.91	21.3
21/3/2008 17:32	34.15	24.35	27	19.16	79.06	29.3	24.9	21.34
21/3/2008 17:33	34.24	24.48	27.13	19.14	79	29.3	25.09	21.35
21/3/2008 17:34	34.21	24.51	27.11	19.11	78.91	29.4	25.1	21.21
21/3/2008 17:35	34.25	24.45	27.05	19.29	78.9	29.35	24.88	21.39
21/3/2008 17:36	34.3	24.5	27.1	19.3	78.86	29.35	24.78	21.5
21/3/2008 17:37	34.39	24.5	27.1	19.3	78.8	29.4	24.89	21.69
21/3/2008 17:38	34.26	24.4	27.2	19.4	78.66	29.3	25.1	21.56
21/3/2008 17:39	34.25	24.45	27.05	19.45	78.6	29.21	24.98	21.36

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

21/3/2008 17:40	34.3	24.5	27.2	19.4	78.7	29.39	24.45	21.3
21/3/2008 17:41	34.3	24.45	27.06	19.35	78.7	29.3	24.6	21.11
21/3/2008 17:42	34.4	24.4	27	19.4	78.8	29.2	24.79	21.2
21/3/2008 17:43	34.35	24.35	27	19.4	78.8	29.15	24.9	21.05
21/3/2008 17:44	34.25	24.25	26.95	19.3	79	29.2	24.65	21.05
21/3/2008 17:45	34.2	24.1	26.9	19.3	78.8	29.15	24.71	20.95
21/3/2008 17:46	34.4	24.29	27	19.2	78.9	29.2	24.79	21
21/3/2008 17:47	34.3	24.1	26.85	19.15	78.9	29.1	24.7	21.15
21/3/2008 17:48	34.3	24.1	26.8	19.1	78.75	29.2	24.55	21.05
21/3/2008 17:49	34.4	24.2	26.8	19.1	78.9	29.3	24.9	21.1
21/3/2008 17:50	34.3	24	26.7	18.95	78.75	29.05	24.6	21
21/3/2008 17:51	34.35	24.05	26.75	19	78.65	29.1	24.65	21.05
21/3/2008 17:52	34.4	24	26.7	19	78.6	29.1	24.5	21.2
21/3/2008 17:53	34.3	24.1	26.8	19.1	78.7	29.1	24.3	21.2

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

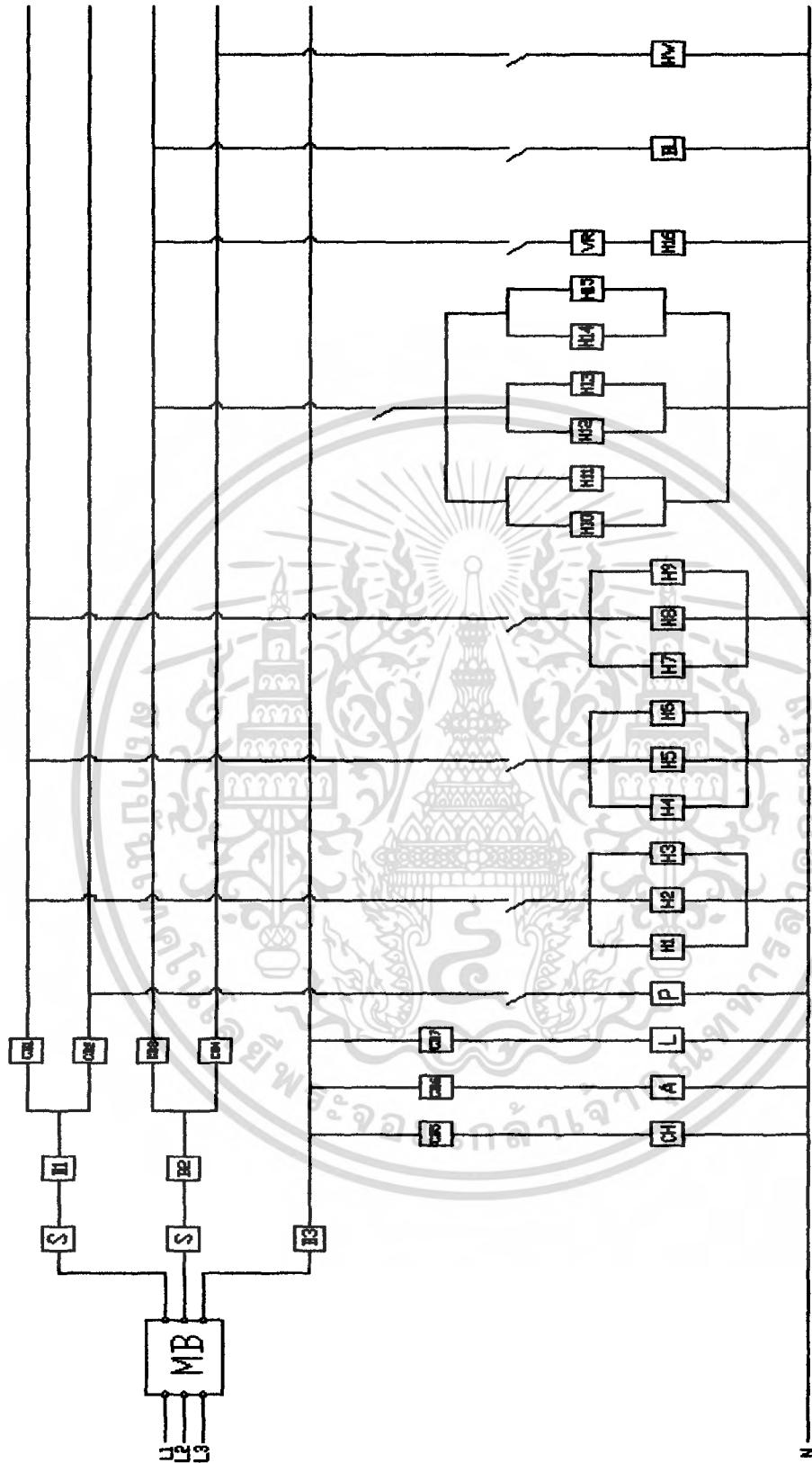


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The seal of Rajabhat Nakhon Phanom University is a circular emblem. It features a central sun with rays, flanked by two traditional Thai stupas. Below the sun is a large Thai character '๕'. The entire emblem is surrounded by a decorative border with Thai text. The text at the top reads 'มหาวิทยาลัยราชภัฏนครพนม' and the text at the bottom reads 'พระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง'.

ภาคผนวก ก. แสดงมติของห้องทดสอบและการต่อวงจรไฟฟ้าในห้องทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



แผนภูมิแสดงวงจรการต่อสายไฟต่างๆภายในห้องทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สัญลักษณ์จากแผนผังแสดงวงจรควบคุมมีดังนี้

1. A (Air condition) = เครื่องปรับอากาศที่ใช้ทดสอบ

2. B (Main Circuit Breaker) แบ่งออกเป็น

2.1 B1 = Main Circuit Breaker 100 A สำหรับห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก(Condensing Unit)

2.2 B2 = Main Circuit Breaker 100 A สำหรับห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน (Fan-coil Unit)

2.3 B3 = Main Circuit Breaker 63 A สำหรับเครื่องทำน้ำเย็น, แสงสว่าง และเครื่องปรับอากาศที่ใช้

ทดสอบ

3. BL (Blower) = พัดลมดูดอากาศสำหรับชุดอุปกรณ์ตู้ตัวอย่างและพัดลม

4. CB (Circuit Breaker)

4.1 CB1 และ CB3 คือ Circuit Breaker 63 A

4.2 CB2, CB5 และ CB4 คือ Circuit Breaker 32 A

4.3 CB6 คือ Circuit Breaker 20 A

4.4 CB7 คือ Circuit Breaker 16 A

5. CH (Air-Cooled Water Chiller) หมายถึง เครื่องทำน้ำเย็นที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ

6. H1 – H9 คือ ฮีตเตอร์ ขนาด 1000 W 220V

7. H10, H12 และ H14 คือ ฮีตเตอร์ ขนาด 660 W 220V

8. H11, H13 และ H15 คือ ฮีตเตอร์ ขนาด 340W 220V

9. HW คือ ฮีตเตอร์ต้มน้ำ ขนาด 2000 W 220V

10. MB (Main Breaker) = Breaker 100A 380V. 3 Phase

11. VR (Voltage Regulator)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นิยมนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การต่อสายสัญญาณต่างๆในเมมโมรีการ์ดของ Fluke Hydra 2620A

การต่อสายสัญญาณต่างๆในเมมโมรีการ์ดจะแบ่งเป็นแต่ละช่องสัญญาณดังนี้

Channel 1 : Shunt 100 A 60 mV ของห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน

Channel 2 : Shunt 100A 60 mV ของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก

Channel 3: Shunt 50 A 60 mV ของเครื่องปรับอากาศที่กำลังทำการทดสอบ

Channel 4: Thermocouple Type K (อุณหภูมิกระเปาะแห้งของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก)

Channel 5: Thermocouple Type K (อุณหภูมิกระเปาะเปียกของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก)

Channel 6: Thermocouple Type K (อุณหภูมิกระเปาะแห้งของห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน)

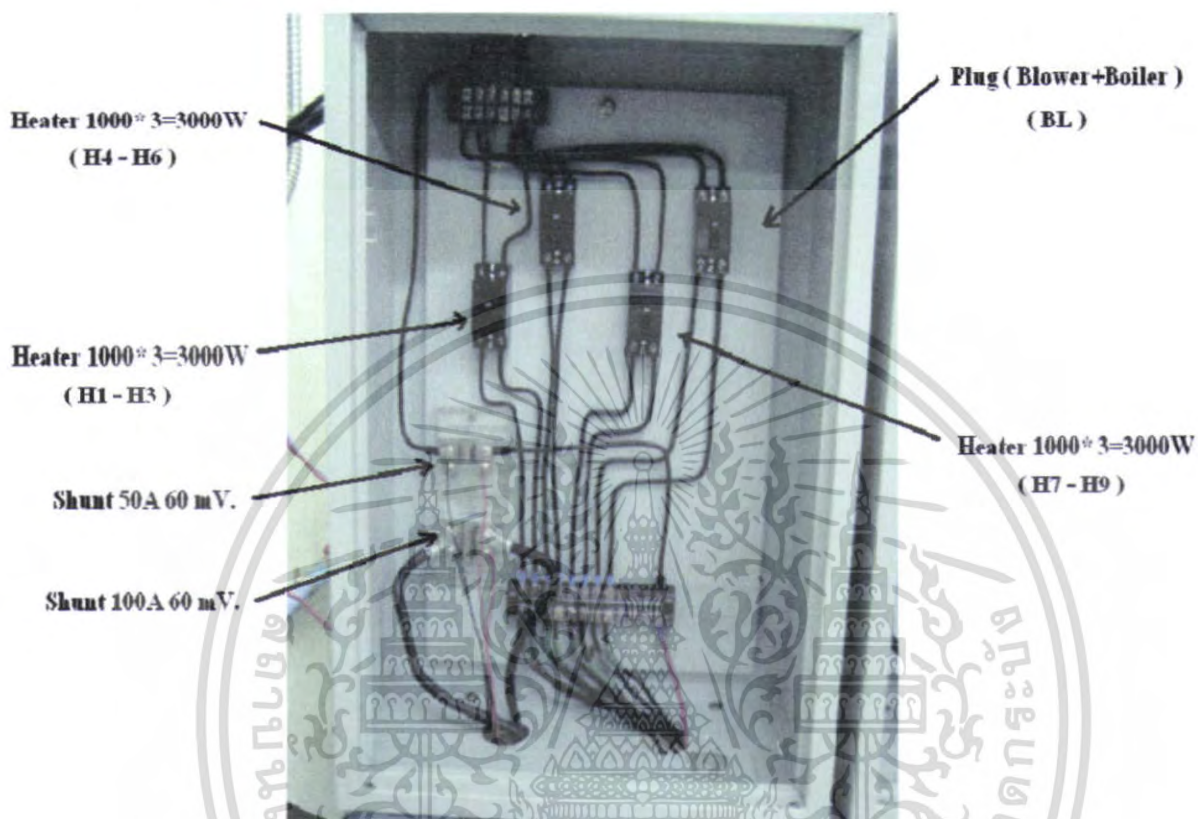
Channel 7: Thermocouple Type K (อุณหภูมิกระเปาะเปียกของห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน)

Channel 8: Thermocouple Type T (อุณหภูมิของเครื่องเพิ่มความชื้นในห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน)

Channel 9: Thermocouple Type T (อุณหภูมิของเครื่องเพิ่มความชื้นในห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก)

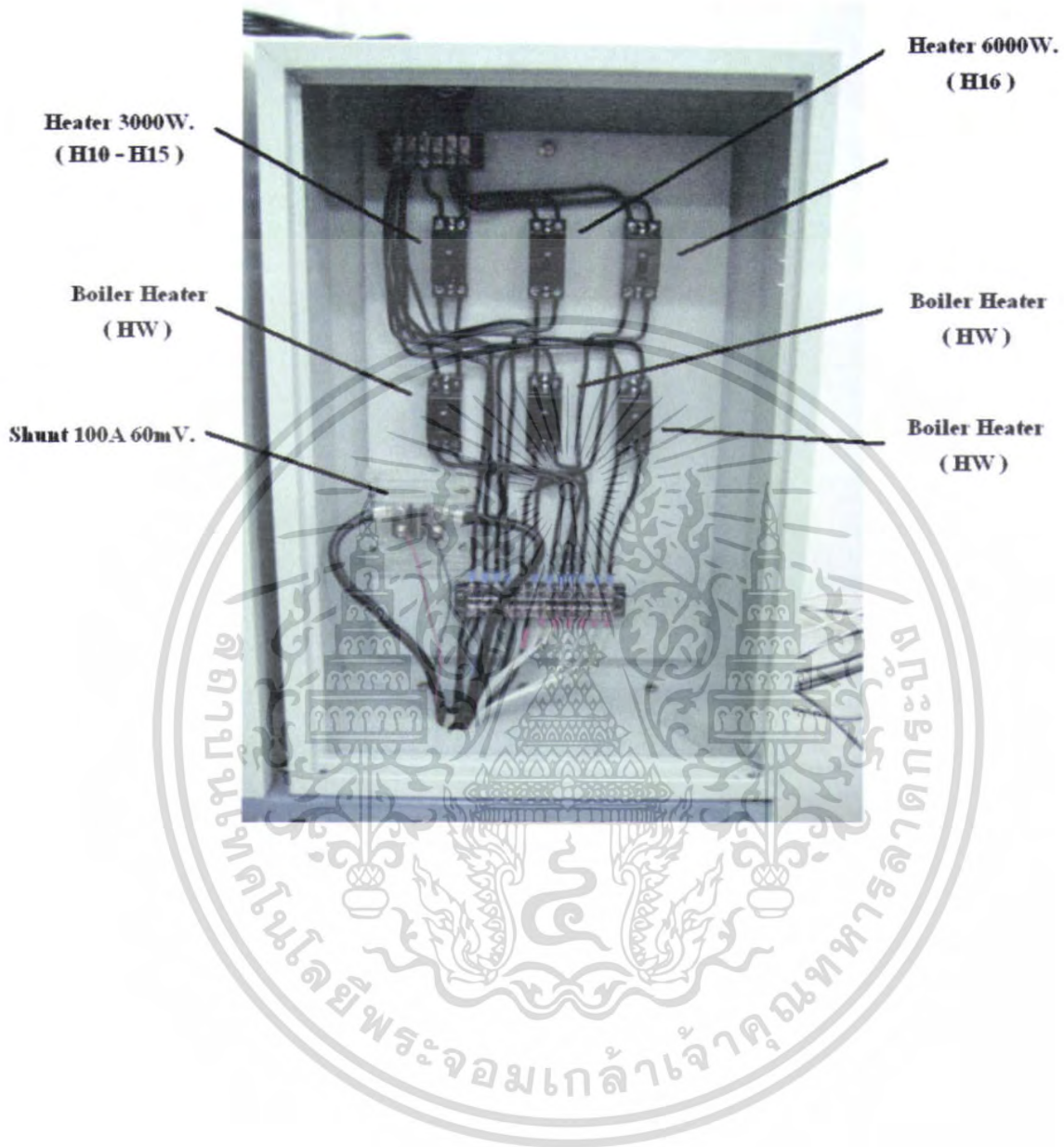
แผนผังของอุปกรณ์ในตู้ควบคุม

1. แผนผังตู้ควบคุมการจ่ายไฟฟ้าของห้องจำลองสภาวะภายนอก



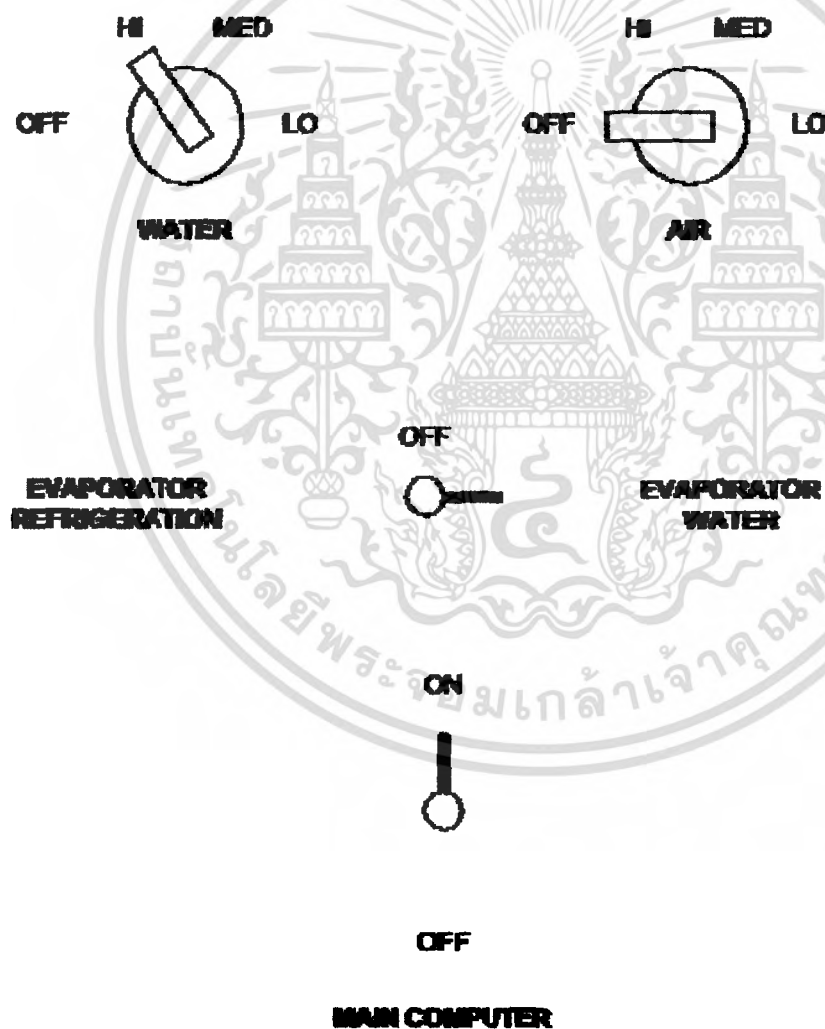
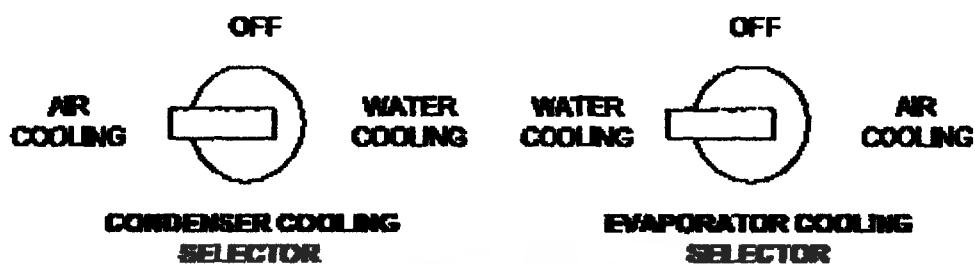
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. แผนผังตู้ควบคุมการจ่ายไฟฟ้าของห้องจำลองสภาวะภายใน



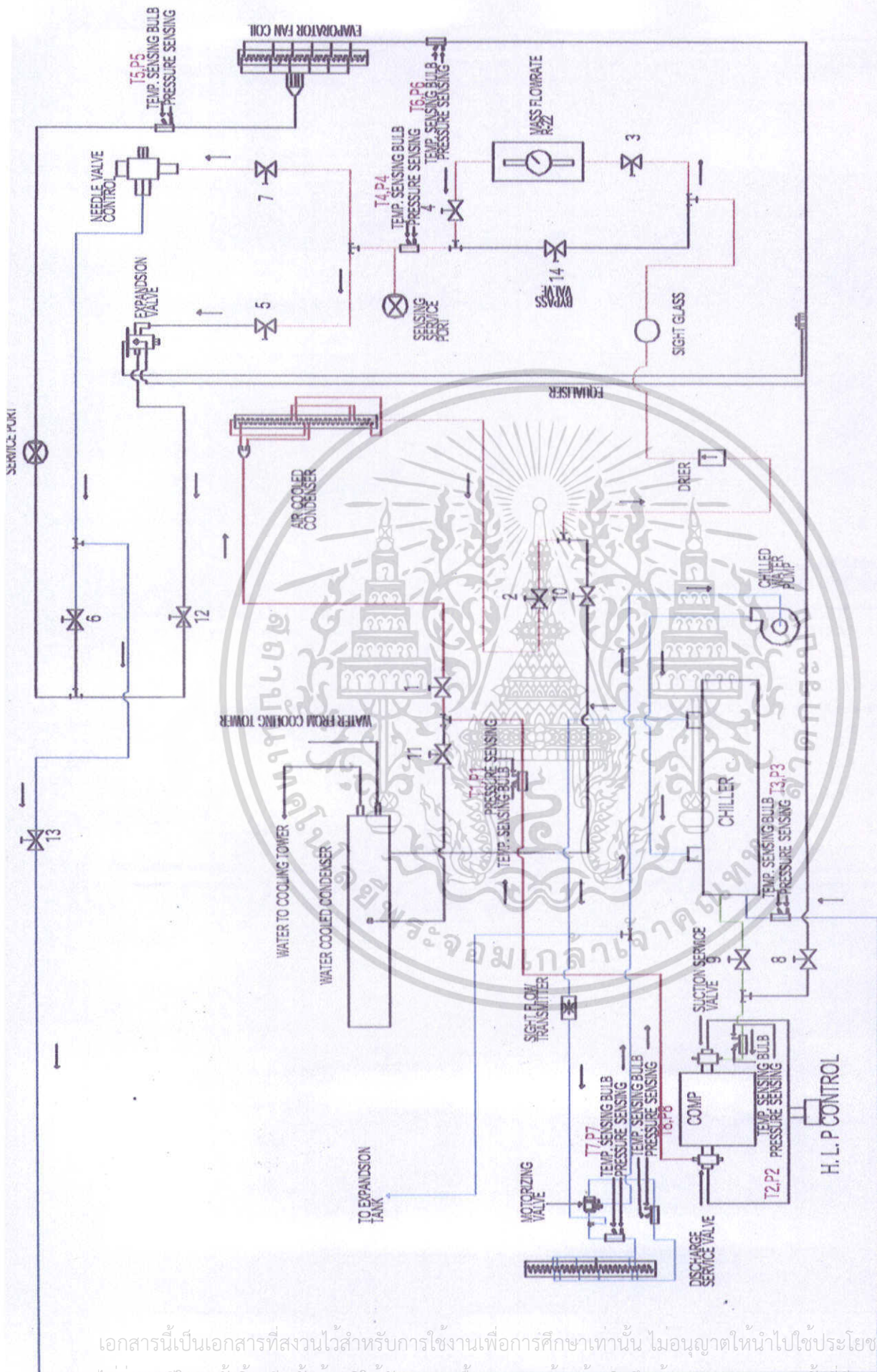
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

SYSTEM3



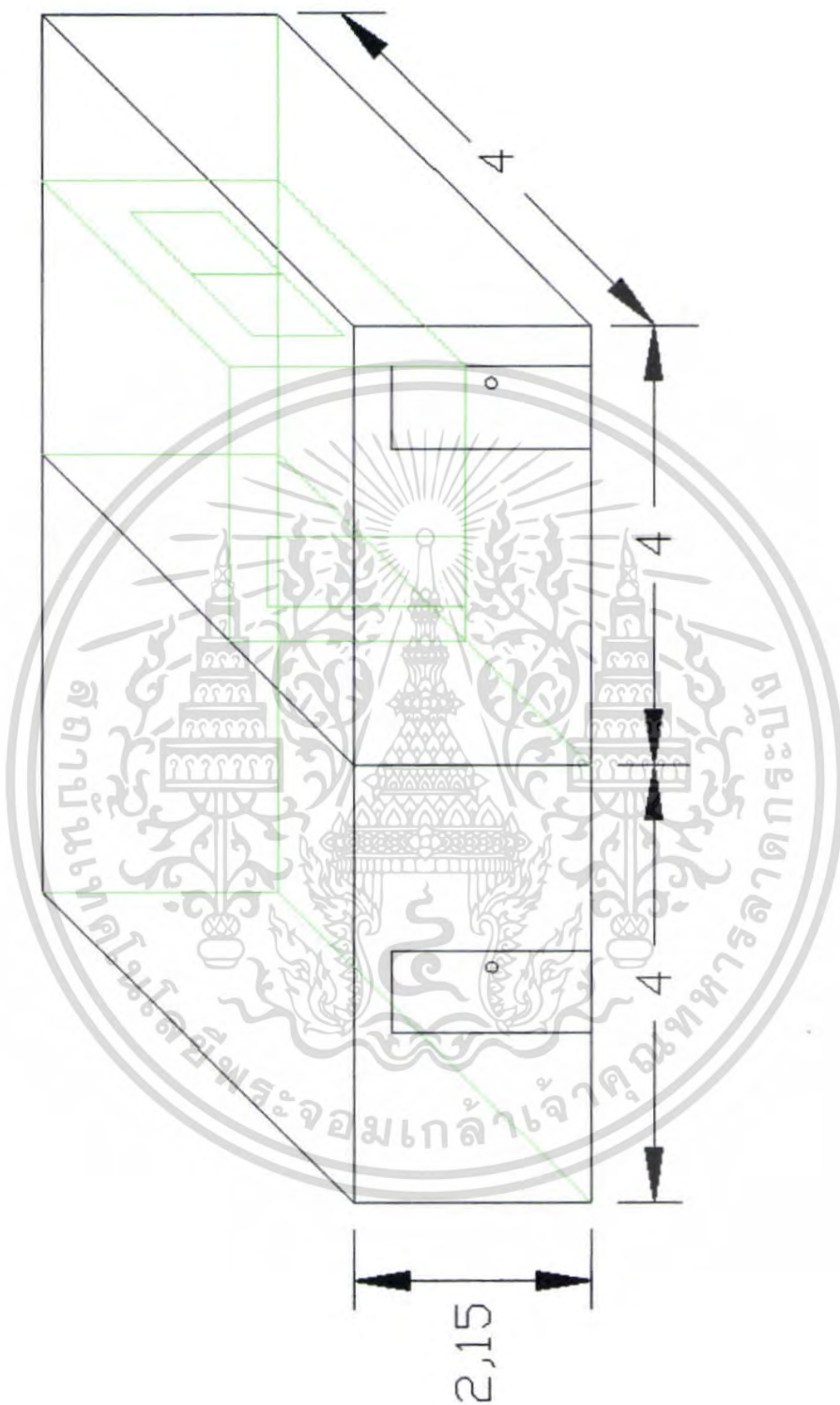
รูปแสดงการปรับอุปกรณ์ต่างๆบนตู้สวิตช์บอร์ดของเครื่องทำน้ำเย็นที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไมอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปแสดงวงจรของระบบทำน้ำเย็นที่ระบายความร้อนด้วยอากาศ



รูปแสดงมิติของห้องทดสอบเครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ง. ผลการสอบเทียบเครื่องมือวัดและเทอร์มอคัปเปิล



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Test Record for Temperature Sensor

Instrument Calibration Laboratory

**Department of Instrumentation Engineering Faculty of Engineering
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang**

Location Field calibration Laboratory calibration
Ambient Temp. 25 °C % R.H. 50 % R.H.

Instrument Name Thermocouple Type K
Range 20 to 40 °C Model -
Accuracy Class 2 IEC Serial -
Error ± 2.5 Tag ID -

	Reference Standard	ID	Calibration due date
1.	FLUKE 7103	A74021	-
2.	HART 1529	A44603	-
3.			

Experimental results:

%	Set point Unit: °C	Reference Standard Unit: °C	Tolerance Limit Unit: °C	Sensor Reading Unit: °C	Error Unit: °C
0	20	20	17.5 to 22.5	19.9880	-0.012
25	-	-	-	-	-
50	30	30	27.5 to 32.5	30.1208	0.1208
75	-	-	-	-	-
100	40	40	37.5 to 42.5	40.1366	0.1366

In tolerance Adj. to within tolerance
 Out of tolerance With out adjustment

Calibration date : 27 March 2008 Next Calibration due date : -

Comments :

Calibrated by : (T. Teerawat) Approved by : ()

Test Record for Temperature Sensor

Instrument Calibration Laboratory
Department of Instrumentation Engineering Faculty of Engineering
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang

Location Field calibration Laboratory calibration
 Ambient Temp. 25°C % R.H. 90% R.H.

Instrument Name Thermocouple Type T
 Range 90 to 110°C Model -
 Accuracy Class 2 IEC Serial -
 Error + 1°C Tag ID -

	Reference Standard	ID	Calibration due date
1.	FLUKE 7103	A 74021	-
2.	HART 1529	A 44603	-
3.			

Experimental results:

%	Set point Unit: °C	Reference Standard Unit: °C	Tolerance Limit Unit: °C	Sensor Reading Unit: °C	Error Unit: °C
0	90	90	89 to 91	89.938	-0.062
25	-	-	-	-	-
50	100	100	99 to 101	99.9601	-0.0399
75	-	-	-	-	-
100	110	110	109 to 111	109.8339	-0.1661

In tolerance Adj. to within tolerance
 Out of tolerance With out adjustment

Calibration date: 27. March 2008 Next Calibration due date: -

Comments : _____

Calibrated by : (T. Teerawat) Approved by : _____

Test Record for Power meter

Instrument Calibration Laboratory

**Department of Instrumentation Engineering Faculty of Engineering
King Mongkut's Institute of Technology Ladkrabang**

Location Field calibration Laboratory calibration
Ambient Temp. 29°C % R.H. 50%RH.

Instrument Name Power meter Type _____
I/P Range 220VAC, 10 to 50A 50 Hz Manufacture GW
O/P Range _____ Model GWH-039
Accuracy MFG. Specification. Serial _____
Error _____ Tag ID _____

	Reference Standard	ID	Calibration due date
1.	FLUKE 5500A	6580012	—
2.	FLUKE 5500 A / COIL	—	—
3.			

Experimental results:

	Standard I/P				Power meter reading			
	AC (Volt)	AC (Amp)	p.f. (Lag)	True Power(W)	AC (Volt)	AC (Amp)	p.f. (Lag)	True Power(W)
1.	220	10	1.0	2.2 kW	220.0	9.98	1.0	2.269k
2.	220	10	0.9	1.98 kW	220.0	9.96	-0.931	2.053k
3.	220	30	1.0	6.6 kW	220.2	30.04	0.978	6.43 K
4.	220	30	0.9	5.94 kW	220.2	29.94	-0.881	5.82 K
5.	220	50	1.0	11.0 kW	219.9	50.10	0.988	10.86k

In tolerance With out adjustment
 Out of tolerance Adj. to within tolerance

Calibration date : 27 มี.ค 51 Next Calibration due date : _____

Comments : Frequency Test 50 Hz.

Calibrated by : T. Teerawat. Approved by : _____
(T. Teerawat.) ()

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



ภาคผนวก จ. มาตรฐาน ISO 5151

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

INTERNATIONAL STANDARD

ISO
5151

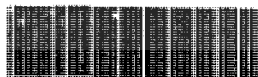
First edition
1994-12-15

Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance

*Climatiseurs et pompes à chaleur non raccordés — Essais et
détermination des caractéristiques de performance*

THAI INDUSTRIAL STANDARDS INSTITUTE

TISI Library
ห้องสมุดมาตรฐาน



S0015660

Thai Industrial Standards Institute : TISI
Rama VI Rd., Rajatheve, Bangkok 10400 Tel. : 202-3510

Add



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้วยวิธี
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ทำซ้ำโดยไม่ได้รับอนุญาต และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
Reference number
ISO 5151:1994(E)

MIC

Contents

	Page
1 Scope	1
2 Normative reference	1
3 Definitions	1
4 Cooling tests	3
4.1 Cooling capacity ratings	3
4.2 Maximum cooling test	5
4.3 Minimum cooling test	6
4.4 Enclosure sweat and condensate disposal test	7
4.5 Freeze-up test	7
5 Heating tests	9
5.1 Heating capacity ratings	9
5.2 Maximum heating test	10
5.3 Minimum heating test	11
5.4 Automatic defrost test	12
6 Test methods and uncertainties of measurements	13
6.1 Test methods	13
6.2 Uncertainties of measurement	13
6.3 Variations in individual readings	13
6.4 Test tolerances	13
7 Test results	15
7.1 Capacity calculations	15
7.2 Data to be recorded	15
7.3 Test report	16
8 Marking provisions	18
8.1 Nameplate requirements	18

© ISO 1994

All rights reserved. Unless otherwise specified, no part of this publication may be reproduced or utilized in any form or by any means, electronic or mechanical, including photocopying and microfilm, without permission in writing from the publisher.

International Organization for Standardization
Case Postale 56 • CH-1211 Genève 20 • Switzerland

Printed in Switzerland

เอกสารที่ส่งในเวลาสำหรับการทำงานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

8.2 Nameplate information 18

8.3 Refrigerant designation 18

8.4 Split systems 18

9 Publication of ratings 18

9.1 Standard ratings 18

9.2 Other ratings 19

Annexes

A Test procedures 20

A.1 General test room requirements 20

A.2 Equipment installation 20

A.3 Electrical supply requirements 20

A.4 Heating capacity test in the defrost region 20

B Calorimeter test method 22

B.1 General 22

B.2 Transient heating capacity test 25

B.3 Calibrated room-type calorimeter 26

B.4 Balanced ambient room-type calorimeter 26

B.5 Calorimeter and auxiliary equipment for water-cooled condenser tests 27

C Heating and cooling capacity calculations 28

C.1 Cooling capacity calculations (Calorimeter method) 28

C.2 Heating capacity calculations (Calorimeter method) 29

C.3 Heating capacity calculations (Air-enthalpy method) 30

C.4 Cooling capacity calculations (Air-enthalpy method) 32

D Instruments 33

D.1 Temperature-measuring instruments 33

D.2 Pressure-measuring instruments 33

D.3 Electrical instruments 34

D.4 Water-flow-measuring instruments 34

D.5 Other instruments 34

E Air-flow measurement 35

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษานานาชาติ ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต่อมายังอธิบดีกรมการค้าระหว่างประเทศ

023816

- 6 ก.พ. 2536



E.1	Air-flow determination	35
E.2	Nozzles	35
E.3	Apparatus for room discharge air-flow measurements	36
E.4	Indoor-side discharge air-flow measurement	37
E.5	Ventilation, exhaust and leakage air-flow measurements ...	37
E.6	Test apparatus calibration (Air-enthalpy method)	38
F	Outdoor air-enthalpy test method	39
F.1	General	39
F.2	Test room requirements	39
F.3	Test conditions	39
F.4	Calculations	39
G	List of symbols	42



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Foreword

ISO (the International Organization for Standardization) is a worldwide federation of national standards bodies (ISO member bodies). The work of preparing International Standards is normally carried out through ISO technical committees. Each member body interested in a subject for which a technical committee has been established has the right to be represented on that committee. International organizations, governmental and non-governmental, in liaison with ISO, also take part in the work. ISO collaborates closely with the International Electrotechnical Commission (IEC) on all matters of electrotechnical standardization.

Draft International Standards adopted by the technical committees are circulated to the member bodies for voting. Publication as an International Standard requires approval by at least 75 % of the member bodies casting a vote.

International Standard ISO 5151 was prepared by Technical Committee ISO/TC 86, *Refrigeration*, Subcommittee SC 6, *Factory-made air-conditioning and heat pump units*.

This first edition cancels and replaces ISO/R 859:1968.

Annexes A, B and C form an integral part of this International Standard. Annexes D, E, F and G are for information only.

Non-ducted air conditioners and heat pumps — Testing and rating for performance

1 Scope

1.1 This International Standard specifies the standard conditions on which the ratings of single-package and split-system non-ducted air conditioners employing air- and water-cooled condensers and heat pumps employing air-cooled condensers are based, and the test methods to be applied for determination of the various ratings. This International Standard is limited to systems utilizing a single refrigeration circuit and having one evaporator and one condenser.

NOTE 1 For the purposes of this International Standard, the term "equipment" will be used to mean "non-ducted air conditioners and/or non-ducted heat pumps".

1.2 This International Standard also specifies the test conditions and the corresponding test procedures for determining various performance characteristics of these non-ducted air conditioners and heat pumps.

1.3 It does not apply to the testing and rating of:

- a) water-source heat pumps;
- b) multiple split-system¹⁾ air conditioners and heat pumps;
- c) units designed for use with additional ducting; or
- d) mobile (windowless) units having a condenser exhaust duct.

1.4 Clause 4 of this International Standard covers the rating and testing conditions for non-ducted air conditioners and heat pumps when used for cooling.

1.5 Clause 5 of this International Standard covers the rating and testing conditions for non-ducted air conditioners and heat pumps when used for heating. The means for heating may be the heat pump refrigeration cycle or electrical resistance.

1.6 Annex A establishes testing procedures. Annex B describes the test facilities for the calorimeter method. Annex C provides formulae for the calculation of heating and cooling capacities. Annex D describes instruments which can be used in making measurements, and annex E describes methods for measuring air-flow. Annex F describes the outdoor air-enthalpy test method. Annex G gives a list of symbols used in the annexes.

2 Normative reference

The following standard contains provisions which, through reference in this text, constitute provisions of this International Standard. At the time of publication, the edition indicated was valid. All standards are subject to revision, and parties to agreements based on this International Standard are encouraged to investigate the possibility of applying the most recent edition of the standard indicated below. Members of IEC and ISO maintain registers of currently valid International Standards.

ISO 817:—²⁾, *Refrigerants — Number designation*.

3 Definitions

For the purposes of this International Standard, the following definitions apply. Annex G lists the symbols used to identify the terms contained in this International Standard.

1) A unit having two or more indoor units connected to a single outdoor unit.

2) To be published. (Revision of ISO 817:1974)

3.1 non-ducted air conditioner: An encased assembly or assemblies designed as a unit, primarily for mounting in a window, or through a wall, or as a console. It is designed primarily to provide free delivery of conditioned air to an enclosed space, room or zone (conditioned space). It includes a prime source of refrigeration for cooling and dehumidification and may also include means for heating other than a heat pump, and means for the circulation and the cleaning of air. It may also include means for heating, humidifying, ventilating or exhausting air. Where such equipment is provided in more than one assembly, the separated assemblies (split-systems) are to be designed to be used together, and the requirements of rating outlined in this International Standard are based on the use of matched assemblies.

3.2 non-ducted heat pump: An encased assembly or assemblies designed as a unit, primarily for mounting in a window, or through a wall, or as a console. It is designed primarily to provide free delivery of conditioned air to an enclosed space, room or zone (conditioned space). It includes a prime source of refrigeration for heating which takes heat from a heat source. It may be constructed to remove heat from the conditioned space and discharge it to a heat sink if cooling and dehumidification are desired from the same equipment. It may also include means for the circulation and the cleaning of air, humidifying, ventilating or exhausting air.

3.3 standard air: Dry air at 20,0 °C, and at a standard barometric pressure of 101,325 kPa, having a mass density of 1,204 kg/m³.

NOTE 2 The definitions given in 3.4 to 3.13 relating to air-flow are illustrated in figure 1.

3.4 indoor discharge air-flow: Rate of flow of air from the indoor-side outlet of the equipment into the conditioned space.

3.5 indoor intake air-flow: Rate of flow of air into the equipment from the conditioned space.

3.6 ventilation air-flow: Rate of flow of air introduced to the conditioned space through the equipment from the outside.

3.7 outdoor discharge air-flow: Discharge rate of flow of air from the outdoor side of the equipment to the outdoors.

3.8 outdoor intake air-flow: Rate of flow of air into the equipment from the outdoor side.

3.9 exhaust air-flow: Rate of flow of air from the indoor side through the equipment to the outdoor side.

3.10 leakage air-flow: Rate of flow of air interchanged between the indoor side and outdoor side through the equipment as a result of its construction features and sealing techniques.

3.11 bypassed indoor air-flow: Flow of conditioned air directly from the indoor-side outlet to the indoor-side inlet of the equipment.

3.12 bypassed outdoor air-flow: Flow of air directly from the outdoor-side outlet to the outdoor-side inlet of the equipment.

3.13 equalizer opening air-flow: Rate of flow of air through the equalizer opening in the partition wall of a calorimeter.

3.14 total cooling capacity: Amount of sensible and latent heat that the equipment can remove from the conditioned space in a defined interval of time.

3.15 heating capacity: Amount of heat that the equipment can add to the conditioned space in a defined interval of time.

3.16 latent cooling capacity; room dehumidifying capacity: Amount of latent heat that the equipment can remove from the conditioned space in a defined interval of time.

3.17 sensible cooling capacity: Amount of sensible heat that the equipment can remove from the conditioned space in a defined interval of time.

3.18 sensible heat ratio: Ratio of the sensible cooling capacity to the total cooling capacity.

3.19 rated voltage(s): Voltage(s) shown on the nameplate of the equipment.

3.20 rated frequency(ies): Frequency(ies) shown on the nameplate of the equipment.

3.21 energy efficiency ratio (EER): Ratio of the total cooling capacity to the effective power input at any given set of rating conditions. (Where the EER is stated without an indication of units, it shall be understood that it is derived from watts/watt.)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

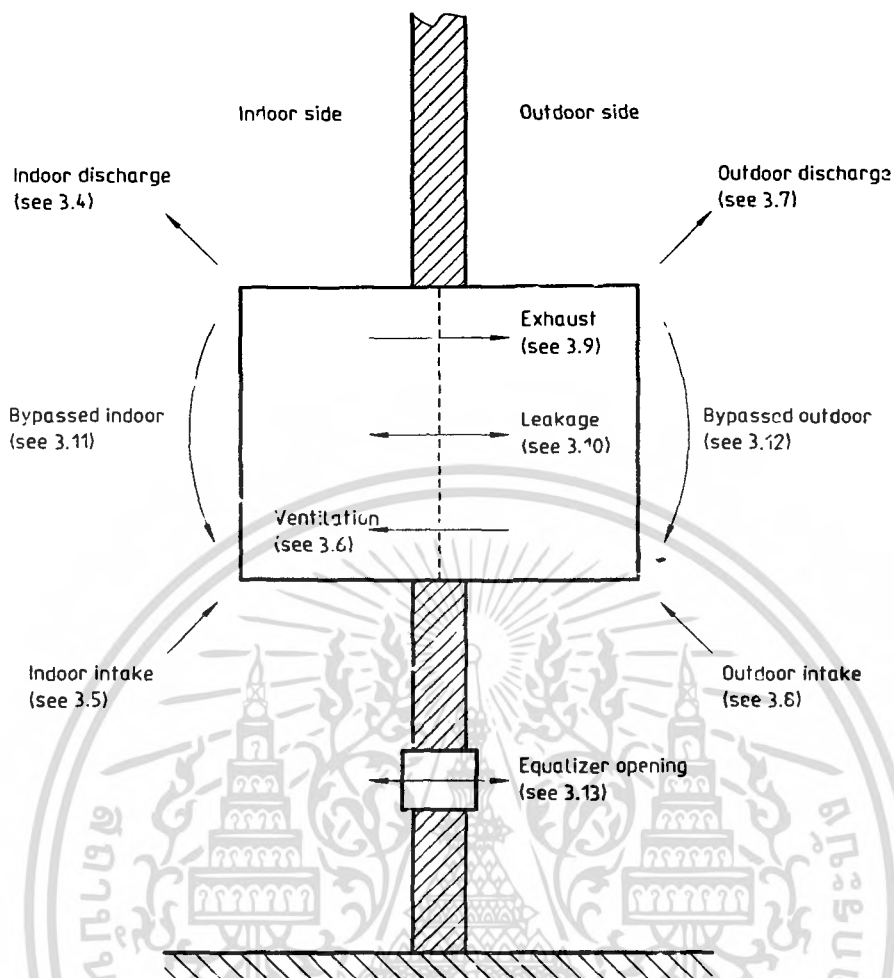


Figure 1 — Air-flow diagram illustrating definitions given in 3.4 to 3.13

3.22 coefficient of performance (COP): Ratio of the heating capacity to the effective power input of the device at any given set of rating conditions.

3.23 effective power input (P_E): Average electrical power input to the equipment within a defined interval of time, obtained from:

- the power input for operation of the compressor and any power input for defrosting, excluding additional electrical heating devices not used for defrosting;
- the power input of all control and safety devices of the equipment; and
- the power input of the conveying devices within the equipment for heat transport media (e.g. fan, pump).

3.24 total power input (P_T): Power input to all components of the equipment as delivered.

4 Cooling tests

4.1 Cooling capacity ratings

4.1.1 General conditions

All equipment within the scope of this International Standard shall have the cooling capacities and energy efficiency ratios determined in accordance with the provisions of this International Standard and rated at the cooling conditions specified in table 1.

4.1.2 Temperature conditions

4.1.2.1 Test conditions stated in table 1, columns T1, T2 and T3, shall be considered standard rating conditions.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หน้า 3 จาก 3 หน้า

4.1.2.2 Equipment manufactured for use in a moderate climate similar to that specified in table 1, column T1 only, shall have a nameplate rating determined by tests conducted at these specified conditions and shall be designated type T1 units.

4.1.2.3 Equipment manufactured for use in a cool climate similar to that specified in table 1, column T2 only, shall have a nameplate rating determined by tests conducted at these specified conditions and shall be designated type T2 units.

4.1.2.4 Equipment manufactured for use in a hot climate similar to that specified in table 1, column T3 only, shall have a nameplate rating determined by tests conducted at these specified conditions and shall be designated type T3 units.

4.1.2.5 Equipment manufactured for use in more than one of the types of climate defined in table 1, columns T1, T2 and T3, shall have marked on the nameplate the designated type and rating determined by tests for each of the specified conditions for which they have been designated and tested.

4.1.3 Air-flow conditions

When determining air-flow quantities for rating purposes, tests shall be conducted at standard rating conditions (see table 1) with 0 Pa static maintained at the air discharge of the equipment and with the refrigeration means in operation and after condensate equilibrium has been obtained. All air quantities shall be expressed as metre cubed per second (m^3/s) of standard air as defined in 3.3.

Table 1 — Test conditions for the determination of cooling capacity

Parameter	Standard test conditions		
	T1	T2	T3
Temperature of air entering indoor side (°C)			
dry-bulb	27	21	29
wet-bulb	19	15	19
Temperature of air entering outdoor side (°C)			
dry-bulb	35	27	46
wet-bulb ¹⁾	24	19	24
Condenser water temperature ²⁾ (°C)			
inlet	30	22	30
outlet	35	27	35
Test frequency	Rated frequency ³⁾		
Test voltage	Rated voltage ⁴⁾		
T1 = Standard cooling capacity rating conditions for moderate climates T2 = Standard cooling capacity rating conditions for cool climates T3 = Standard cooling capacity rating conditions for hot climates			
1) The wet-bulb temperature condition is not required when testing air-cooled condensers which do not evaporate the condensate. 2) Representative of equipment working with cooling towers. For equipment designed for other uses, the manufacturer shall designate the condenser water inlet and outlet temperatures or the water flowrates and the inlet water temperature in the ratings. 3) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency. 4) The test voltage on dual-rated voltage equipment shall be performed at both voltages or at the lower of the two voltages if only a single rating is published.			

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1.4 Test conditions

4.1.4.1 Preconditions

- a) When using the calorimeter method, two simultaneous methods of determining capacities shall be used. One method determines the capacity on the indoor side, the other measures the capacity on the outdoor side. These two simultaneous determinations shall agree within 4 % of the value obtained on the indoor side for the test to be valid. In the case of non-ducted air conditioners with water-cooled condensers, the heat-flow rejected via the cooling water is measured instead of the measurement in the outdoor-side compartment.
- b) The test capacity shall include the determination of the sensible, latent or total cooling capacity as determined in the indoor-side compartment.
- c) Tests shall be conducted under the selected conditions with no changes made in fan speed or system resistance to correct for variations from the standard barometric pressure (see 3.3).
- d) Grille positions, damper positions, fan speeds, etc. shall be set to result in maximum cooling capacity unless this is contrary to the manufacturer's instructions. When tests are made at other settings, these shall be noted together with the cooling capacity ratings.
- e) Test conditions shall be maintained for not less than 1 h before recording data for the capacity test.

4.1.4.2 Duration of test

The test shall then be run for 30 min, recording data every 5 min, providing seven sets of readings. Variations allowed in capacity test readings shall be in accordance with table 12.

4.2 Maximum cooling test

4.2.1 General conditions

The conditions which shall be used during the maximum cooling test are given in table 2.

4.2.2 Temperature conditions

Tests shall be carried out under the conditions given in column T1, T2 or T3 of table 2, based on the in-

tended use, as determined in 4.1.2. Equipment intended for use under more than one set of operating conditions shall have the highest relevant set of the intended operating conditions applied for test purposes. If maximum operating temperature conditions for cooling are specified in the manufacturer's equipment specification sheets, they shall be used in lieu of those in table 2.

4.2.3 Air-flow conditions

The maximum cooling test shall be conducted with an indoor-side air volume flowrate as determined under 4.1.3.

4.2.4 Test conditions

4.2.4.1 Preconditions

The controls of the equipment shall be set for maximum cooling and all ventilating air dampers and exhaust air dampers shall be closed. The equipment shall be operated continuously for 1 h after the specified air temperatures and the equilibrium condensate level have been established.

4.2.4.2 Duration of test

All power to the equipment shall be cut off for 3 min and then restored for 1 h.

4.2.5 Performance requirements

4.2.5.1 During one entire test, the equipment shall operate without any indication of damage.

4.2.5.2 The motors of the equipment shall operate continuously for the first hour of the test without tripping of the motor-overload protective devices.

4.2.5.3 The motor-overload protective device may trip only during the first 5 min of operation after the shutdown period of 3 min. During the remainder of that 1-h test period, no motor-overload protective device shall trip.

4.2.5.4 For those models so designed that resumption of operation does not occur after the initial trip within the first 5 min, the equipment may remain out of operation for not longer than 30 min. It shall then operate continuously for 1 h.

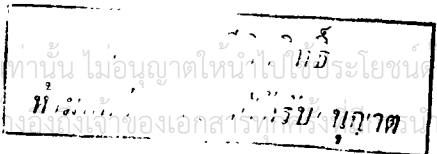


Table 2 — Maximum cooling test conditions

Parameter	Standard test conditions		
	T1	T2	T3
Temperature of air entering indoor side (°C) dry-bulb wet-bulb	32 23	27 19	32 23
Temperature of air entering outdoor side (°C) dry-bulb wet-bulb ¹⁾	43 26	35 24	52 31
Condenser water temperature (°C) inlet ²⁾	34	27	34
Test frequency	Rated frequency ³⁾		
Test voltage	1) 90 % and 110 % of rated voltage with a single nameplate rating 2) 90 % of minimum voltage and 110 % of maximum voltage for units with a dual nameplate voltage		
<p>1) The wet-bulb temperature condition is not required when testing air-cooled condensers which do not evaporate the condensate.</p> <p>2) For equipment with water-cooled condensers, the water flowrate shall be the same as that used in cooling capacity test (minimum flowrate for equipment with multiple cooling capacity rating). For equipment incorporating a condenser water control valve, it shall be allowed to operate normally.</p> <p>3) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency.</p>			

4.3 Minimum cooling test

4.3.1 General conditions

The conditions which shall be used during the minimum cooling test are given in table 3.

4.3.2 Temperature conditions

If minimum operating temperature conditions are specified in the manufacturer's equipment specification sheets, they shall be used in lieu of those given in table 3.

4.3.3 Air-flow conditions

The controls, fan speeds, dampers and grilles of the equipment shall be set to produce the maximum tendency to frost or ice the evaporator, providing such settings are not contrary to the manufacturer's operating instructions.

4.3.4 Test conditions

4.3.4.1 Preconditions

The equipment shall be started and operated until the operating conditions have stabilized.

4.3.4.2 Duration of test

After the operating conditions have stabilized, the equipment shall be operated for a period of 4 h.

4.3.5 Performance requirements

4.3.5.1 After the end of the starting period of 10 min, no safety element shall cut off during the 4 h of operation.

4.3.5.2 At the end of 4 h, any accumulation of ice or frost on the evaporator shall not cover more than 50 % of the indoor-side face area of the evaporator coil.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 3 — Minimum cooling test conditions

Parameter	Standard test conditions
Temperature of air entering indoor side (°C) dry-bulb wet-bulb	21 ¹⁾ 15
Temperature of air entering outdoor side	Lowest limit recommended by manufacturer
Water temperature (°C) inlet	10
Water flowrate	As specified by the manufacturer
Test frequency	Rated frequency ²⁾
Test voltage	Rated voltage ³⁾
1) 21 °C or the lowest temperature above 21 °C at which the regulating (control) device will allow the equipment to operate. 2) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency. 3) Equipment with dual-rated voltages shall be tested at the higher voltage.	

4.4 Enclosure sweat and condensate disposal test

4.4.1 General conditions

Air-cooled equipment which rejects condensate to the condenser air shall meet the requirements of this test. The electrical conditions which shall be used during the enclosure sweat and condensate disposal test are given in table 4.

4.4.2 Temperature conditions

The temperature conditions which shall be used during this test are given in table 4.

4.4.3 Air-flow conditions

The controls, fans, dampers and grilles of the equipment shall be set to produce the maximum tendency to sweat, provided such settings are not contrary to the manufacturer's operating instructions.

4.4.4 Test conditions

4.4.4.1 Preconditions

After establishment of the specified temperature conditions, the equipment shall be started with its condensate collection pan filled to the overflowing point, and the equipment shall be run until the condensate flow has become uniform.

4.4.4.2 Duration of test

The equipment shall be operated for a period of 4 h.

4.4.5 Performance requirements

4.4.5.1 When operating under the test conditions specified in table 4, no condensed water shall drip, run or blow from the equipment.

4.4.5.2 Equipment which rejects condensate to the condenser air shall dispose all condensate and there shall be no dripping or blowing-off of water from the equipment such that the building or surroundings become wet.

4.5 Freeze-up test

4.5.1 General conditions

The freeze-up tests (air blockage test and drip test) may be conducted simultaneously with the minimum cooling test. The electrical conditions shall be those specified in table 5.

4.5.2 Temperature conditions

The temperature conditions for the freeze-up tests are given in table 5.

Table 4 — Enclosure sweat and condensate disposal test conditions

Parameter	Standard test conditions
Temperature of air entering indoor side (°C) dry-bulb wet-bulb	27 24
Temperature of air entering outdoor side (°C) dry-bulb wet-bulb ¹⁾	27 24
Condenser water temperature (°C) outlet	27
Test frequency	Rated frequency ²⁾
Test voltage	Rated voltage ³⁾
<p>1) The wet-bulb temperature condition is not required when testing air-cooled condensers which do not evaporate the condensate.</p> <p>2) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency.</p> <p>3) Equipment with dual-rated voltages shall be tested at the higher voltage.</p>	

Table 5 — Freeze-up test conditions

Parameter	Standard test conditions	
	T1 and T3	T2
Temperature of air entering indoor side (°C) dry-bulb wet-bulb	21 ¹⁾ 15	21 ¹⁾ 15
Temperature of air entering outdoor side (°C) dry-bulb wet-bulb	21 —	10 —
Condenser water temperature (°C) outlet ²⁾	21	10
Water flowrate	As specified by the manufacturer	
Test frequency	Rated frequency ³⁾	
Test voltage	Rated voltage ⁴⁾	
<p>1) 21 °C or the lowest temperature above 21 °C at which the regulating (control) device will allow the equipment to operate.</p> <p>2) For equipment with water-cooled condensers, the condenser water flowrate shall be maintained at that established in table 1 except that, if more than one rating is provided, then the highest flowrate shall be used.</p> <p>3) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency.</p> <p>4) Equipment with dual-rated voltages shall be tested at the higher voltage.</p>		

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.3 Air-flow conditions

4.5.3.1 Air blockage test

The controls of the equipment shall be set for maximum cooling and the fan speeds, dampers and grilles shall be set to produce the maximum tendency to frost or ice the evaporator, provided such settings are not contrary to the manufacturer's operating instructions.

4.5.3.2 Drip test

The air inlet shall be covered to block completely the passage of air, so as to attempt to achieve complete blockage of the evaporator coil by frost.

4.5.4 Test conditions

4.5.4.1 Air blockage test

The test shall be continuous, with the equipment operating on the cooling cycle for 4 h after establishment of the specified temperature conditions.

4.5.4.2 Drip test

The equipment shall be operated for 6 h after which the equipment shall be stopped and the air-inlet covering removed until the accumulation of ice or frost has melted. The equipment shall then be turned on again, with the fans operating at the highest speed, for 5 min.

4.5.5 Performance requirements

4.5.5.1 Air blockage test

At the end of 4 h of operation, any accumulation of ice or frost on the evaporator shall not cover more than 50 % of the indoor-side face area of the evaporator coil.

4.5.5.2 Drip test

During the test, no ice shall drip from the coil and no water shall drip or blow off the equipment on the indoor side.

5 Heating tests

5.1 Heating capacity ratings

5.1.1 General conditions

All equipment within the scope of this International Standard shall have the heating capacities and coefficients of performance determined in accordance with the provisions of this International Standard and rated at the conditions specified in table 6. The electrical input values used for rating purposes shall be measured during the heating capacity test.

5.1.2 Temperature conditions

5.1.2.1 Test conditions stated in table 6 shall be considered standard rating conditions.

5.1.2.2 If a manufacturer specifies that the equipment is not suitable for operation under the extra-low temperature test conditions, tests shall be made only at the high and low temperatures specified in table 6.

5.1.3 Air-flow conditions

5.1.3.1 Heating-only equipment shall use the air-flow quantity specified by the manufacturer.

5.1.3.2 For equipment which provides both heating and cooling, the test shall be conducted at the same air-flowrate as for the cooling capacity rating test.

5.1.3.3 When determining air-flow quantities for rating purposes, tests shall be conducted under standard rating conditions (see table 6) with the heating means in operation with 0 Pa static maintained in the air discharge of the equipment.

5.1.4 Test conditions

5.1.4.1 Preconditions

5.1.4.1.1 When using the calorimeter method, two simultaneous methods of determining capacities shall be used. One method determines the capacity on the indoor side, the other measures the capacity on the outdoor side. These two simultaneous determinations shall agree within 4 % of the value obtained on the indoor side for the test to be valid.

Table 6 — Test conditions for determination of heating capacity

Parameter	Standard test conditions
Temperature of air entering indoor side (°C) dry-bulb wet-bulb (maximum)	20 15
Temperature of air entering outdoor side (high ¹⁾) (°C) dry-bulb wet-bulb	7 6
Temperature of air entering outdoor side (low ¹⁾) (°C) dry-bulb wet-bulb	2 1
Temperature of air entering outdoor side (extra-low ¹⁾²⁾) (°C) dry-bulb wet-bulb	- 7 - 8
Test frequency	Rated frequency ³⁾
Test voltage	Rated voltage ⁴⁾
<p>1) If defrosting occurs during the high, low, or extra-low heating capacity tests, testing under these conditions shall be accomplished using the indoor air-enthalpy method (see B.2 and C.3.3).</p> <p>2) Test is to be conducted only if the manufacturer specifies that the equipment is suitable for operation under these conditions.</p> <p>3) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency.</p> <p>4) The test voltage on dual-rated voltage equipment shall be performed at both voltages or at the lower of the two voltages if only a single rating is published.</p>	

5.1.4.1.2 Tests shall be conducted at the selected conditions with no changes in fan speed or system resistance made to correct for variations from the standard barometric pressure (see 3.3).

5.1.4.1.3 The test room reconditioning apparatus and the equipment under test shall be operated until equilibrium conditions are attained, but for not less than 1 h, before test data are recorded.

5.1.4.2 Duration

Data shall then be recorded for 30 min at 5-min intervals until seven consecutive sets of readings within the tolerances specified in table 12 have been attained.

5.1.4.3 Frosting conditions

5.1.4.3.1 Under some conditions of heating, a small amount of frost may accumulate on the outdoor coil and a distinction needs to be made between non-frosting and frosting operations for the test as a whole. For the purposes of this International Standard, the test is to be considered non-frosting pro-

vided the effect is such that the indoor and outdoor leaving air temperatures remain within the operating tolerances for non-frosting operation specified in table 12. When the leaving air temperature exceeds the permitted range because of frost, the procedure for the heating capacity test in the defrost region described in A.4 of annex A shall be used.

5.1.4.3.2 If, under test conditions, defrost action is experienced within a 3-h period or the test tolerances of table 12 are exceeded, then the procedure for transient heating capacity tests (see B.2) shall be used.

5.2 Maximum heating test

5.2.1 General conditions

The electrical conditions given in table 7 shall be used during the maximum heating test. The determination of maximum heating is not required under performance test conditions. The test voltages shall be maintained at the specified percentages under running conditions.

5.2.2 Temperature conditions

The temperature conditions given in table 7 shall be used during these tests unless the manufacturer specifies other conditions in the manufacturer's equipment specification sheets.

5.2.3 Air-flow conditions

The controls of the equipment shall be set for maximum heating and all ventilating air dampers and exhaust air dampers shall be closed.

5.2.4 Test conditions

5.2.4.1 Preconditions

The equipment shall be operated continuously for 1 h after the specified air temperatures and the equilibrium condensate level have been established.

5.2.4.2 Duration

All power to the equipment shall then be cut off for 3 min and then restored for 1 h.

5.2.5 Performance requirements

5.2.5.1 Heat pumps shall meet the following requirements when operating under the conditions specified in table 7:

- during one entire test, the heat pump shall operate without indication of damage;

- the heat pump motors shall operate continuously for the first hour of the test without tripping of the motor-overload protective devices.

5.2.5.2 The motor-overload protective device may trip only during the first 5 min following the 3-min cutoff of power. During the remainder of that 1-h test period, no motor-overload protective device shall trip.

5.2.5.3 For equipment that is so designed that resumption of operation does not occur after the initial trip within the first 5 min, the equipment may remain out of operation for not longer than 30 min. It shall then operate continuously for 1 h.

5.3 Minimum heating test

5.3.1 General conditions

The electrical conditions given in table 8 shall be used for this test. The voltages shall be maintained at the specified percentages under running conditions

5.3.2 Temperature conditions

The temperature conditions for this test shall be as given in table 8, unless the manufacturer specifies other conditions in the manufacturer's equipment specification sheets.

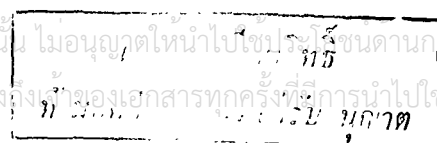
5.3.3 Air-flow conditions

The controls of the equipment shall be set for maximum heating, and all ventilating air dampers and exhaust air dampers shall be closed.

Table 7 — Maximum heating test conditions

Parameter	Standard test conditions
Temperature of air entering indoor side (°C) dry-bulb	27
Temperature of air entering outdoor side (°C) dry-bulb wet-bulb	24 18
Test frequency	Rated frequency ¹⁾
Test voltage	a) 90 % and 110 % of rated voltage for equipment with a single nameplate rating b) 90 % of minimum voltage and 110 % of maximum voltage for equipment with a dual nameplate voltage
1) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency.	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงที่มาของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



5.3.4 Test conditions

5.3.4.1 Preconditions

The equipment shall be operated for 1 h under the temperature conditions and voltage specified in table 8.

5.3.4.2 Duration

After the equipment has reached stable operating conditions, these conditions shall be maintained for 4 h.

5.3.5 Performance requirements

The heat pump shall operate throughout the test without a cutoff by any safety control.

5.4 Automatic defrost test

5.4.1 General conditions

The electrical conditions given in table 9 shall be used during the automatic defrost test for heat pumps.

5.4.2 Temperature conditions

The temperature conditions given in table 9 shall be used during the automatic defrost test for heat pumps.

5.4.3 Air-flow conditions

Unless prohibited by the manufacturer, the indoor-side fan is to be adjusted to the highest speed and the unit outdoor-side fan to the lowest speed, if separately adjustable.

5.4.4 Test conditions

5.4.4.1 Preconditions

The equipment shall be operated until the temperatures specified in table 9 have been stabilized.

5.4.4.2 Duration

The heat pump shall remain in operation for two complete defrosting periods or for 3 h, whichever is the longer.

5.4.5 Performance requirements

During and directly after the defrosting periods, the air temperature to the outdoor side shall not rise by more than 5 °C. During the defrosting period, the temperature of the air from the indoor side of the equipment shall not be lower than 18 °C for longer than 1 min. This may be accomplished, if necessary, by using additional heating, provided and mounted in the equipment, or specified for use by the manufacturer.

Table 8 — Minimum heating test conditions

Parameter	Standard test conditions
Temperature of air entering indoor side (°C) dry-bulb	20
Temperature of air entering outdoor side ¹⁾ (°C) dry-bulb wet-bulb	- 5 - 6
Test frequency ²⁾	Rated frequency
Test voltage ³⁾	Rated voltage
1) If the equipment can be operated under the "extra-low" temperature condition, - 7 °C dry-bulb and - 8 °C wet-bulb temperatures shall be used. 2) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency. 3) Equipment with dual-rated voltages shall be tested at the higher voltage.	

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 9 — Automatic defrost test conditions

Parameter	Standard test conditions
Temperature of air entering indoor side (°C) dry-bulb wet-bulb (maximum)	20 12
Temperature of air entering outdoor side (°C) dry-bulb wet-bulb	2 1
Test frequency	Rated frequency ¹⁾
Test voltage	Rated voltage ²⁾
1) Equipment with dual-rated frequencies shall be tested at each frequency.	
2) The test voltage on dual-rated voltage equipment shall be performed at both voltages or at the higher of the two voltages if only a single rating is published.	

6 Test methods and uncertainties of measurements

6.1 Test methods

6.1.1 Capacity and performance tests of non-ducted air conditioners and heat pumps are conducted using either the room calorimeter method or the indoor air-enthalpy method. Both methods are permitted subject to the provision that the results are within the limits of the uncertainties of measurement established in 6.2.

6.1.2 The room calorimeter can be of either the calibrated type or the balanced ambient type, as described in annex B.

6.1.3 In the air-enthalpy method, heating or cooling capacities are determined from measurements of entering and leaving wet- and dry-bulb temperatures and the associated air-flow rate. This method can be employed for the indoor-side tests of all equipment. Subject to the additional requirements of annex F, this method may be used for the outdoor-side tests. This method can be applied to water-cooled condensing equipment for which a second determination of the cooling capacity from measurements on the water-side is possible.

6.2 Uncertainties of measurement

The uncertainties of measurement shall not exceed the values specified in table 10.

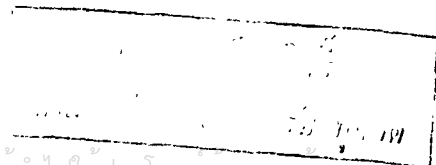
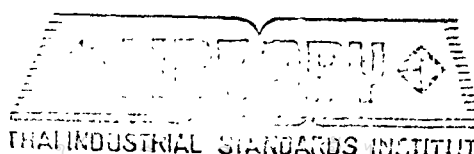
6.3 Variations in individual readings

The maximum allowable variations of individual readings from stated conditions in the performance tests shall be as shown in table 11. The maximum permissible variation of any observation during the capacity test shall be as shown in table 12.

6.4 Test tolerances

6.4.1 The maximum permissible variation of any observation represents the greatest permissible difference between maximum and minimum instrument observations during the test. When expressed as a percentage, the maximum allowable variation is the specified percentage of the arithmetical mean of the observations.

6.4.2 The maximum permissible variations of the mean of the test observations from the standard or desired test conditions are shown in table 12.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษเท่านั้น เมื่อผู้ยืมได้หน้าไปใช้ประโยชน์ตามการคว
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 10 — Uncertainties of measurement of indicated values

Measured quantity	Uncertainty of measurement ¹⁾
Water temperature temperature difference volume flow static pressure difference	$\pm 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 5 \%$ $\pm 5 \text{ Pa}$
Air dry-bulb temperature wet-bulb temperature volume flow static pressure difference	$\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,2 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 5 \%$ $\pm 5 \text{ Pa}$ for pressure $\leq 100 \text{ Pa}$ $\pm 5 \%$ for pressure $> 100 \text{ Pa}$
Electrical inputs	$\pm 0,5 \%$
Time	$\pm 0,2 \%$
Mass	$\pm 1,0 \%$
Speed	$\pm 1,0 \%$
<p>1) Uncertainty of measurement is an estimate characterizing the range of values within which the true value of a measurand lies (measurand is a quantity subject to measurement).</p> <p>NOTE — Uncertainty of measurement comprises, in general, many components. Some of these components may be estimated on the basis of the statistical distribution of the results of series of measurements and can be characterized by experimental standard deviations. Estimates of other components can be based on experience or other information.</p>	

Table 11 — Variations allowed in performance test readings

Quantity measured	Maximum allowable variations in individual readings from stated performance test conditions
For minimum operating conditions test air temperatures water temperatures	$+1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $+0,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$
For maximum operating conditions test air temperatures water temperatures	$-1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $-0,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$
For other tests air temperatures water temperatures	$\pm 1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $\pm 0,6 \text{ }^{\circ}\text{C}$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 12 — Variations allowed in capacity test readings

Readings	Variations of arithmetical mean values from specified test conditions	Maximum variation of individual reading from rating conditions
Temperature of air entering indoor side dry-bulb wet-bulb	$\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ $\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$ $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperature of air entering outdoor side dry-bulb wet-bulb	$\pm 0,3 \text{ }^\circ\text{C}$ $\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$ $\pm 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$
Temperature of air leaving outdoor side dry-bulb		$\pm 1,0 \text{ }^\circ\text{C}$
Air volume flowrate	$\pm 5 \%$	$\pm 10 \%$
Voltage	$\pm 1 \%$	$\pm 2 \%$
Water temperature inlet outlet	$\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$ $\pm 0,1 \text{ }^\circ\text{C}$	$\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$ $\pm 0,2 \text{ }^\circ\text{C}$
Water volume flowrate	$\pm 1 \%$	$\pm 2 \%$
External resistance to air-flow	$\pm 5 \text{ Pa}$	$\pm 10 \text{ Pa}$

7 Test results

g) effective power input to the equipment or individual power inputs to each of the electrical equipment components, in watts.

7.1 Capacity calculations

7.1.2 Adjustments

7.1.1 General

The results of a capacity test shall express quantitatively the effects produced upon air by the equipment tested. For given test conditions, the capacity test results shall include such of the following quantities as are applicable to cooling or heating and to the type of equipment tested.

Test results shall be used to determine capacities without adjustment for permissible variations in test conditions, except that air enthalpies, specific volumes and isobaric specific heat capacities shall be corrected for deviations from saturation temperature and standard barometric pressure.

- a) total cooling capacity, in watts;
- b) sensible cooling capacity, in watts;
- c) latent cooling capacity, in watts;
- d) heating capacity, in watts;
- e) indoor-side air-flowrate, in cubic metres per second of standard air;
- f) external resistance to indoor air-flow, in pascals;

7.2 Data to be recorded

The data to be recorded for the capacity tests are given in tables 13 and 14 for the calorimeter test method and in table 15 for the indoor air-enthalpy test method. The tables identify the general information required but are not intended to limit the data to be obtained. Electrical input values used for rating purposes shall be those measured during the capacity tests.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกร นำไปใช้

การศึกษานาน ไม่นานกว่าหน้าไปไซประโยชน์ดานการค
 มี.....

7.3 Test report

7.3.1 General information

As a minimum, the test report shall contain the following general information:

- a) date;
- b) test institute,
- c) test location;
- d) test method used (calorimeter or air enthalpy);

- e) test supervisor;
- f) test objective, type designation;
- g) reference to this International Standard.

7.3.2 Additional information

The information given on the nameplate should be noted on the test report.

7.3.3 Rating test results

The values given shall be the mean of the values taken over the test period.

Table 13 — Data to be recorded for calorimeter cooling capacity tests

No.	Data
1	Date
2	Observers
3	Barometric pressure
4	Speed of equipment cooling fan(s)
5	Applied voltage
6	Frequency
7	Total power input to equipment ¹⁾
8	Total current input to equipment
9	Control dry-bulb and wet-bulb temperature of air (indoor-side calorimeter compartment) ²⁾
10	Control dry-bulb and wet-bulb temperature of air (outdoor-side calorimeter compartment) ²⁾
11	Average air temperature outside the calorimeter (calibrated room-type; see figure B.4)
12	Total power input to indoor-side and outdoor-side compartments
13	Quantity of water evaporated in humidifier
14	Temperature of humidifier water entering indoor-side and outdoor-side (if used) compartments or in humidifier tank
15	Cooling water flowrate through outdoor-side compartment heat-rejection coil
16	Temperature of cooling water entering outdoor-side compartment, for heat-rejection coil
17	Temperature of cooling water leaving outdoor-side compartment, from heat-rejection coil
18	Cooling water flowrate through equipment condenser (water-cooled units only)
19	Temperature of water entering equipment condenser (water-cooled units only)
20	Temperature of water leaving equipment condenser (water-cooled units only)
21	Mass of water from equipment which is condensed in the reconditioning equipment ³⁾
22	Temperature of condensed water leaving outdoor-side compartment
23	Volume of air-flow through measuring nozzle of separating partition
24	Air-static pressure difference across separating partition of calorimeter compartments

1) Total power input to the equipment, except if more than one external power connection is provided on the equipment; record input to each connection separately.

2) See B.1.7.

3) For equipment which evaporates condensate on the outdoor coil.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 14 — Data to be recorded for calorimeter heating capacity tests

No.	Data
1	Date
2	Observers
3	Barometric pressure
4	Speed of equipment heating fan(s)
5	Applied voltage
6	Frequency
7	Total power input to equipment ¹⁾
8	Total current input to equipment
9	Control dry-bulb and wet-bulb temperature of air (indoor-side calorimeter compartment) ²⁾
10	Control dry-bulb and wet-bulb temperature of air (outdoor-side calorimeter compartment) ²⁾
11	Average air temperature outside the calorimeter (calibrated room-type; see figure B.4)
12	Total power input to indoor-side and outdoor-side compartments
13	Quantity of water evaporated in humidifier
14	Temperature of humidifier water entering indoor-side and outdoor-side (if used) compartments or in humidifier tank
15	Cooling water flowrate through outdoor-side compartment heat-rejection coil
16	Temperature of cooling water entering outdoor-side compartment, for heat-rejection coil
17	Temperature of cooling water leaving outdoor-side compartment, from heat-rejection coil
18	Water condensed in indoor-side or outdoor-side compartment
19	Temperature of condensed water leaving indoor-side compartment
20	Volume of air-flow through measuring nozzle of separating partition
21	Air-static pressure difference across separating partition of calorimeter compartments

1) Total power input to the equipment, except if more than one external power connection is provided on the equipment; record input to each connection separately.

2) See B.1.7.

[Signature]

[Date]

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Table 15 — Data to be recorded during the indoor air-enthalpy capacity tests

No.	Data
1	Date
2	Observers
3	Barometric pressure
4	Time of test
5	Power input ¹⁾
6	Applied voltage(s)
7	Current
8	Frequency
9	External resistance to air-flow
10	Fan speed(s) (if adjustable)
11	Dry-bulb temperature of air entering equipment
12	Wet-bulb temperature of air entering equipment
13	Dry-bulb temperature of air leaving equipment
14	Wet-bulb temperature of air leaving equipment
15	Volume flowrate of air and all relevant measurements for its calculation

1) Total power input and, where required, input to equipment components.

8 Marking provisions

8.1 Nameplate requirements

Each non-ducted air conditioner and heat pump shall have a nameplate, firmly attached and in a location accessible for reading.

8.2 Nameplate information

The nameplate shall carry the following minimum information in addition to the information required by international safety standards:

- a) manufacturer's name or trademark³⁾;
- b) distinctive type or model designation and serial number;
- c) rated voltage(s);
- d) rated frequency(ies);
- e) climate application type(s) (see 4.1);
- f) total cooling capacity⁴⁾;

g) heating capacity⁴⁾;

h) refrigerant designation and refrigerant mass charge.

8.3 Refrigerant designation

Refrigerant designation shall be in accordance with ISO 817.

8.4 Split systems

The information in a), b), c), d) and h) in 8.2 shall be provided on each element of a split system.

9 Publication of ratings

9.1 Standard ratings

9.1.1 Standard ratings shall be published for cooling capacities (sensible, latent and total), heating capacity, energy efficiency ratio and coefficient of performance, as appropriate, for each unit produced in conformance to this International Standard. These ratings shall be based on data obtained at the established rating con-

3) The manufacturer is considered to be the firm whose name is on the nameplate.

4) For each rated voltage and frequency.

เอกสารนี้เป็นเอกสารตัวอย่างเพื่อใช้ในการเรียนการสอน ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ditions in accordance with the provisions of this International Standard.

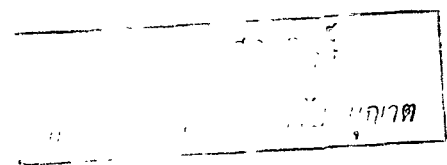
9.1.2 The values of the standard capacities shall be expressed in kilowatts, rounded to the nearest 0,1 kW.

9.1.3 The values of energy efficiency ratios and coefficients of performance shall be expressed in multiples of the nearest 0,05.

9.1.4 Each capacity rating shall be followed by the corresponding voltage and frequency rating.

9.2 Other ratings

Additional ratings may be published based on conditions other than those specified as standard rating conditions if they are clearly specified and the data are determined by the methods specified in this International Standard, or by analytical methods which are verifiable by the test methods specified in this international Standard.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Annex A (normative)

Test procedures

A.1 General test room requirements

A.1.1 If an indoor-condition test room is required, it shall be a room or space in which the desired test conditions can be maintained within the specified tolerances. It is recommended that air velocities in the vicinity of the equipment under test do not exceed 2,5 m/s.

A.1.2 If an outdoor-condition test room or space is required, it shall be of sufficient volume and shall circulate air in a manner such that it does not change the normal air-circulating pattern of the equipment under test. It shall be of dimensions such that the distance from any room surface to any equipment surface from which air is discharged is not less than 1,8 m and the distance from any other room surface to any other equipment surface is not less than 0,9 m, except for floor or wall relationships required for normal equipment installation. The room conditioning apparatus should handle air at a rate not less than the outdoor air-flowrate, and preferably should take this air from the direction of the equipment air discharge and return it at the desired conditions uniformly and at low velocities.

A.2 Equipment installation

A.2.1 The equipment to be tested shall be installed in accordance with the manufacturer's installation instructions, using recommended installation procedures and accessories. If the equipment can be installed in several locations, the tests shall be conducted using the worst location. In all cases, the manufacturer's recommendations with respect to distances from adjacent walls, amount of extensions through walls, etc., shall be followed.

A.2.2 No alterations to the equipment shall be made except for the attachment of required test apparatus and instruments in the specified manner.

A.2.3 Where necessary, the equipment shall be evacuated and charged with the type and amount of refrigerant specified in the manufacturer's instructions.

A.2.4 All standard ratings for equipment in which the condenser and the evaporator are two separate assemblies shall be determined with the maximum length of refrigerant tubing on each line, of a length specified by the manufacturer, or 7,5 m, whichever is the shorter. Such equipment in which the interconnecting tubing is furnished as an integral part of the unit and not recommended for cutting to length should be tested with the complete length of tubing furnished. Unless constrained by the design, at least half of the interconnecting tubing shall be exposed to the outdoor conditions with the rest of the tubing exposed to indoor conditions. The line diameters, insulation, details of installation, evacuation and charging shall be in accordance with the manufacturer's published recommendations.

A.3 Electrical supply requirements

The voltages specified shall be maintained within the specified percentages under running conditions. The electrical service supplied to the equipment's service connection shall be such that the voltage will not rise more than 3 % when the equipment is stopped. After the service has been adjusted to accomplish this result, no subsequent adjustment shall be made during the test.

A.4 Heating capacity test in the defrost region

A.4.1 During the tests, a capacity determination based only on indoor air-circuit measurements is permissible. During this test, any apparatus disturbing normal outdoor air-flow through the equipment shall not be connected. The indoor air-flow is to be allowed to continue with no changes in the air-flow settings for the test equipment or for the associated test apparatus, except that if the defrost controls provide for stopping the indoor fan, provision shall be made to shut off the flow of air through the indoor coil from the test apparatus while the indoor fan is stopped. An integrating watt-hour meter shall be used for obtaining electrical input to the equipment.

เอกสารนี้เป็นเอกสารสงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

A.4.2 The test room reconditioning apparatus and the equipment under test shall be operated until equilibrium conditions are attained, but for not less than 1 h, except that normal variations due to operation of the defrost controls of the equipment may occur. Under defrost conditions, the normal functioning of the test room reconditioning apparatus may be disturbed. Because of this, the operational tolerances shall be three times those specified in table 12.

A.4.3 The equipment shall be operated for a test period of 3 h. If the equipment is in defrost at the end of this test period, the cycle shall be completed. Data

shall be recorded at normal 5-min intervals except that, during the defrost cycle, data shall be recorded at least every 10 s to establish accurately the start and completion of the defrost cycle, the time-temperature pattern of the indoor air stream (if the indoor fan is running), and the electrical input to the equipment.

A.4.4 Transient conditions and internal losses make it impractical in many cases to obtain accurate simultaneous checks of measured heating capacity. Hence, the accuracy of the primary measurement equipment is verified by means of a qualification test procedure as described in E.6 of annex F.



12/11/2015
 12/11/2015

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Annex B (normative)

Calorimeter test method

B.1 General

B.1.1 The calorimeter provides a method for determining capacity simultaneously on both the indoor side and the outdoor side. In the cooling mode, the indoor-side capacity determination is made by balancing the cooling and dehumidifying effects with measured heat and water inputs. The outdoor-side capacity provides a confirming test of the cooling and dehumidifying effect by balancing the heat and water rejection on the condenser side with a measured amount of cooling.

B.1.2 The two calorimeter compartments, indoor side and outdoor side, are separated by an insulated partition having an opening into which the non-ducted equipment is mounted. The equipment shall be installed in a manner similar to a normal installation. No effort shall be made to seal the internal construction of the equipment to prevent air leakage from the condenser side to the evaporator side or vice versa. No connections or alterations shall be made to the equipment which might in any way alter its normal operation.

B.1.3 A pressure-equalizing device as illustrated in figure B.1 shall be provided in the partition wall between the indoor-side and the outdoor-side compartments to maintain a balanced pressure between these compartments and also to permit measurement of leakage, exhaust and ventilation air. This device consists of one or more nozzles of the type shown in figure B.2, a discharge chamber equipped with an exhaust fan, and manometers for measuring compartment and air-flow pressures. A suggested arrangement of components is shown in figure B.3.

Since the air-flow from one compartment to the other may be in either direction, two such devices mounted in opposite directions, or a reversible device, shall be used.

The manometer pressure pickup tubes shall be so located as to be unaffected by air discharged from the equipment or by the exhaust from the pressure-equalizing device. The fan or blower which exhausts air from the discharge chamber shall permit variation

of its air-flow by any suitable means, such as a variable speed drive, or a damper as shown in figure B.3. The exhaust from this fan or blower shall be such that it will not affect the inlet air to the equipment.

The equalizing device shall be adjusted during calorimeter tests or air-flow measurements so that the static pressure difference between the indoor-side and outdoor-side compartments is not greater than 1,25 Pa.

B.1.4 The size of the calorimeter shall be sufficient to avoid any restriction to the intake or discharge openings of the equipment. Perforated plates or other suitable grilles shall be provided at the discharge opening from the reconditioning equipment to avoid face velocities exceeding 0,5 m/s. Sufficient space shall be allowed in front of any inlet or discharge grilles of the air conditioner to avoid interference with the air-flow. Minimum distance from the equipment to side walls or ceiling of the compartment(s) shall be 1 m, except for the back of console-type equipment, which shall be in a normal relationship to the wall. Table B.1 gives the suggested dimensions for the calorimeter. To accommodate peculiar sizes of equipment, it may be necessary to alter the suggested dimensions to comply with the space requirements.

B.1.5 Each compartment shall be provided with reconditioning equipment to maintain specified air-flow and specified conditions. Reconditioning apparatus for the indoor-side compartment shall consist of heaters to supply sensible heat and a humidifier to supply moisture. Reconditioning apparatus for the outdoor-side compartment shall provide cooling, dehumidification and humidification. The energy should be controlled and measured.

When calorimeters are used for heat pumps, they shall have heating, humidifying and cooling capabilities for both rooms (see figures B.4 and B.5) or other means, such as rotating the equipment, may be used as long as the rating conditions are maintained.

เอกสารนี้เป็นเอกสารลิขสิทธิ์ของวิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยฯ ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

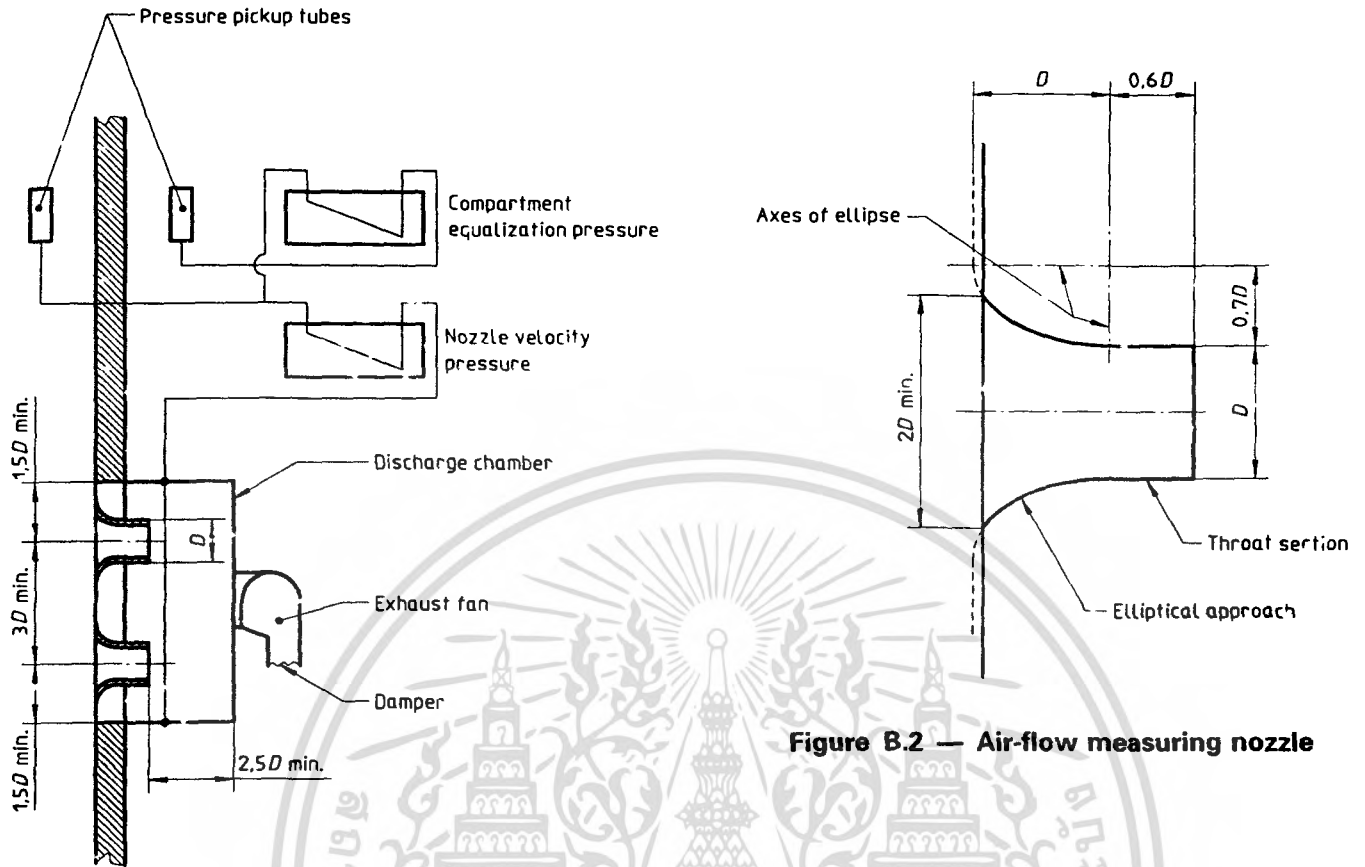


Figure B.1 -- Pressure-equalizing device

Figure B.2 — Air-flow measuring nozzle

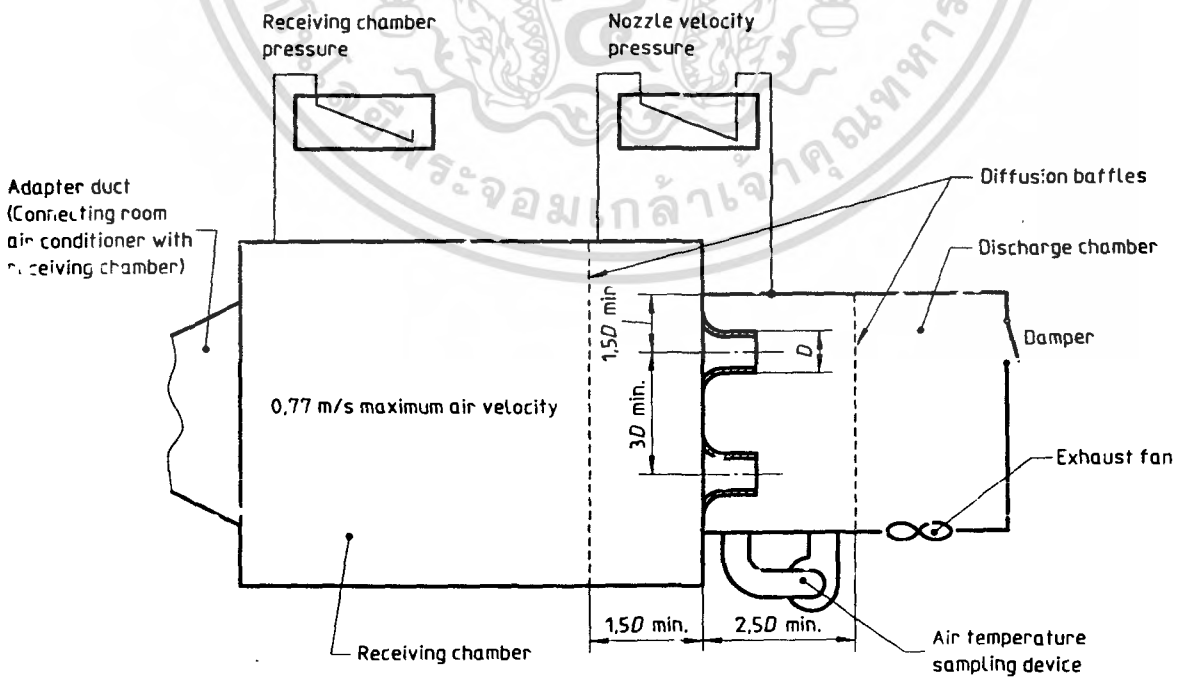


Figure B.3 — Air-flow measuring apparatus

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้นไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

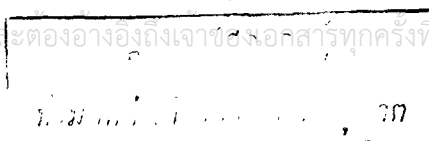


Table B.1 — Sizes of calorimeter

Maximum rated cooling capacity of equipment ¹⁾ W	Suggested minimum inside dimensions of each room of calorimeter m		
	Width	Height	Length
3 000	2,4	2,1	1,8
6 000	2,4	2,1	2,4
9 000	2,7	2,4	3,0
12 000	3,0	2,4	3,7

1) All figures are round numbers.

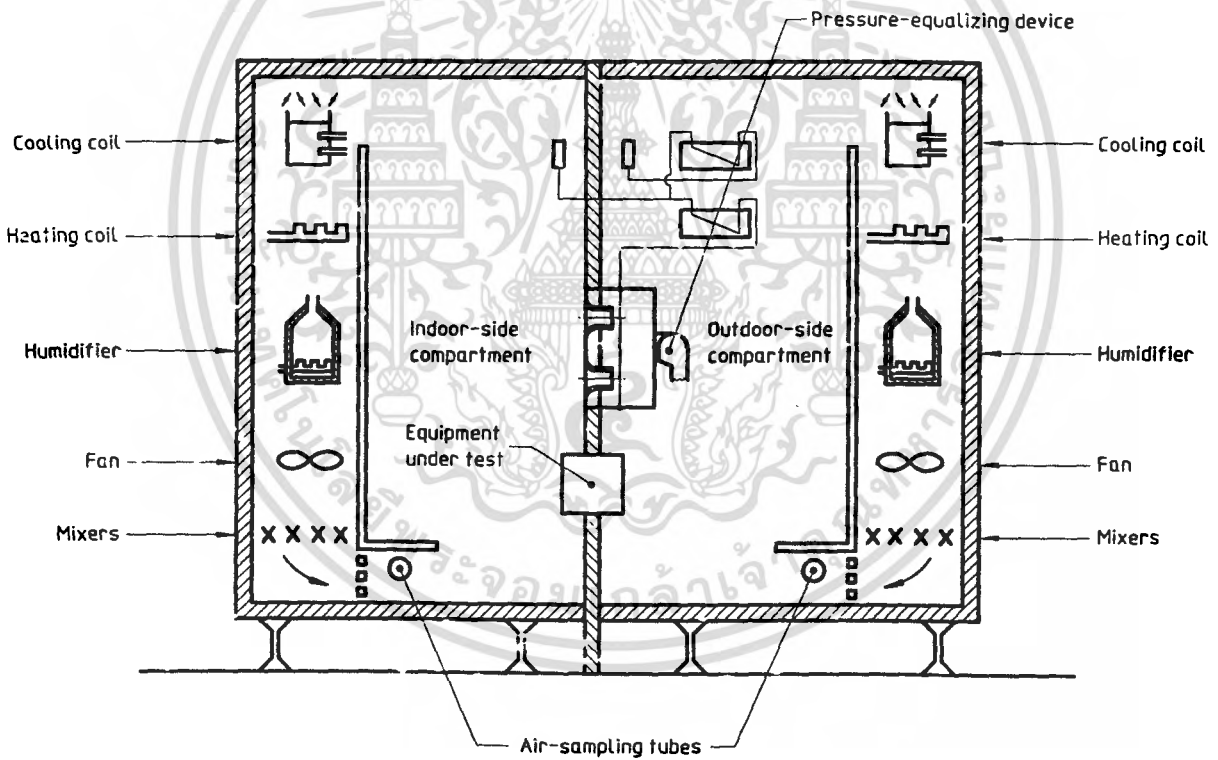


Figure B.4 — Typical calibrated room-type calorimeter

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

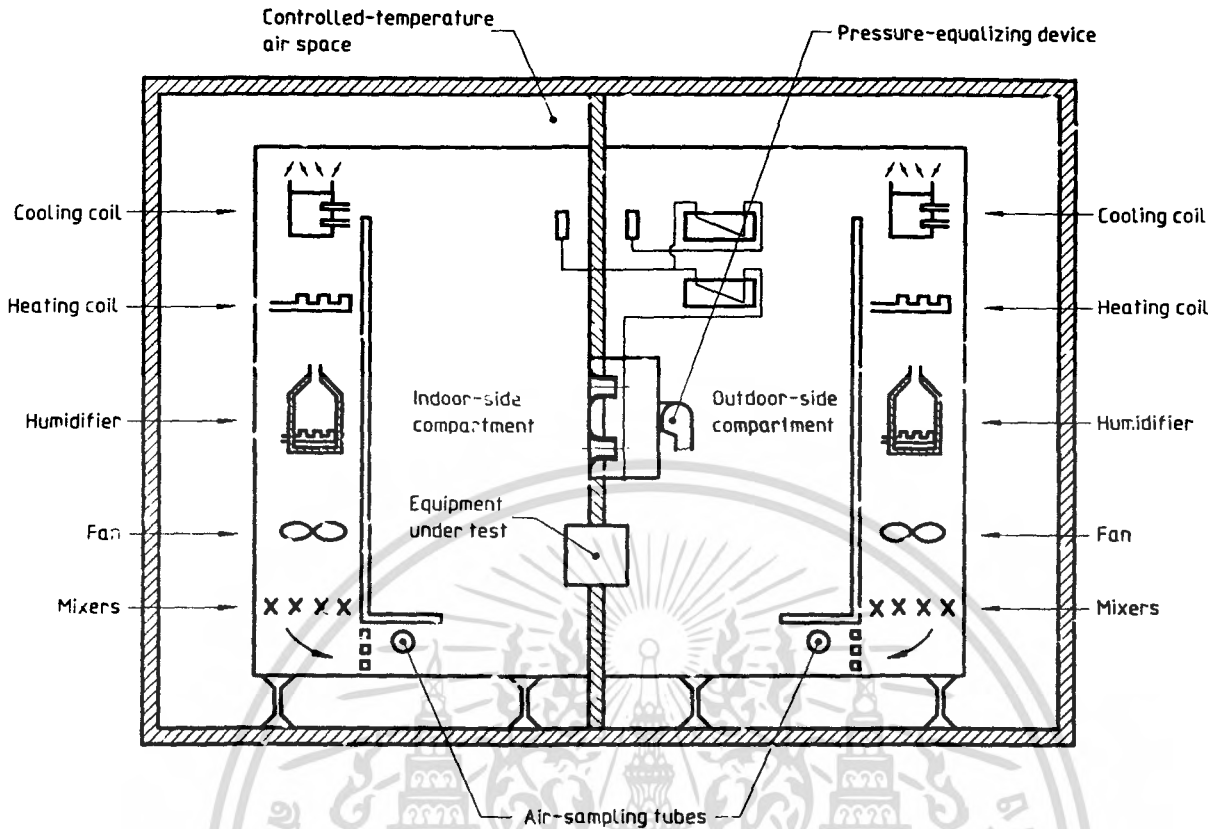


Figure B.5 — Typical balanced ambient room-type calorimeter

B.1.6 Reconditioning apparatus for both compartments shall be provided with fans of sufficient capacity to ensure air-flows of not less than twice the quantity of air discharged by the equipment under test in the calorimeter, and air velocities at the discharge of the reconditioning apparatus of less than 1 m/s. The calorimeter shall be equipped with means of measuring or determining specified wet- and dry-bulb temperatures in both calorimeter compartments.

B.1.7 It is recognized that in both the indoor-side and outdoor-side compartments, temperature gradients and air-flow patterns result from the interaction of the reconditioning equipment and test apparatus. Therefore, the resultant conditions are peculiar to and dependent upon a given combination of compartment size, arrangement and size of reconditioning apparatus, and the air discharge characteristics of the equipment under test.

The point of measurement of specified test temperatures, both wet- and dry-bulb, shall be such that the following conditions are fulfilled.

- a) The measured temperatures shall be representative of the temperature surrounding the equipment, and shall simulate the conditions

encountered in an actual application for both indoor and outdoor sides, as indicated above.

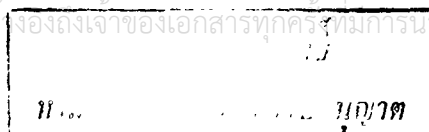
- b) At the point of measurement, the temperature of the air shall not be affected by air discharged from the equipment. This makes it mandatory that the temperatures are measured upstream of any recirculation produced by the equipment.

B.1.8 Interior surfaces of the calorimeter compartments shall be of non-porous material with all joints sealed against air and moisture leakage. The access door shall be tightly sealed against air and moisture leakage by use of gaskets or other suitable means.

B.2 Transient heating capacity test

B.2.1 The test room reconditioning apparatus and the heat pump under test shall be operated under specified rating conditions until "equilibrium" conditions are attained, but for not less than 1 h, except that variations due to operation of defrost controls may occur. Under defrost conditions, the normal functioning of the test room reconditioning apparatus may be disturbed and the maximum allowable variation of air temperature readings from rating conditions shall be three times those shown in table 12.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



B.2.2 If defrost controls on the heat pump provide for stopping the indoor air-flow, provision shall be made to stop the test apparatus air-flow to the equipment on both the indoor and outdoor sides during such a defrost period. If it is desirable to maintain operation of the reconditioning apparatus during the defrost period, provision may be made to bypass the conditioned air around the equipment as long as assurance is provided that the conditioned air does not aid in the defrosting. A watt-hour meter shall be used for obtaining the integrated electrical input to the equipment under test.

B.2.3 The equipment shall be operated for a minimum test period complying with one of the following:

- a) a minimum of three complete defrost cycles;
- b) a minimum of 3 h, including one complete defrost cycle;
- c) 6 h, if no defrosting occurs.

B.2.4 If the equipment is in defrost at the end of this test period, the cycle shall be completed. A defrost cycle comprises one complete heating and defrosting interval. Data shall be recorded at not more than 5-min intervals except that, during the defrost cycle and recovery period, data shall be recorded at sufficient frequency to establish accurately the time-temperature pattern of the indoor air stream (if the indoor fan is running), and the electrical input to the equipment under test.

B.3 Calibrated room-type calorimeter

B.3.1 The calibrated room-type calorimeter is shown in figure B.4. Each calorimeter, including the separating partition, shall be insulated to prevent heat leakage (including radiation) in excess of 5 % of the capacity of the equipment. An air space permitting free circulation shall be provided under the calorimeter floor.

B.3.2 Heat leakage may be determined in either the indoor-side or outdoor-side compartment by the following method.

All openings shall be closed. Either compartment may be heated by electric heaters to a temperature of at least 11 °C above the surrounding ambient temperature. The ambient temperature shall be maintained constant within ± 1 °C outside all six enveloping surfaces of the compartment, including the separating partition. If the construction of the partition is identical with that of the other walls, the heat leakage through

the partition may be determined on a proportional area basis.

B.3.3 For calibrating the heat leakage through the separating partition alone, the following procedure may be used.

A test is carried out as described above. Then the temperature of the adjoining area on the other side of the separating partition is raised to equal the temperature in the heated compartment, thus eliminating heat leakage through the partition, while the 11 °C differential is maintained between the heated compartment and the surrounding ambient temperature of the other five enveloping surfaces.

The difference in heat input between the first test and second test will permit determination of the leakage through the partition alone.

B.3.4 For the outdoor-side compartment equipped with means for cooling, an alternative means of calibration may be to cool the compartment to a temperature at least 11 °C below the ambient temperature (on six sides) and carry out a similar analysis.

B.3.5 As an alternative to the two-room simultaneous method of determining capacities, the performance of the indoor-side compartment shall be verified at least every 6 months using an industrial standard cooling capacity calibrating device. A calibrating device may also be another equipment whose performance has been measured by the simultaneous indoor and outdoor measurement method at an accredited national test laboratory as part of an industry-wide cooling capacity verification programme.

B.4 Balanced ambient room-type calorimeter

B.4.1 The balanced ambient room-type calorimeter is shown in figure B.5 and is based on the principle of maintaining the dry-bulb temperatures surrounding the particular compartment equal to the dry-bulb temperatures maintained within that compartment. If the ambient wet bulb temperature is also maintained equal to that within the compartment, the vapour-proofing provisions of B.1.8 are not required.

B.4.2 The floor, ceiling and walls of the calorimeter compartments shall be spaced a sufficient distance away from the floor, ceiling and walls of the controlled areas in which the compartments are located in order to provide a uniform air temperature in the intervening

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

space. It is recommended that this distance be at least 0,3 m. Means shall be provided to circulate the air within the surrounding space to prevent stratification.

B.4.3 Heat leakage through the separating partition shall be introduced into the heat balance calculation and may be calibrated in accordance with B.3.3, or may be calculated.

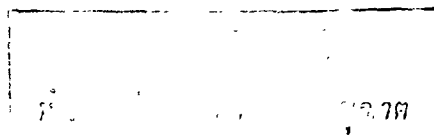
B.4.4 It is recommended that the floor, ceiling and walls of the calorimeter compartments be insulated so as to limit heat leakage (including radiation) to no more than 10 % of the test equipment's capacity, with an 11 °C temperature difference, or 300 W for

the same temperature difference, whichever is the greater, as tested using the procedure given in B.3.2.

B.5 Calorimeter and auxiliary equipment for water-cooled condenser tests

B.5.1 The indoor-side compartment of a room calorimeter of either the calibrated or the balanced ambient type shall be used.

B.5.2 Measurements shall be made for determining flow and temperature rise of the condenser cooling water. Water lines shall be insulated between the condenser and the temperature-measuring points.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Annex C (normative)

Heating and cooling capacity calculations

C.1 Cooling capacity calculations (Calorimeter method)

C.1.1 The total room-cooling effect on the indoor side, as tested in either the calibrated or balanced-ambient room-type calorimeter (see figures B.4 and B.5) is calculated as follows:

$$\Phi_{\text{tci}} = \sum P_r + (h_{w1} - h_{w2})W_r + \Phi_{\text{lp}} + \Phi_{\text{lr}} \dots \text{(C.1)}$$

where

Φ_{tci} is the total cooling capacity, indoor-side data, in watts;

$\sum P_r$ is the sum of all power input to the indoor-side compartment, in watts;

h_{w1} is the specific enthalpy of water or steam supplied to maintain humidity; if no water is introduced during the test, h_{w1} is taken at the temperature of the water in the humidifier tank of the reconditioning apparatus, in kilojoules per kilogram;

h_{w2} is the specific enthalpy of condensed moisture leaving the indoor-side compartment, since transfer of condensed moisture from the indoor-side to the outdoor-side compartment usually takes place within the test equipment; when it is not practical to measure this temperature, the temperature of the condensate may be assumed to be at the measured, or estimated, wet-bulb temperature of the air leaving the test equipment, in kilojoules per kilogram;

W_r is the rate at which water vapour is condensed by the equipment under test, in grams per second; this is measured as the amount of water, in grams per second, evaporated into the indoor-side compartment by the reconditioning to maintain the required humidity;

Φ_{lp} is the heat leakage rate into the indoor-side compartment through the partition separating the indoor-side and outdoor-side compartments, as determined from the calibrating test (or may be based on calculation in the case of a balanced-ambient room-type calorimeter), in watts;

Φ_{lr} is the heat leakage rate into the indoor-side compartment through walls, floor and ceiling (but not including the separating partition) as determined from the calibrating test, in watts.

C.1.2 The total cooling capacity on the outdoor side, as tested in either the calibrated or balanced-ambient room-type calorimeter (see figures B.4 and B.5) is calculated as follows:

$$\Phi_{\text{tco}} = \Phi_c - \sum P_o - P_t + (h_{w3} - h_{w2})W_r + \Phi_{\text{lp}} + \Phi_{\text{lo}} \dots \text{(C.2)}$$

where

Φ_{tco} is the total cooling capacity as determined on the outdoor-side compartment, in watts;

Φ_c is the heat removed by the cooling coil in the outdoor-side compartment, in watts;

$\sum P_o$ is the sum of all power input to any equipment, such as reheaters, circulating fans, etc., in the outdoor-side compartment, in watts;

P_t is the total power input to the equipment under test, in watts;

h_{w2} is as defined in C.1.1;

h_{w3} is the specific enthalpy of the condensed moisture removed by the air-treating coil in the outdoor-side compartment reconditioning apparatus, taken at the temperature at which the condensate leaves the compartment, in kilojoules per kilogram;

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

W_r is as defined in C.1.1;

Φ_{lp} is as defined in C.1.1;

NOTE 3 This quantity will be numerically equal to that used in equation (C.1) (see C.1.1) if, but only if, the area of the separating partition exposed to the outdoor side is equal to the area exposed to the indoor-side compartment.

Φ_{loo} is the heat leakage from the outdoor side (but not including heat leakage through the separating partition), as determined from the calibrating test, in watts.

C.1.3 The total cooling capacity of a liquid (water)-cooled equipment deducted from the condenser side is calculated as follows:

$$\Phi_{tco} = \Phi_{co} - \sum P_E \quad \dots (C.3)$$

where

Φ_{tco} is as defined in C.1.2;

Φ_{co} is the heat removed by the condenser coil in the equipment, in watts;

$\sum P_E$ is the effective power input to the equipment, in watts.

C.1.4 The latent cooling capacity (room-dehumidifying capacity) is calculated as follows:

$$\Phi_d = K_1 W_r \quad \dots (C.4)$$

where

Φ_d is the latent cooling capacity, in watts;

K_1 is 2,460 kJ/kg;

W_r is as defined in C.1.1.

C.1.5 The sensible cooling capacity is calculated as follows:

$$\Phi_s = \Phi_{tci} - \Phi_d \quad \dots (C.5)$$

where

Φ_s is the sensible cooling capacity, in watts;

Φ_{tci} is as defined in C.1.1;

Φ_d is as defined in C.1.4.

C.1.6 The sensible heat ratio (SHR) is calculated as follows:

$$SHR = \Phi_s / \Phi_{tci} \quad \dots (C.6)$$

where

Φ_s is as defined in C.1.5;

Φ_{tci} is as defined in C.1.1.

C.2 Heating capacity calculations (Calorimeter method)

C.2.1 Determination of the heating capacity by measurement in the indoor-side compartment is calculated as follows:

$$\Phi_{hi} = \Phi_{tci} + \Phi_t + \Phi_{li} - P_i \quad \dots (C.7)$$

where (as also in the case of split-system equipment)

Φ_{hi} is the heating capacity as determined in the indoor-side compartment, in watts;

Φ_{tci} is the heat-flow removed from the indoor-side compartment, in watts;

Φ_t is the heat-flow through the partition wall from the indoor-side to the outdoor-side compartment, in watts;

Φ_{li} is the heat-flow through the remaining enveloping surfaces of the indoor-side compartment, in watts;

P_i is the other power input to the indoor-side compartment (e.g. illumination, electrical and thermal power input to the compensating device, heat balance of the humidification device), in watts.

NOTE 4 The transfer of energy by the equalizing air-flow and by the leakage air-flow of the unit is a function of the respective test equipment and is not to be taken into account when determining the capacity.

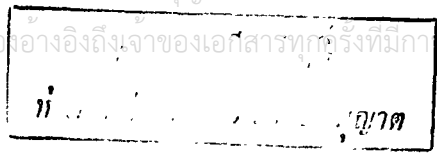
C.2.2 Determination of the heating capacity by measurement of the heat-absorbing side is calculated as follows for equipment where the evaporator takes the heat from an air-flow:

$$\Phi_{ho} = P_o + P_t + q_{wo}(h_{w4} - h_{w5}) + \Phi_t + \Phi_{loo} \quad \dots (C.8)$$

where

Φ_{ho} is the heating capacity as determined in the outdoor-side compartment, in watts;

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีกา นำไปใช้



- P_o is the total power input to the outdoor-side compartment with the exception of the power input to the equipment, in watts;
- P_t is as defined in C.1.2;
- q_{wo} is the mass flowrate of water supplied to the outside compartment to maintain the test conditions, in grams per second;
- h_{w1} is the specific enthalpy of the water mass flow supplied to the outdoor-side compartment, in kilojoules per kilogram;
- h_{w5} is the specific enthalpy of the condensed water (in the test condition, this is high) and frost, respectively (in the test condition, this is low or extra-low) in the equipment, in kilojoules per kilogram;
- Φ_t is as defined in C.2.1;
- Φ_{lo} is the heat-flow through the remaining enveloping surfaces into the outdoor-side compartment, in watts.

- c_{pa} is the specific heat of dry air, in joules per kilogram kelvin;
- t_{a2} is the temperature of air leaving the indoor side, in degrees Celsius;
- t_{a1} is the temperature of air entering the indoor side, in degrees Celsius;
- v'_n is the specific volume of air at point of measurement of air-water vapour mixture, in cubic metres per kilogram;
- w_n is the specific humidity of air, in kilograms per kilogram of dry air.

If line loss corrections are to be made, they shall be included in the capacity calculations.

C.3.4 When moisture is deliberately added to the indoor air stream in order to provide humidification, there is a significant change in moisture content between the indoor air entering and leaving, and the following expression shall be used:

$$\Phi_{hi} = \frac{q_{mi}(h_{a2} - h_{a1})}{v'_n(1 + w_n)} \dots (C.10)$$

where

- Φ_{hi} is as defined in C.2.1;
- q_{mi} is as defined in C.3.3;
- h_{a1} is the enthalpy of air entering the indoor side, in kilojoules per kilogram of dry air;
- h_{a2} is the enthalpy of air leaving the indoor side, in kilojoules per kilogram of dry air;
- v'_n is as defined in C.3.3;
- w_n is as defined in C.3.3.

NOTE 5 The transfer of energy by the equalizing air-flow and the leakage air-flow of the equipment is neglected.

C.3 Heating capacity calculations (Air-enthalpy method)

C.3.1 The results of the test shall express quantitatively the effect produced upon the air by the equipment tested. The test results shall include the heating capacity, recirculating air-flow, and the total energy input to the equipment.

C.3.2 During heating capacity and qualification tests, the measuring apparatus (figure C.1) permits some heat loss which must be determined by suitable calibration techniques and credited to the overall heating capacity.

C.3.3 The heating capacity based on indoor-side data is calculated by the following equation⁵⁾:

$$\Phi_{hi} = \frac{q_{mi}c_{pa}(t_{a2} - t_{a1})}{v'_n(1 + w_n)} \dots (C.9)$$

where

- Φ_{hi} is as defined in C.2.1;
- q_{mi} is the indoor air-flowrate at a measurement point, in cubic metres per second;

C.3.5 The transient total heating capacity shall be calculated as shown in C.3.4 and averaged with respect to time for the entire test period. When the indoor air-flow of the equipment stops during defrosting, the capacity during this interval shall be considered to be zero, but the elapsed time must be included in the total test period for obtaining the mean heating capacity.

C.3.6 Test results shall be used to determine capacity without adjustment for permissible variations in test conditions.

5) Equation (C.9) does not provide allowances for heat leakage in the test equipment.
 เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใ้ช้เฉพาะเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ใ้บริการใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

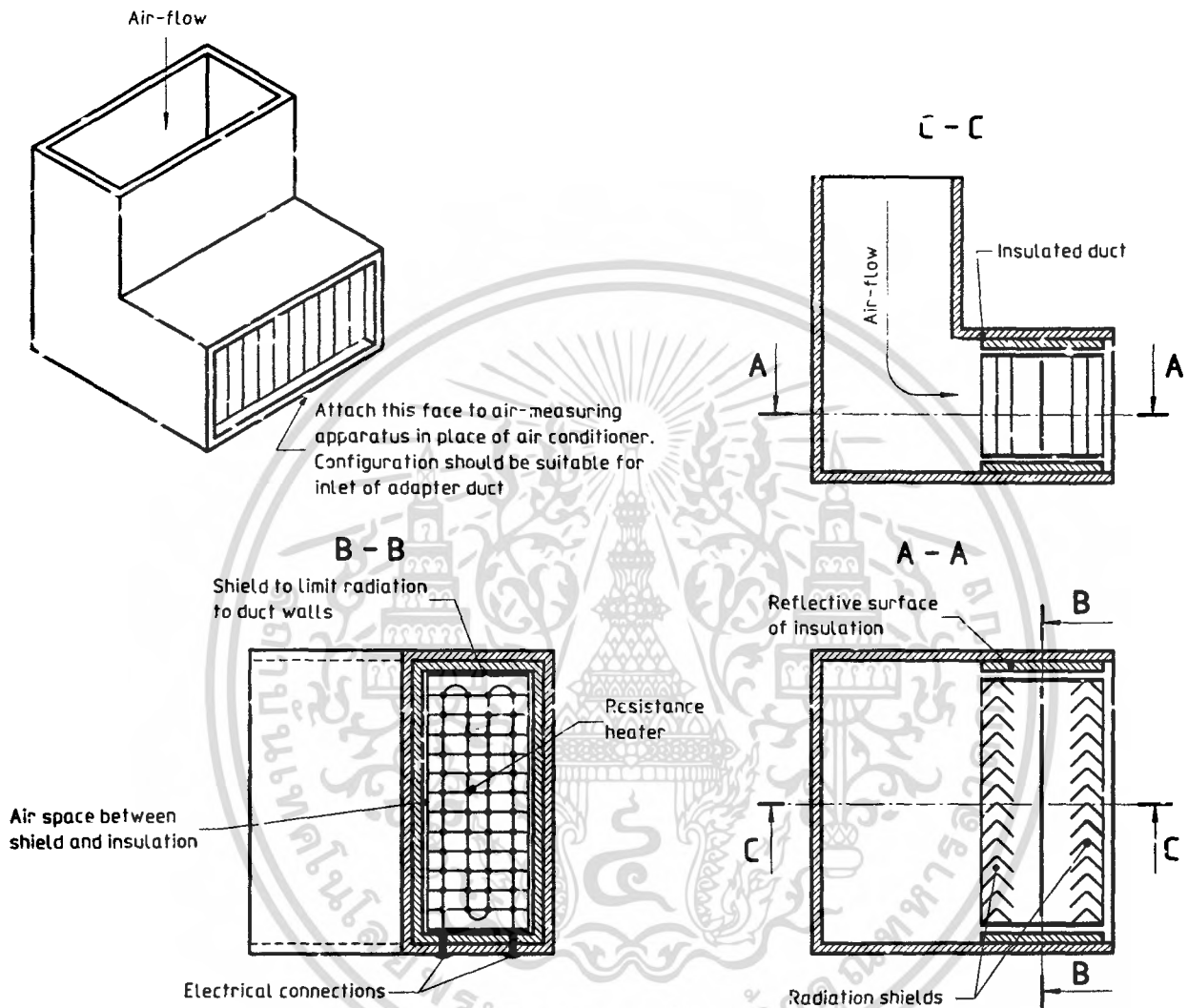
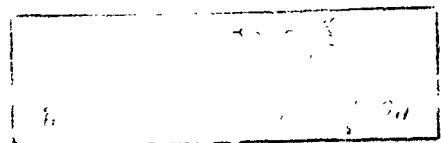


Figure C.1 — Qualification test apparatus (suggested)



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

C.4 Cooling capacity calculations (Air-enthalpy method)

The total, sensible and latent indoor cooling capacities based on the indoor-side test data are calculated by the following equations⁶⁾:

$$\Phi_{\text{tci}} = \frac{q_{\text{mi}}(h_{\text{a1}} - h_{\text{a2}})}{v'_{\text{n}}(1 + w_{\text{n}})} \quad \dots \text{ (C.11)}$$

$$\Phi_{\text{scl}} = \frac{q_{\text{mi}}c_{\text{pa}}(t_{\text{a1}} - t_{\text{a2}})}{v'_{\text{n}}(1 + w_{\text{n}})} \quad \dots \text{ (C.12)}$$

$$c_{\text{pa}} = 1\,005 + 1\,846w_{\text{n}}$$

$$\Phi_{\text{lcl}} = \frac{2,47 \times 10^6 q_{\text{mi}}(w_{\text{i1}} - w_{\text{i2}})}{v'_{\text{n}}(1 + w_{\text{n}})} \quad \dots \text{ (C.13)}$$

$$= \Phi_{\text{tci}} - \Phi_{\text{scl}}$$

where

Φ_{tci} is as defined in C.1.1;

q_{mi} , c_{pa} , t_{a1} and t_{a2} are as defined in C.3.3;

h_{a1} , h_{a2} , v'_{n} and w_{n} are as defined in C.3.4;

Φ_{scl} is the sensible cooling capacity, indoor-side data, in watts;

Φ_{lcl} is the latent cooling capacity, indoor-side data, in watts;

w_{i1} is the specific humidity of air entering the indoor-side compartment, in kilograms per kilogram of dry air;

w_{i2} is the specific humidity of air leaving indoor-side compartment, in kilograms per kilogram of dry air;

$2,47 \times 10^6$ in equation (C.13) is the latent heat of vaporization at $15 \text{ }^\circ\text{C} \pm 1 \text{ }^\circ\text{C}$, in joules per kilogram.

6) Equations (C.11) and (C.12) do not provide allowances for heat leakage in the test equipment.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Annex D (informative)

Instruments

D.1 Temperature measuring instruments

D.1.1 The smallest scale division of the temperature-measuring instrument should not exceed twice the specified accuracy. For example, for the specified accuracy of $\pm 0,05$ °C, the smallest scale division should not exceed $\pm 0,1$ °C.

D.1.2 Where an instrument accuracy of $\pm 0,05$ °C is specified, the instrument should be calibrated by comparison with a thermometer certified by a recognized authority, such as a national standards authority.

D.1.3 In all measurements of wet-bulb temperature, sufficient wetting should be provided and sufficient time should be allowed for the state of evaporative equilibrium to be attained. For mercury-in-glass thermometers having a bulb diameter not over 6,5 mm, temperatures should be read under conditions which ensure a minimum air velocity of 5 m/s. For any other instrument, a sufficient air velocity should be provided to give the same equilibrium conditions as those defined above.

D.1.4 Wherever possible, temperature-measuring instruments used to measure the change in temperature should be arranged so that they can be readily interchanged between inlet and outlet positions to improve accuracy.

D.1.5 Temperatures of fluids within conduits should be measured by inserting the temperature-measuring instrument directly within the fluid, or within a well inserted into the fluid. If a glass thermometer is to be inserted directly into the fluid, it should be calibrated for the effect of pressure.

D.1.6 Temperature-measuring instruments should be adequately shielded from radiation from any adjacent heat sources.

D.1.7 The response time is the time required for the instrumentation to obtain 63 % of the final steady-state temperature difference when subjected to a step change in temperature difference of 7 °C or more.

D.2 Pressure-measuring instruments

D.2.1 The maximum scale interval should not be greater than that listed for the range of the manometer given in table D.1.

Table D.1 — Range of manometer

Values in pascals

Range	Maximum scale interval
From 1,25 to 25	1,25
Over 25 to 250	2,5
Over 250 to 500	5,0
Over 500	25

D.2.2 For air-flowrate measurements, the minimum pressure differential should be:

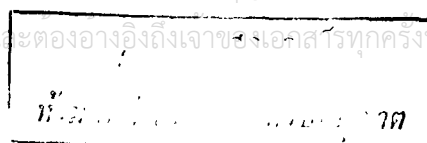
- 25 Pa with an inclined-tube manometer or micro-manometer;
- 500 Pa with a vertical tube manometer.

D.2.3 Calibration standards should be:

- for instruments with the range 1,25 Pa to 25 Pa, a micromanometer accurate to $\pm 0,25$ Pa;
- for instruments with the range 25 Pa to 500 Pa, a manometer accurate to $\pm 2,5$ Pa (hook gauge or micromanometer);
- for instruments with the range 500 Pa and upwards, a manometer accurate to ± 25 Pa (vertical-tube manometer).

D.2.4 Barometric pressure should be measured by a barometer having a scale marking permitting readings to an accuracy of within $\pm 0,1$ %.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้ง มีการนำไปใช้



D.3 Electrical instruments

D.3.1 Electrical measurements should be made with either of the following instruments:

- a) indicating;
- b) integrating.

D.3.2 Instruments used for measuring all electrical inputs to the calorimeter compartments should be accurate to $\pm 0,5$ % of the quantity measured.

D.4 Water-flow-measuring instruments

D.4.1 Water-flow measurements should be made with either of the following instruments having an accuracy of $\pm 1,0$ % of the quantity measured:

- a) liquid quantity meter, measuring either mass or volume;

- b) liquid flowmeter.

D.4.2 The liquid quantity meter should employ a tank having a capacity sufficient to accumulate the flow for at least 2 min.

D.5 Other instruments

D.5.1 Time interval measurements should be made with instruments whose accuracy is $\pm 0,2$ % of the quantity measured.

D.5.2 Mass measurement should be made with apparatus whose accuracy is $\pm 1,0$ % of the quantity measured.

D.5.3 Instruments for measuring rotating speed should be of the remote-sensing type with an accuracy of $\pm 1,0$ % of the quantity measured.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Annex E (informative)

Air-flow measurement

E.1 Air-flow determination

E.1.1 The following air quantities may be measured using the apparatus and testing procedures given in this annex:

- indoor-side discharge air-flow;
- ventilation air-flow, if the non-ducted air conditioner or heat pump is equipped to provide same;
- exhaust air-flow, if the non-ducted air conditioner or heat pump is equipped to provide same;
- leakage air-flow.

E.1.2 Air-flow quantities are determined as mass flowrates. If air-flow quantities are to be expressed for rating purposes in volume flowrates, such ratings should state the conditions (pressure, temperature and humidity) at which the specific volume is determined.

E.2 Nozzles

E.2.1 Nozzles should be constructed in accordance with figure B.2, and installed in accordance with the provisions of E.2.2 and E.2.3.

E.2.2 Nozzle discharge coefficients for the construction shown in figure B.2 may be determined by use of the alignment chart (see figure E.1).

Figure E.1 is the solution of the following equations:

$$C_d = f(Re)$$

$$Re = \frac{VD\rho}{\mu}$$

where

C_d is the discharge coefficient;

Re is the Reynolds number;

D is the nozzle diameter;

V is the velocity;

ρ is the density;

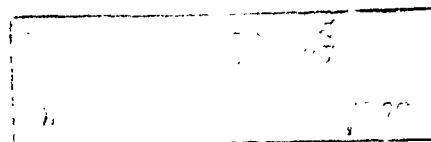
μ is the viscosity

and

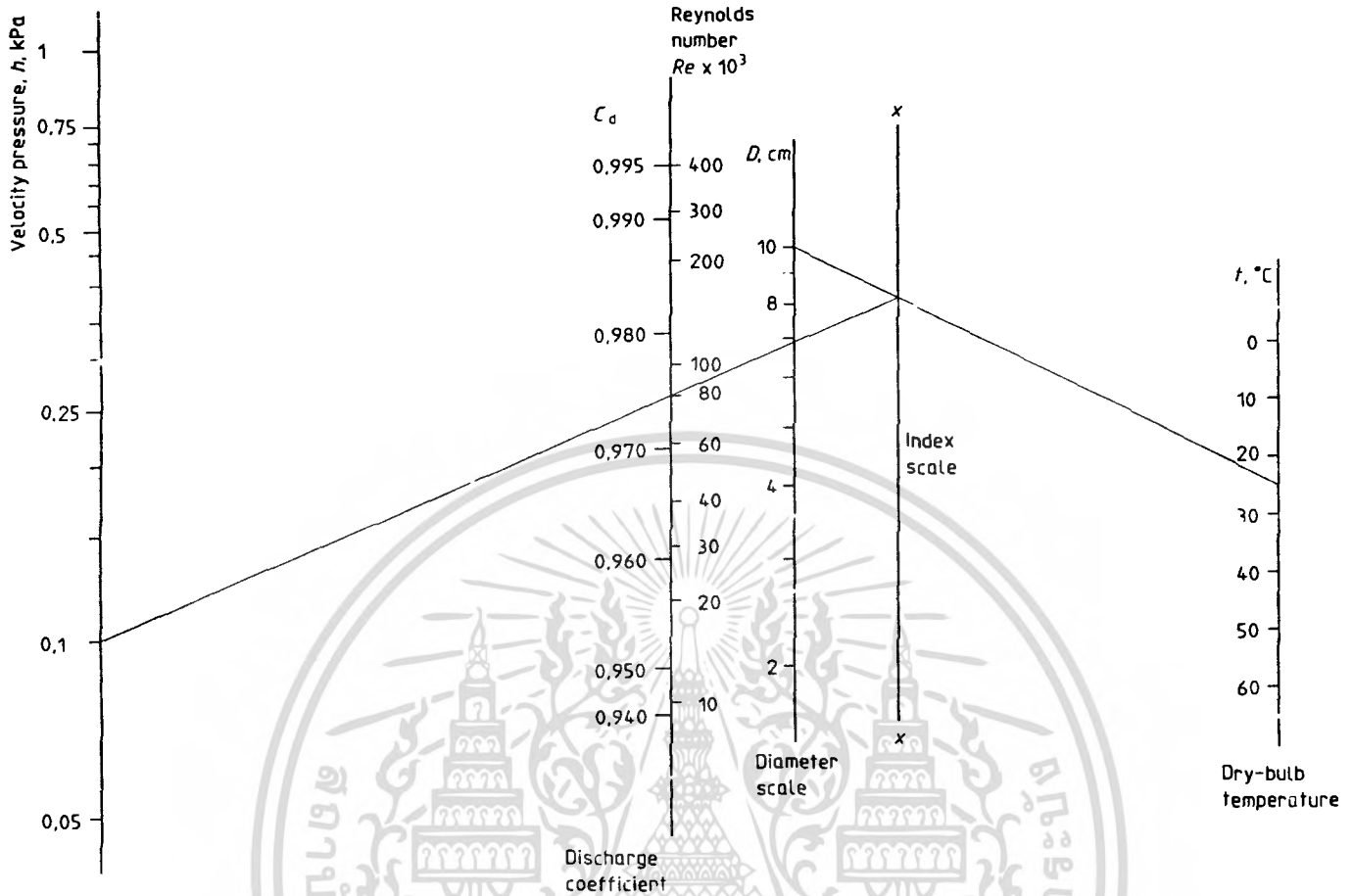
$$V = \varphi(h)$$

$$\frac{\rho}{\mu} = \psi(t)$$

E.2.3 Nozzles may also be constructed in accordance with appropriate national standards, provided they can be used in the apparatus described in figures B.2 and B.3 and result in equivalent accuracy.



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



Instructions: Enter graph using diameter and temperature scales to obtain point on index (x) scale. Use index and pressure scales to obtain Reynolds number and discharge coefficient.

Figure E.1 — Determination of nozzle discharge coefficient

E.3 Apparatus for room discharge air-flow measurements

E.3.1 Room discharge air-flow measurements should be made with apparatus similar to that shown in figures B.1 and B.3.

E.3.2 One or more nozzles constructed in accordance with figures B.2 and B.3 should be fitted into one wall of the receiving chamber, discharging into the discharge chamber, and should be of such a size that the throat velocity is not less than 15 m/s. Centre distances between nozzles in use should not be less than three throat diameters, and the distance from the centre of any nozzle to any of the four adjacent side walls should be not less than 1,5 throat diameters. If the nozzles are of different diameters, the distance between axes should be based upon the average diameter. Size and arrangement of the receiving chamber should be sufficient to provide uniform approach velocity to the nozzle(s) or have suitable diffusion

baffles to accomplish this purpose. Nozzles so installed may be considered to require a negligible correction for approach velocity.

E.3.3 To establish a zero static pressure with respect to the test room at the discharge of the air conditioner or heat pump in the receiving chamber, a manometer should have one side connected to one or more static pressure connections located flush with the inner wall of the receiving chamber.

E.3.4 Size and arrangement of the discharge chamber should be such that the distance from the centre of any nozzle to the adjacent side wall is not less than 1,5 throat diameters and not less than 5 throat diameters to the next obstruction, unless suitable diffusion baffles are used.

E.3.5 An exhaust fan should be connected to the discharge chamber to overcome the resistance of the chamber, nozzle(s) and diffusion baffles.

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

E.3.6 The manometer(s) used to measure the pressure drop across the nozzle(s) should have one side connected to one or more static pressure connections located flush with the inner wall of the receiving chamber. The other side of the manometer(s) should be connected in a similar manner to one or more static pressure connections in the wall of the discharge chamber. Static pressure connections should be located so as not to be affected by air-flow. If desired, the velocity head of the air stream leaving the nozzle(s) may be measured by a pitot tube, but when more than one nozzle is in use, the pitot tube reading is determined for each nozzle. Temperature readings at the nozzle(s) should be used only for determining air density.

E.4 Indoor-side discharge air-flow measurement

E.4.1 Indoor-side discharge air-flow should be measured with apparatus similar to that illustrated in figure B.3.

E.4.2 The outlet or outlets of the equipment under test should be connected to the receiving chamber by adapter ducting of negligible air resistance.

E.4.3 The exhaust fan should be adjusted to give zero static pressure at the discharge of the equipment in the receiving chamber.

E.4.4 The following readings should be taken:

- barometric pressure;
- nozzle dry- and wet-bulb temperatures or dew point temperatures;
- nozzle velocity pressure.

E.4.5 Air mass flowrate through a single nozzle is determined as follows:

$$q_m = K_2 C_d A \sqrt{\frac{p_v}{v'_n}} \quad \dots (E.1)$$

Air volume flowrate through a single nozzle is determined as follows:

$$q_v = K_2 C_d A \sqrt{1\,000 p_n v'_n} \quad \dots (E.2)$$

$$v'_n = \frac{p_A v_n}{p_n (1 + w_n)} \quad \dots (E.3)$$

where

- q_m is the air mass flowrate, in kilograms per second;
- q_v is the air volume flowrate, in cubic metres per second;
- K_2 is 1 414;
- C_d is the nozzle discharge coefficient (see E.2.2);
- A is the nozzle area, in square metres;
- p_v is the static pressure difference, in pascals, across the nozzle, or the velocity pressure of the nozzle throat, in pascals, the approach velocity being considered negligible;
- v'_n is the specific volume of air at the nozzle inlet, in cubic metres per kilogram of the air-water vapour mixture;
- p_A is the standard barometric pressure = 101,325 kPa;
- p_n is the barometric pressure at nozzle inlet, in kilopascals;
- w_n is the specific humidity at nozzle inlet, in kilograms per kilogram of dry air;
- v_n is the specific volume of humid air at dry- and wet-bulb temperature conditions existing at the nozzle inlet but at standard barometric pressure, in cubic metres per kilogram.

NOTE 6 Where the barometric pressure deviates from the standard barometric pressure by not more than 3 kPa, v'_n may, for simplicity, be considered equal to v_n .

E.4.6 Air-flow through multiple nozzles may be calculated in accordance with E.4.5, except that the total flowrate will be the sum of the q_m values for each nozzle used.

E.5 Ventilation, exhaust and leakage air-flow measurements

E.5.1 Ventilation, exhaust and leakage air-flows should be measured using apparatus similar to that illustrated in figure B.3 with the refrigeration system in operation and after condensate equilibrium has been obtained.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

E.5.2 With the equalizing device adjusted for a maximum static pressure differential between the indoor-side and outdoor-side compartments of 1 Pa, the following readings should be taken:

- a) barometric pressure;
- b) nozzle wet- and dry-bulb temperatures;
- c) nozzle velocity pressure.

E.5.3 Air-flow values should be calculated in accordance with E.4.5.

E 6 Test apparatus calibration (Air-enthalpy method)

E.6.1 In order to fulfil the requirements of this International Standard, the test apparatus should be periodically calibrated under conditions similar to the equipment test conditions. The calibration test method involves the introduction of electric resistance heat into the measuring apparatus at a point as near as practical to the point of attachment of the equipment being tested (see figure C.1).

E.6.2 Calibration tests should be performed at least every 6 months and whenever changes are made to the test apparatus.

E.6.3 During the calibration test, the air-flow, the inlet temperature, and the outlet temperature should agree with the values measured during the test of the equipment, within the tolerances given in table 11. The electrical input to the resistance heater should be adjusted to provide the equivalent test conditions.

E.6.4 The heat input of the resistance heater is calculated as follows:

$$\phi_r = P_r \quad \dots (E.4)$$

where

ϕ_r is the total heating capacity of the resistance heater, in watts;

P_r is the power input to the resistance heater, in watts.

E.6.5 The net heating capacity output of the calibration apparatus is calculated as described in C.3.3.

E.6.6 The test apparatus is considered satisfactorily calibrated if the heat input of the qualification resistance heater (E.6.4) agrees with the measured heat output (E.6.5) to within 4 %.

Annex F (informative)

Outdoor air-enthalpy test method

F.1 General

F.1.1 In the air-enthalpy method, capacities are determined from measurements of entering and leaving wet- and dry-bulb temperatures and the associated air-flowrate.

F.1.2 Outdoor air-enthalpy tests are subject to the apparatus arrangement limitations specified in F.2.1, if the compressor is independently ventilated, and to the line loss adjustments permitted by C.3.3 and F.4.3, if the equipment employs remote outdoor coils.

F.2 Test room requirements

F.2.1 When the air-enthalpy method is employed for outdoor tests, it is necessary to ascertain whether the attachment of the air flow measuring device changes the performance of the equipment being tested and, if so, to correct for this change. To accomplish this, the equipment should have thermocouples soldered to return bends at approximately the midpoints of each indoor coil and outdoor coil circuit. Equipment not sensitive to refrigerant charge may, alternatively, be provided with pressure gauges connected to access valves or tapped into the suction and discharge lines. The equipment should then be operated under the desired conditions, with the indoor-side test apparatus connected but not the outdoor-side apparatus. Data should be recorded at 5-min intervals for a period of not less than 30 min after equilibrium has been attained. The outdoor-side test apparatus should then be connected to the equipment and the pressure or temperatures indicated by the aforementioned gauges or thermocouples should be noted. If, after equilibrium is again attained, these do not average to within $\pm 0,3$ °C or its pressure equivalent of the averages observed during the preliminary test, the outdoor air-flowrate should be adjusted until the specified agreement is attained. The test should be continued for a period of 30 min after attainment of equilibrium under the proper conditions with the outdoor-side test apparatus

connected, and the indoor-side test results during this interval should agree to within $\pm 2,0$ % of the results obtained during the preliminary test period. This applies for both the cooling and the heating cycle, but needs to be done under any one condition for each.

F.2.2 For equipment in which the compressor is ventilated independently of the outdoor air stream, the calorimeter air-enthalpy method arrangement should be employed to take into account compressor heat radiation (see figure F.1).

F.2.3 When the outdoor air-flow is adjusted as described in F.2.1, the adjusted air-flowrate is used in the capacity calculation. In such cases, however, the outdoor fan power input observed during the preliminary tests should be used for rating purposes.

F.3 Test conditions

When the outdoor air-enthalpy method is used, the requirements given in A.4.1 and A.4.2 apply to both the preliminary test (see F.2) and the regular equipment test.

F.4 Calculations

F.4.1 The total cooling capacity based on outdoor-side data is calculated by one of the following equations⁷⁾:

$$\Phi_{\text{tco}} = \frac{q_{\text{mc}}(h_{\text{a4}} - h_{\text{a3}})}{v'_n(1 + w_n)} - P_t \quad \dots (F.1)$$

or, for air-cooled equipment which does not re-
evaporate:

$$\Phi_{\text{tco}} = \frac{q_{\text{mc}}c_{\text{pa}}(t_{\text{a4}} - t_{\text{a3}})}{v'_n(1 + w_n)} - P_t \quad \dots (F.2)$$

where

Φ_{tco} is the total cooling capacity based on outdoor-side data, in watts;

⁷⁾ Equations (F.1) and (F.2) do not provide allowances for heat leakage in the test equipment.

- q_{mo} is the air mass flowrate on the outdoor side, in cubic metres per second;
- h_{a4} is the specific enthalpy of air leaving the outdoor side, in joules per kilogram of dry air;
- h_{a3} is the specific enthalpy of air entering the outdoor side, in joules per kilogram of dry air;
- c_{pa} is the specific heat of dry air, in joules per kilogram kelvin;
- t_{a4} is the temperature of air leaving the outdoor side, in degrees Celsius;
- t_{a3} is the temperature of air entering the outdoor side, in degrees Celsius;
- v'_n is the specific volume of air at point of measurement, in cubic metres per kilogram of the air-water vapour mixture;
- w_n is the specific humidity at the nozzle, in kilograms per kilogram of dry air;
- P_t is the total power to equipment, in watts.

F.4.2 The total heating capacity based on outdoor-side data is calculated by one of the following equations⁸⁾:

$$\Phi_{tho} = \frac{q_{mo}(h_{a4} - h_{a3})}{v'_n(1 + w_n)} + P_t \quad \dots (F.3)$$

or, for air-cooled equipment which does not re-evaporate:

$$\Phi_{tho} = \frac{q_{mo}c_{pa}(t_{a4} - t_{a3})}{v'_n(1 + w_n)} + P_t \quad \dots (F.4)$$

where

Φ_{tho} is the total heating capacity based on outdoor-side data, in watts, and the other symbols are as defined in F.4.1.

F.4.3 If line loss corrections are to be made, they should be included in the capacity calculations. Allowance should be made as follows.

a) For bare copper tube

$$\Phi_L = 0,6057 + 0,005316(D_t)^{0,75}(\Delta t)^{1,25} + 79,8D_t\Delta tL \quad \dots (F.5)$$

b) For insulated lines

$$\Phi_L = 0,6154 + 0,3092(T)^{-0,33}(D_t)^{0,75}(\Delta t)^{1,25}L \quad \dots (F.6)$$

where

Φ_L is the line heat loss in the interconnecting tubing, in watts;

D_t is the outside diameter of refrigerant tubing, in millimetres;

Δt is the average temperature difference, in degrees Celsius, between the refrigerant and the surrounding ambient;

L is the length of refrigerant tubing, in metres;

T is the insulation thickness, interconnecting tubing, in millimetres.

The line loss correction should be added algebraically to the outdoor-side capacity.

8) Equations (F.3) and (F.4) do not provide allowances for heat leakage in the test equipment.
 เอกสารนี้ยังเป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับกรใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม้วารณณ์ใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

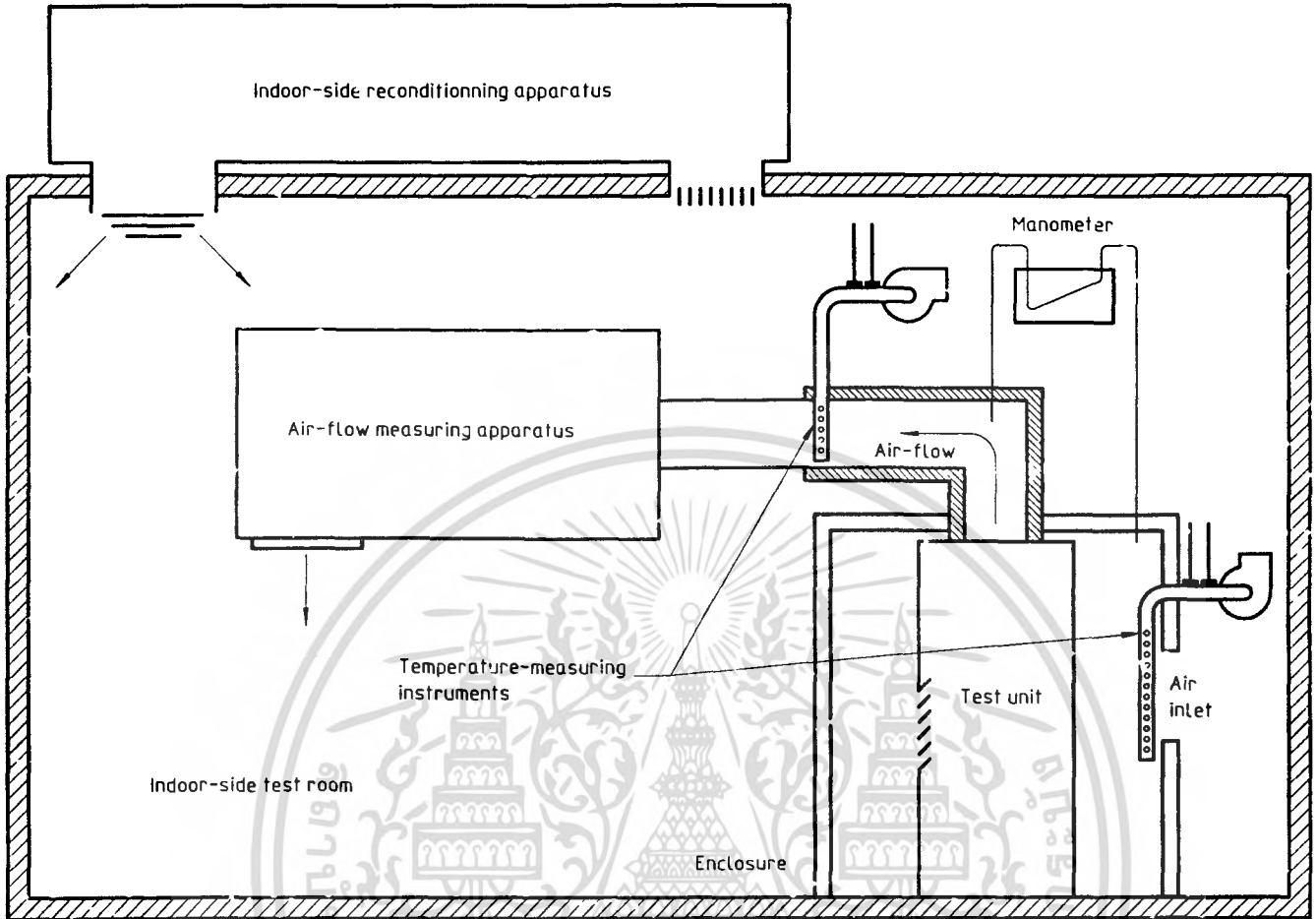


Figure F.1 — Calorimeter: Air-enthalpy test method arrangement

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Annex G

(informative)

List of symbols

Symbol	Description	Unit
A	area of nozzle	m^2
C_d	nozzle discharge coefficient	—
c_{pa}	specific heat of dry air	$\text{kJ/kg}\cdot\text{K}$
D_1	outside diameter of refrigerant tubing	mm
h_{a1}	specific enthalpy of wet air entering indoor-side compartment	kJ/kg of dry air
h_{a2}	specific enthalpy of air leaving indoor-side compartment	kJ/kg of dry air
h_{a3}	specific enthalpy of air entering outdoor-side compartment	J/kg of dry air
h_{a4}	specific enthalpy of air leaving outdoor-side compartment	J/kg of dry air
h_{w1}	specific enthalpy of water or steam supplied to indoor-side compartment	kJ/kg
h_{w2}	specific enthalpy of condenser moisture leaving indoor-side compartment	kJ/kg
h_{w3}	specific enthalpy of condensate removed by air-treating coil in the outdoor-side compartment reconditioning equipment	kJ/kg
h_{w4}	specific enthalpy of the water supplied to the outdoor-side compartment	kJ/kg
h_{w5}	specific enthalpy of the condensed water (in the test condition, this is high) and the frost, respectively (in the test condition, this is low or extra-low) in the equipment	J/kg
K_1	constant ($= 2\,460$)	J/kg
K_2	constant ($= 1\,414$)	—
L	length of refrigerant tubing	m
Φ_{ip}	heat leakage into indoor side compartment through partition separating indoor side from outdoor side	W
Φ_{lr}	heat leakage into indoor-side compartment through walls, floor and ceiling	W
Φ_c	heat removed by cooling coil in the outdoor-side compartment	W
Φ_{co}	heat removed by the condenser coil	W
Φ_d	latent cooling capacity (dehumidifying)	W
Φ_{hi}	heating capacity, indoor-side compartment	W
Φ_{ho}	heating capacity, outdoor-side compartment	W
Φ_L	line heat loss in interconnecting tubing	W
Φ_{ici}	heat removed from indoor-side compartment	W
Φ_{ie}	heat flow through the remaining enveloping surfaces of the indoor-side compartment	W
Φ_{loo}	heat leakage out of or into the outdoor-side compartment, not including the heat leakage through the partition	W
Φ_r	total heating capacity of resistance heater	W

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Symbol	Description	Unit
Φ_s	sensible cooling capacity	W
Φ_{sci}	sensible cooling capacity, indoor-side data	W
Φ_t	heat flow through partition wall	W
Φ_{tci}	total cooling capacity, indoor-side data	W
Φ_{tco}	total cooling capacity, outdoor-side data	W
Φ_{thi}	total heating capacity, indoor-side data	W
Φ_{tho}	total heating capacity, outdoor-side data	W
p_A	standard barometric pressure (= 101,325)	kPa
p_n	barometric pressure at the nozzle inlet	kPa
p_v	static pressure difference across nozzle	Pa
P_E	effective power input	W
P_i	other power input to the indoor-side compartment (e.g., illumination, electrical and thermal power input to the compensating device, heat balance of the humidification device)	W
P_o	total power input to the outdoor-side compartment with the exception of the power input to the equipment	W
P_r	power input to the resistance heater	W
P_t	total power input to equipment	W
ΣP_o	sum of all power input to any equipment in the outdoor-side compartment (e.g. re-heaters, fans, etc.)	W
ΣP_r	sum of all power input to indoor-side compartment	W
q_m	air mass flowrate	kg/s
q_{mi}	indoor air-flowrate	m ³ /s
q_v	air volume flowrate	m ³ /s
q_{wo}	mass flowrate of water supplied to the outside compartment to maintain test conditions	g/s
SHR	sensible heat ratio	—
t	temperature	°C
t_{a1}	temperature of air entering indoor-side compartment	°C
t_{a2}	temperature of air leaving indoor-side compartment	°C
t_{a3}	temperature of air entering outdoor-side compartment	°C
t_{a4}	temperature of air leaving outdoor-side compartment	°C
T	insulation thickness, interconnecting tubing	mm
v_n	specific volume of air at wet- and dry-bulb temperature conditions existing at nozzle inlet but at standard barometric pressure	m ³ /kg of dry air
v'_n	specific volume of air at air-flow measuring device	m ³ /kg of air-water vapour mixture
w_{i1}	specific humidity of air entering indoor-side compartment	kg/kg of dry air
w_{i2}	specific humidity of air leaving indoor-side compartment	kg/kg of dry air
w_n	specific humidity at the nozzle inlet	kg/kg
W_r	rate at which water vapour is condensed by the equipment	g/s

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างถึงที่มาของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ห้ามมิให้นำเอกสารนี้ไปใช้
โดยไม่ได้รับอนุญาต



การศึกษาและพัฒนาห้องทดสอบประสิทธิภาพเครื่องปรับอากาศ โดยวิธีวัดความร้อนให้สมดุลกับบรรยากาศโดยรอบตามมาตรฐาน ISO 5151¹

ณัฐพล ไทยวัฒนาพร², ภาคภูมิ ฉวีทอง², ศานติ ชวายนันท์²

ธวัชชัย นาคพิพัฒน์³

บทคัดย่อ

การทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเป็นวิธีการหนึ่งเพื่อให้ทราบว่าเครื่องปรับอากาศที่ผลิตขายกันอยู่นั้นมีประสิทธิภาพเพียงใด เป็นไปตามที่ทางบริษัทผู้ผลิตได้โฆษณาไว้หรือไม่ ผู้บริโภคควรจะพิจารณาเครื่องปรับอากาศจากปัจจัยที่สำคัญ คือ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ถ้าค่านี้มีมากจะทำให้ความสามารถในการทำความเย็นต่อกำลังไฟที่จ่ายให้กับเครื่องปรับอากาศมาก หมายความว่ามีการประหยัดค่าใช้จ่ายในส่วนของคุณค่าไฟฟ้า ห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลกับบรรยากาศโดยรอบเป็นวิธีการอย่างหนึ่งสำหรับใช้ทดสอบหาประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยอาศัยหลักการพื้นฐานของอุณหพลศาสตร์และการถ่ายเทความร้อนเพื่อหาค่าตัวแปรเสริมต่างๆ ได้แก่ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนของห้องทดสอบที่ได้พัฒนาขึ้นสามารถใช้งานได้เป็นอย่างดีหลังจากที่ได้มีการตรวจสอบความเที่ยงตรงของเครื่องมือวัดแล้ว

Abstract

The performance test of an air conditioner is one of the methods that indicates true performance of the air conditioner. Consumers should definitely determine many important factors such as Energy Efficiency Ratio (EER). If Energy Efficiency Ratio is a large number, the ratio of cooling capacity to power input will be a large number and the consumers will decrease paying for the cost of electrical power. Balance Ambient Room-Type Calorimeter is one of the methods, indicated the performance of the air conditioner, using The Principal of Thermodynamics and Heat Transfer to obtain parameters such as heat transfer rate of undertested air conditioner and electrical work, it has consumed. The developed Balance Ambient Room-Type Calorimeter can be use efficiently after calibration of measuring devices.

2007 Department of Mechanical Engineering, KMITL. All rights reserved

1. บทนำ

การทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศเป็นวิธีการหนึ่งเพื่อให้ทราบว่าเครื่องปรับอากาศที่ผลิตขายกันอยู่นั้นมีประสิทธิภาพเพียงใด เป็นไปตามที่ทางบริษัทผู้ผลิตได้โฆษณาไว้หรือไม่ ผู้บริโภคควรจะพิจารณาเครื่องปรับอากาศจากปัจจัยที่สำคัญ คือ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (EER) ถ้าค่านี้มีมากจะทำให้ความสามารถในการทำความเย็นต่อกำลังไฟที่จ่ายให้กับเครื่องปรับอากาศมากหมายความว่ามีการประหยัดค่าใช้จ่ายในส่วนของคุณค่าไฟฟ้า

¹ ชื่ออังกฤษ " The study and development of air conditioning testing room using Balance Ambient Room-Type Calorimeter

² นักศึกษาคณะวิศวกรรมเครื่องกล สจล. ห้อง 4G รหัส 47010228, 47010559 และ 47010759 ตามลำดับ

³ ผู้ช่วยศาสตราจารย์ประจำภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สจล. โทร 0-2326-4197, อีเมล kmawalc@kmitl.ac.th

ห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลกับบรรยากาศโดยรอบเป็นแนวทางหนึ่งสำหรับใช้ทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศโดยอาศัยหลักการพื้นฐานของอุณหพลศาสตร์และการถ่ายเทความร้อนเพื่อหาค่าพารามิเตอร์ต่างๆ ได้แก่ ค่าอัตราการถ่ายเทความร้อนที่ระเหยของชุดเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทดสอบและงานทางไฟฟ้าที่ป้อนให้กับชุดเครื่องปรับอากาศที่ใช้ทดสอบ

2. วัตถุประสงค์

ศึกษาออกแบบและพัฒนาห้องทดสอบประสิทธิภาพของเครื่องปรับอากาศขนาดไม่เกิน 9000 w. (30708Btu/hr) ด้วยวิธีทดสอบแบบปรับสมดุลกับบรรยากาศโดยรอบ (Balance Ambient Room-Type Calorimeter)

3. หลักการและทฤษฎี

3.1 กฎข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์ (The first Law of Thermodynamics)

กฎทรงพลังงาน (Conservation of Energy) ซึ่งกล่าวว่าพลังงานไม่สามารถสร้างหรือทำลายแต่สามารถเปลี่ยนแปลงรูปได้ สำหรับระบบปิด หรือ ความคุมมวลจะได้ว่า ผลรวมสุทธิของพลังงานที่ถ่ายเทสู่ระบบในรูปของความร้อนและพลังงานเท่ากับค่าที่เพิ่มขึ้นสุทธิ (หรือลดลง) ของพลังงานรวมของระบบ หรือ

$$Q - W = \Delta E$$

พลังงานรวมของระบบ (E) สามารถแบ่งออกได้เป็น 3 ส่วนคือ

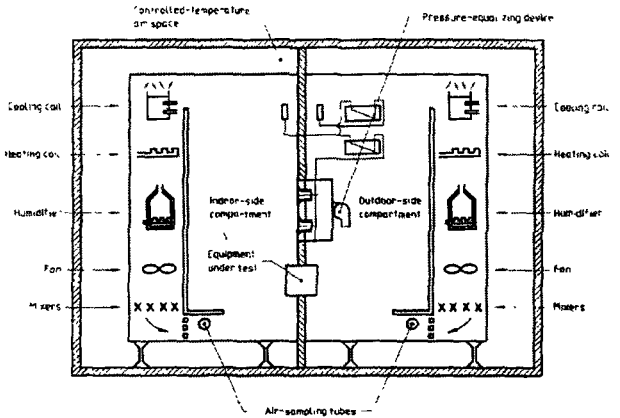
$$\Delta E = \Delta U + \Delta KE + \Delta PE$$

โดยที่ระบบปิดส่วนใหญ่จะไม่มี การเปลี่ยนแปลงความเร็วและระดับความสูงทำให้ลดรูปเหลือ

$$Q - W = \Delta U$$

3.2 ระบบห้องวัดความร้อน (Room Calorimeter System)

เมื่อใดที่ต้องการวัดค่าความจุความร้อนหรือสมรรถนะในการปฏิบัติของอุปกรณ์ในระบบทำความเย็น ห้องวัดความร้อนมักถูกนำมาใช้เสมอโดยในการทดลองนี้ใช้แบบห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลให้กับบรรยากาศโดยรอบ (Balance Ambient Room Type Calorimeter) ห้องวัดความร้อนนี้มีการควบคุมความร้อนสูญเสียอย่างได้ผล โดยแบ่งออกเป็น ส่วนของห้องชั้นใน (Room-Side Compartment) และส่วนของห้องชั้นนอก (Outdoor-Side Compartment) บรรยากาศแวดล้อมของห้องทั้งสองจะถูกควบคุมไว้ให้มีค่าใกล้เคียงกันมากที่สุดเท่าที่จะทำได้ ระหว่างห้องทั้ง 2 ส่วนนี้จะถูกกันไว้อย่างดีเพื่อป้องกันอากาศรั่วไหลระหว่างทั้ง 2 ส่วน



รูปที่ 1 ห้องวัดความร้อนแบบปรับสมดุลให้กับบรรยากาศ

ห้องวัดความร้อนต้องมีขนาดเพียงพอที่จะทดสอบเครื่องปรับอากาศขนาดต่างๆ โดยให้อากาศไหลเข้าและส่งออกจากรูของเครื่องปรับอากาศได้โดยสะดวกตามตาราง

ขีดความสามารถทำความเย็นที่กำหนดสูงสุดของเครื่อง (W)	ความกว้าง (mm) ต่ำสุด	ความสูง (mm) ต่ำสุด	ความลึก (mm) ต่ำสุด
3000	2400	2100	1800
6000	2400	2100	2400
9000	2700	2400	3000
12000	3000	2400	3700

ตารางที่ 2.1 แสดงขนาดของห้องวัดความร้อน (มอก 1155-2536 [12])

3.3 การสมดุลพลังงาน (Balance Energy)

เมื่ออุณหภูมิระหว่างผิวทั้ง 2 ด้านของระบบมีค่าเท่ากันแล้วจะไม่เกิดการถ่ายเทความร้อน จากคุณสมบัติดังกล่าวเมื่อนำมาเปรียบเทียบกับห้องทดสอบที่ได้สร้างขึ้น จึงสามารถที่จะตั้งสมมติฐานได้ว่าจะไม่มีการถ่ายเทความร้อนจากห้องชั้นในสู่ห้องชั้นนอก ซึ่งจะเหลือเพียงการถ่ายเทความร้อนระหว่างห้องชุดอีแวปอเรติงผ่านผนังกั้นกลางไปสู่ห้องชุดคอนเดนซึ่งเพียงค่าเดียว ($Q_{loss} = 0$)

เมื่อพิจารณาถึงพลังงานศักย์ และพลังงานจลน์ของห้องทดสอบจะพบว่าสามารถที่จะตัดออกได้ เนื่องจากระบบไม่มีการเปลี่ยนแปลงความเร็ว และระดับความสูง ($\Delta KE = 0, \Delta PE = 0$)

การทำงานของห้องชุดอีแวปอเรติง จะพบว่าสภาพอากาศภายในห้องอยู่ภายใต้เงื่อนไขของสภาวะสม่ำเสมอ (Steady State) ซึ่งจะทำให้ค่าพลังงานภายในของระบบไม่เปลี่ยนแปลง ($\Delta U = 0$) ซึ่งจะทำให้กฎข้อที่ 1 ของอุณหพลศาสตร์ ลดรูปเหลือเพียง

$$Q - W = 0$$

$$Q = W$$

.....(1)

พิจารณาที่ชุดควบคุมความชื้นจะพบว่าสามารถจ่ายความร้อนให้กับระบบเป็นจำนวน

$$q_h = C_p \Delta T$$

หรือ

$$\dot{Q}_h = \dot{m} C_p \Delta T$$

ซึ่ง

$$\Delta h = C_p \Delta T$$

จะได้ว่า

$$\dot{Q}_h = \dot{m} \Delta h \quad \dots(2)$$

การทำงานห้องชุดคอนเดนซึ่งมีเงื่อนไขเหมือนกับห้องชุดอีแวนพอเรตต์แต่จะมีเพิ่มบางส่วนคือ การทำอัตราการถ่ายเทความร้อนออกจากระบบโดยชุดทำน้ำเย็นการถ่ายเทความร้อนของชุดทำน้ำเย็นคือ

$$\dot{Q}_{ch} = \dot{m}_{ch} \Delta h_{ch} \quad \dots(3)$$

3.4 ทฤษฎีการคำนวณ

สำหรับห้องชุดอีแวนพอเรตต์

ความร้อนในห้องชุดอีแวนพอเรตต์ประกอบไปด้วย

- อัตราความร้อนที่ผ่านออกมาทางอีแวนพอเรเตอร์ (\dot{Q}_e)
- อัตราความร้อนที่รั่วไหลจากห้องชุดคอนเดนซึ่งผ่านผนังเข้าห้องอีแวนพอเรตต์ (\dot{Q}_p)
- อัตราความร้อนที่ให้กับน้ำในชุดควบคุมความชื้น ($\dot{Q}_{hu,c}$)

งานที่ให้กับห้องนี้เป็นงานทางไฟฟ้า (Electric Work) ทั้งหมดซึ่งจะทำให้

$$W = \Sigma W_E$$

สำหรับกำลังไฟฟ้าในห้องชุดอีแวนพอเรตต์ประกอบด้วย

- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ชุดอีแวนพอเรเตอร์ ($W_{E,e}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้พัดลม ($W_{E,fa,e}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ฮีทเตอร์ ($W_{E,he,e}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ชุดควบคุมความชื้น ($W_{E,hu,e}$)

นำคุณสมบัติทั้งหมดแทนในสมการ (1) จะได้

$$Q - \Sigma W_E = 0$$

$$(-\dot{Q}_e + \dot{Q}_p + \dot{Q}_{hu,e}) - (-W_{E,e} + W_{E,fa,e} + W_{E,he,e} + W_{E,hu,e}) = 0$$

แทนสมการที่ (3) ลงในสมการข้างบนจะได้

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_p + \dot{m}_e (h_{e,i} - h_{e,o}) + W_{E,e} + W_{E,fa,e} + W_{E,he,e} + W_{E,hu,e}$$

สำหรับห้องชุดคอนเดนซึ่ง

ความร้อนในห้องชุดคอนเดนซึ่งประกอบไปด้วย

- อัตราความร้อนที่ผ่านออกมาทางคอนเดนเซอร์ (\dot{Q}_c)
- อัตราความร้อนที่รั่วไหลจากห้องชุดคอนเดนซึ่งผ่านผนังเข้าห้องชุดอีแวนพอเรตต์ (\dot{Q}_p)

- อัตราความร้อนที่ให้กับน้ำในชุดควบคุมความชื้น ($\dot{Q}_{hu,c}$)

- อัตราการถ่ายเทความร้อนในชุดทำน้ำเย็น (\dot{Q}_{ch})

งานที่ให้กับห้องนี้เป็นงานทางไฟฟ้า(Electrical Work) ทั้งหมดซึ่ง

จะทำให้

$$\dot{W} = \Sigma W_E$$

สำหรับกำลังไฟฟ้าในห้องชุดคอนเดนซึ่งประกอบไปด้วย

- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ชุดคอนเดนเซอร์ ($W_{E,c}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้พัดลม ($W_{E,fa,c}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ฮีทเตอร์ ($W_{E,he,c}$)
- กำลังไฟฟ้าที่จ่ายให้ชุดควบคุมความชื้น ($W_{E,hu,c}$)

นำคุณสมบัติทั้งหมดแทนในสมการ (1) จะได้

$$Q - \Sigma W_E = 0$$

$$(\dot{Q}_c - \dot{Q}_p + \dot{Q}_{hu,c} - \dot{Q}_{ch}) - (-W_{E,c} + W_{E,fa,c} + W_{E,he,c} + W_{E,hu,c}) = 0$$

แทนสมการที่ (3) ลงในสมการข้างบนจะได้

$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_p - \dot{m}_c (h_{c,i} - h_{c,o}) + \dot{m}_{ch} (h_{ch,o} + h_{ch,i}) - W_{E,c} - W_{E,fa,c} - W_{E,he,c} - W_{E,hu,c}$$

จากอัตราการถ่ายเทความร้อนที่คำนวณได้จากห้องทั้งสองนั้น

สามารถนำมาคำนวณหาค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy Efficiency Ratio: EER) โดยค่า EER มีหน่วยเป็น Btu/hr W. ดังนั้นสูตรการหา EER ดังนี้คือ

$$EER = \frac{\dot{Q}_e}{W_{aircond}} \times 3.412 \quad [\text{Btu/hr W}]$$

ซึ่ง

$$W_{aircond} = W_{E,e} + W_{E,c} \quad [\text{kW}]$$

4. อุปกรณ์และเครื่องมือวัด

4.1.1 อุปกรณ์สำคัญที่ติดตั้งในชุดทดลอง แบ่งเป็น 4 ส่วน คือ

1. บริเวณภายในห้องจำลองสภาวะภายนอก

1.1 ขดลวดความร้อน (Heater) ขนาด 9000 Watt เพื่อควบคุมสภาวะความร้อนแก่ห้องทดสอบ

เพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

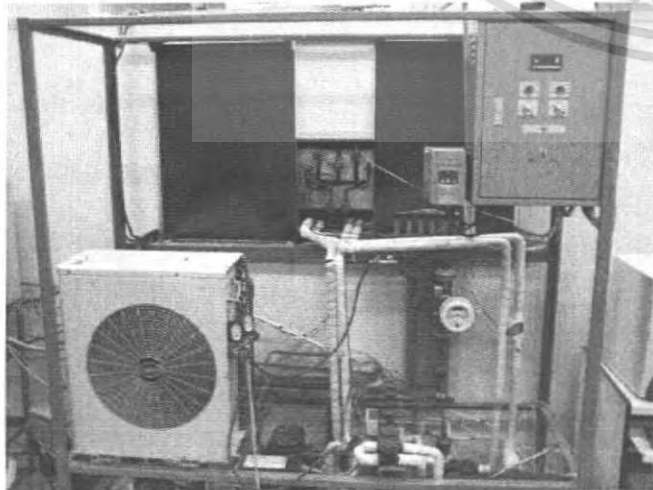


รูปที่ 4-1 ชุดลดความร้อนขนาด 9000 วัตต์

1.2 ระบบทำน้ำเย็นแบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (Air-Cooled Water Chiller)

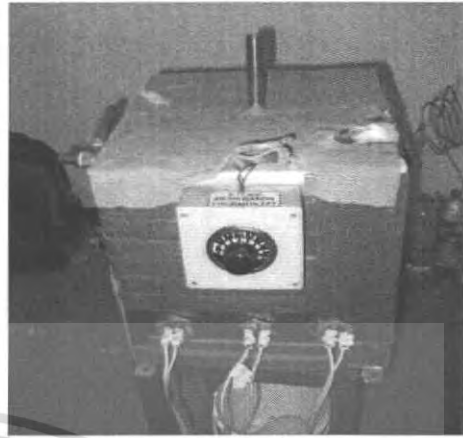


รูปที่ 4-2 คอยล์เย็นของระบบทำน้ำเย็น



รูปที่ 4-3 ระบบทำน้ำเย็น

1.3 หม้อกำเนิดไอน้ำ (Steam Generator) เป็นตัวควบคุมสภาวะความชื้น



รูปที่ 4-4 หม้อกำเนิดไอน้ำ

1.4 ชุดอุปกรณ์สุ่มตัวอย่าง (Sampling Device) ซึ่งประกอบด้วย ท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ, กล้องเก็บค่าอุณหภูมิ และ พัดลมดูดอากาศ (Blower)

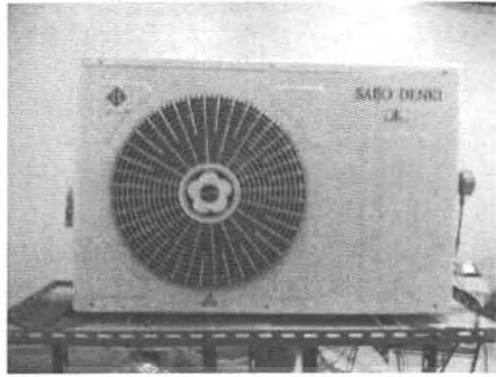


รูปที่ 4-5 ท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้เผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ทางการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งยังมีให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างรูปที่ 4-6, กล้องเก็บค่าอุณหภูมิและพัดลมดูดอากาศที่ใช้

1.5 Condensing Unit



รูปที่ 4-6 Condensing Unit

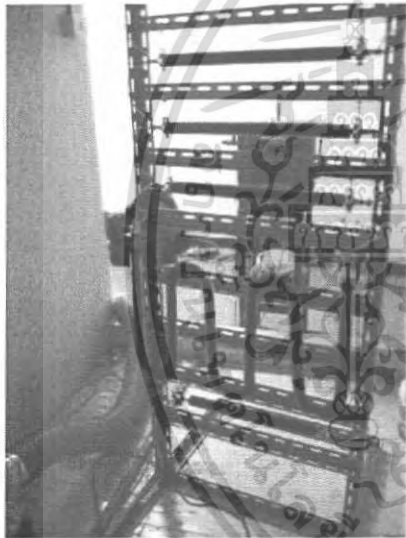
2.3 ชุดอุปกรณ์สุ่มตัวอย่าง (Sampling Device) ซึ่งประกอบไปด้วย ท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ, กล้องเก็บค่าอุณหภูมิ และ พัดลมดูดอากาศ (Blower)



รูปที่ 4-9 ท่อสุ่มตัวอย่างอากาศ

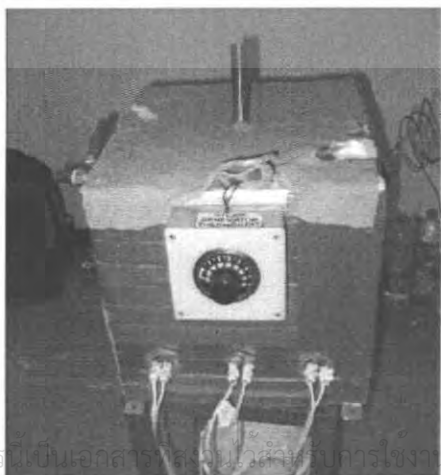
2. บริเวณภายในห้องจำลองสภาวะภายใน

2.1 ชุดลดความร้อน (Heater) ขนาด 9000 Watt เพื่อควบคุมสภาวะความร้อนแก่ห้องทดสอบ



ที่ 4-7 ชุดลดความร้อนขนาด 9000 วัตต์

2.2 หม้อกำเนิดไอน้ำ (Steam Generator) เป็นตัวควบคุมสภาวะความชื้น



รูปที่ 4-8 หม้อกำเนิดไอน้ำ



รูปที่ 4-10 กล้องเก็บค่าอุณหภูมิและพัดลมดูดอากาศ

3. เครื่องมือวัดที่ใช้ในการทดสอบ

3.1 Digital Clamp Meter

3.2 หม้อแปลงปรับแรงดันไฟฟ้าชุดลดความร้อนบริเวณห้องควบคุม (Voltage Regulator)

3.3 อุปกรณ์วัดและเก็บค่าอุณหภูมิ (Data Acquisition Unit) ยี่ห้อ Fluke รุ่น Hydra 2620A

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับอาจารย์ใช้ในการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-11 Fluke Hydra 2620A

3.4 Thermo couple Type K ใช้วัดอุณหภูมิใช้วัดอุณหภูมิ กระเปาะเปียก และอุณหภูมิกระเปาะแห้งของห้องจำลองสภาวะ อากาศภายนอก และ ห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน

3.5 เกจแมนิโฟลด์

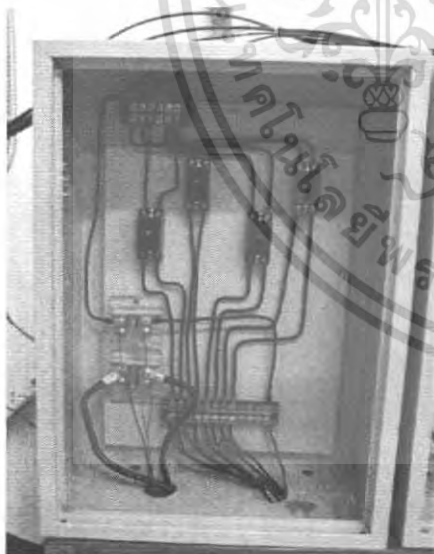
3.6 Humidity & Temperature Meter

3.7 USB 2.0 to RS-232 Cable ใช้สำหรับเชื่อมต่อระหว่าง คอมพิวเตอร์กับ Fluke Hydra 2620A

3.8 สาย RS-232 สำหรับเชื่อมต่อระหว่างคอมพิวเตอร์กับ Fluke Hydra 2620A

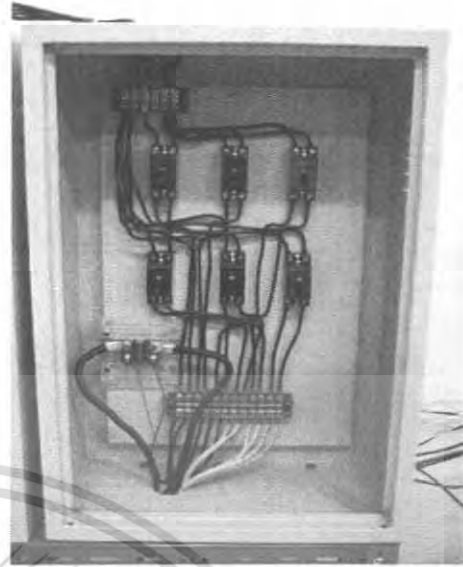
4. ชุดตู้ควบคุมการจ่ายไฟ

4.1 ตู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก



รูปที่ 4-11 ตู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก

4.2 ตู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายใน



รูปที่ 4-12 ตู้ควบคุมการจ่ายไฟของห้องจำลองสภาวะอากาศภายนอก

5. วิธีการทดสอบ

5.1 ขั้นตอนการทดสอบ

1. การทดสอบเพื่อหาขีดความสามารถที่ความเย็นรวมสุทธิของ เครื่องปรับอากาศ จะทำการปรับสภาวะในการทดสอบให้คงที่ ที่อุณหภูมิลม กลับเข้าชุดอีแวปอเรตติ้ง อุณหภูมิกระเปาะแห้ง $27 \pm 1^\circ\text{C}$ อุณหภูมิกระเปาะ เปียก $19 \pm 0.5^\circ\text{C}$ และอุณหภูมิลมก่อนเข้าชุดคอนเดนซิ่ง อุณหภูมิ กระเปาะแห้ง $35 \pm 1^\circ\text{C}$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $24 \pm 0.5^\circ\text{C}$

2. วิธีทดสอบ ให้เครื่องปรับอากาศทำงานเต็มที่โดยควบคุม อุณหภูมิและความชื้นสม่ำเสมอตามข้อ 1 เมื่อห้องทดสอบอยู่ในสภาวะ สมดุล ให้ควบคุมสภาวะนั้นต่ออีก 1 ชั่วโมง โดยบันทึกค่าอุณหภูมิและ ความชื้นทุกๆ 10 นาทีรวม 7 ชุด แล้วหาค่าเฉลี่ยเพื่อใช้ในการคำนวณ

ขีดความสามารถที่ความเย็นสุทธิของเครื่องปรับอากาศ คำนวณจากค่า ต่างๆ ที่วัดได้ภายในห้องชุดอีแวปอเรตติ้ง เมื่อเปรียบเทียบกับขีด ความสามารถที่ความเย็นรวมสุทธิของเครื่องคำนวณจากค่าต่างๆ ที่วัดได้ ภายในห้องชุดคอนเดนซิ่ง จะต่างกันไม่เกินร้อยละ 4 ของค่าที่คำนวณจาก ค่าต่างๆ ที่วัดได้ภายในห้องชุดอีแวปอเรตติ้งจึงถือว่าการทดสอบนั้นใช้ได้

5.2 ข้อมูลที่ต้องบันทึก

1. วัน เดือน ปีที่ทดสอบ
2. สถานที่ทำการทดสอบ
3. ชื่อผู้รับรองผลการทดสอบ
4. ชื่อเรียก หรือแบบ หรือรุ่น/ขนาด ตามแผ่นป้ายที่ผู้ทำติดไว้
5. ความดันบรรยากาศ
6. แรงดันไฟฟ้าของมอเตอร์ที่ใช้แต่ละตัว

7. กระแสไฟฟ้าที่ใช้กับมอเตอร์แต่ละตัว

8. กระแสไฟฟ้าที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาของนักศึกษาเท่านั้น ไม่ควรเผยแพร่โดยไม่ได้รับอนุญาต
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงชื่อของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. กำลังไฟฟ้าที่ใช้แต่ละแห่ง
10. กำลังไฟฟ้ารวมที่ใช้กับเครื่องปรับอากาศทดสอบ
11. กำลังไฟฟ้าทั้งหมดที่ใช้สำหรับแต่ละห้อง
12. อุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายในห้องชุดแฟนคอยล์
13. อุณหภูมิกระเปาะแห้งและอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
14. อุณหภูมิเฉลี่ยของอากาศรอบๆ ห้องวัดความร้อน
15. อุณหภูมิของน้ำที่ใช้เติมเครื่องเพิ่มความชื้น
16. อุณหภูมิของน้ำเข้าอีแวปอเรเตอร์ในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
17. อุณหภูมิของน้ำออกจากอีแวปอเรเตอร์ในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
18. อุณหภูมิของน้ำควบแน่นที่ออกจากอีแวปอเรเตอร์ในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
19. ปริมาณน้ำที่ใช้เติมเครื่องเพิ่มความชื้น
20. ปริมาณน้ำควบแน่นที่อีแวปอเรเตอร์ในห้องชุดคอนเดนซิ่ง
21. ปริมาณน้ำที่ไหลผ่านคอยล์ทำความเย็น
22. ความแตกต่างของความดันสถิตของอากาศในห้องชุดแฟนคอยล์กับห้องชุดคอนเดนซิ่ง
23. ปริมาตรของอากาศผ่านมาตรอัตราการไหลของอากาศที่ผนังกันห้อง

Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap. Temp.
16/3/2008 8:31	36.83	24.64	27.5	19.58	105.49
16/3/2008 8:41	35.39	23.8	27.39	19.79	109.2
16/3/2008 8:51	35.28	23.89	27.3	19.1	107.34
16/3/2008 9:01	35.09	23.21	27.39	19.61	107.56
16/3/2008 9:11	35.09	23.69	27.25	19.36	107.49
16/3/2008 9:21	35.21	23.8	27.3	19.89	109.33
16/3/2008 9:31	35.3	23.9	27.3	18.9	109.9

ตารางที่ 6-1 ข้อมูลที่เก็บได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาที

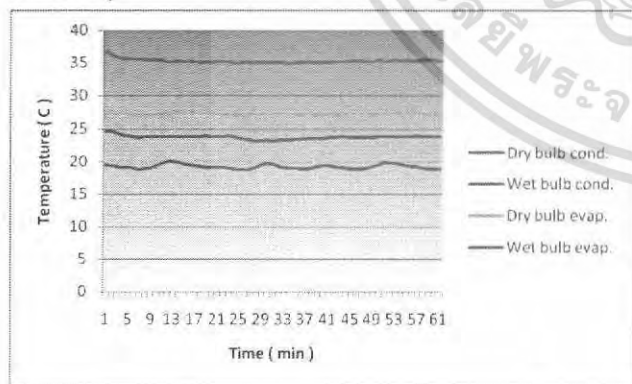
Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap. Temp.
16/3/2008 8:22	35.79	23.61	27.2	19.02	108.7
16/3/2008 8:34	35.72	24.17	27.4	19.16	105.02
16/3/2008 8:47	35.22	23.89	27.46	19.36	106.36
16/3/2008 8:53	35.2	23.95	27.21	18.91	106.67
16/3/2008 9:04	34.97	23.35	27.26	19.01	106.47
16/3/2008 9:14	35.2	23.81	27.26	19.02	106.71
16/3/2008 9:27	35.3	23.95	27.45	19.2	106.35

ตารางที่ 6-2 ข้อมูลที่เก็บได้จากการทดลองโดยการสุ่ม

6. ผลการทดลอง

6.1 การทดลองที่ 1 เป็นทดลองเพื่อเปรียบเทียบค่า EER ที่ได้

ระหว่างการเก็บค่าข้อมูลทุกๆ 10 นาทีกับการเก็บค่าข้อมูลโดยการสุ่มที่สภาวะสมดุล



กราฟที่ 6-1 แสดงสภาวะที่สมดุลระหว่างการทดลองที่ 1

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Time	8:31	8:41	8:51	9:01	9:11	9:21	9:31
Dry bulb evap. (C)	27.5	27.39	27.3	27.39	27.25	27.3	27.3
Wet bulb evap. (C)	19.58	19.79	19.1	19.61	19.36	19.89	18.9
Sensible Heat Evap. (kW)	5.04	4.93	5.01	4.96	5.01	5.04	5.01
Boiler Evap. Temp (C)	105.5	109.2	107.3	107.6	107.5	109.3	109.9
Latent Heat Evap. (kg/s)	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944
Latent Heat Evap. (kJ/kg)	82.2	83.08	80.19	82.32	81.28	83.5	79.35
Total Latent Heat Evap. (kW)	2684.6	2690.3	2687.4	2687.7	2687.6	2690.5	2691.3
Total Heat Evap. (kW)	0.506	0.507	0.507	0.507	0.507	0.507	0.508
Total Power of Air Cond.	5.546	5.437	5.517	5.467	5.517	5.547	5.518
C.O.P	2.271	2.245	2.232	2.157	2.219	2.254	2.23
EER	2.44210	2.4218	2.4718	2.5344	2.4862	2.4609	2.4744
EER	8.33245	8.2632	8.4336	8.6472	8.4828	8.3967	8.4426

ตาราง 6-3 ค่า EER ที่คำนวณได้จากการเก็บข้อมูลทุกๆ 10 นาที

จากตาราง 6-3 ค่า EER เฉลี่ยเท่ากับ 8.4284

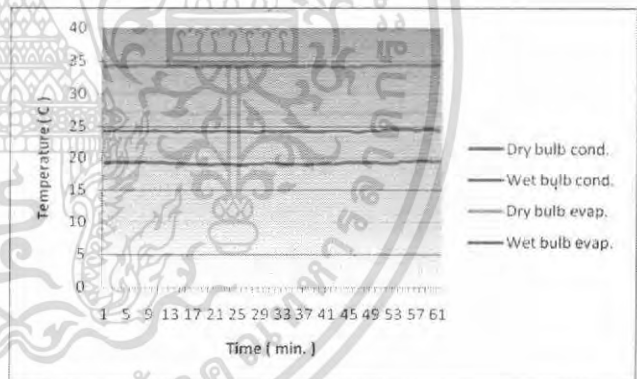
Latent Heat (kW)	0.5074	0.5062	0.5065	0.5069	0.5068	0.5068	0.5066
Total Power Evap.	5.5474	5.4362	5.5165	5.4669	5.5168	5.5468	5.5166
Total Power of Air cond.	2.269	2.233	2.212	2.165	2.279	2.222	2.226
C.O.P	2.4449	2.4345	2.4939	2.5251	2.4207	2.4963	2.4782
EER	8.3419	8.3065	8.5091	8.6158	8.2594	8.5175	8.4558

ตาราง 6-4 ค่า EER ที่คำนวณได้จากการเก็บข้อมูลโดยการสุ่ม

จากตาราง 6-4 ค่า EER เฉลี่ยเท่ากับ 8.4295

6.2 การทดลองที่ 2

เป็นการทดลองเพื่อคำนวณหาค่า EER ของเครื่องปรับอากาศ และการคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิ



กราฟที่ 6-2 แสดงอุณหภูมิที่สภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบ

Time	8:22	8:34	8:47	8:54	9:04	9:14	9:27
Dry bulb evap. (C)	27.2	27.4	27.46	27.21	27.26	27.26	27.45
Wet bulb evap. (C)	19.02	19.16	19.36	18.91	19.01	19.02	19.2
Sensible Heat (kW)	5.04	4.93	5.01	4.96	5.01	5.04	5.01
Boiler Evap. Temp (C)	108.7	105.02	106.36	106.67	106.47	106.71	106.35
Latent Heat Evap. (kg/s)	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944	0.0001944
Latent Heat Evap. (kJ/kg)	79.85	80.437	81.276	79.389	79.808	79.85	80.605

Date & Time	Dry bulb cond.	Wet bulb cond.	Dry bulb evap.	Wet bulb evap.	Boiler Evap. Temp	Cond. Water (l/cond.)	Water Temp. (out)	Water Temp. (in)
21/3/2008 16:48	34.23	24.28	27.23	19.27	80.9	28.88	25.21	21.2
21/3/2008 16:58	34.06	24.2	26.94	19	80.43	29.37	25.4	20.87
21/3/2008 17:08	34.16	24.17	27.1	19	80.17	29.31	25.08	21
21/3/2008 17:18	34.18	24.16	26.95	18.95	79.81	29.36	24.81	21.02
21/3/2008 17:28	34.09	24.09	27	19.2	79.31	29.22	24.94	21.09
21/3/2008 17:38	34.26	24.4	27.2	19.4	78.66	29.3	25.1	21.56
21/3/2008 17:48	34.3	24.1	26.8	19.1	78.75	29.2	24.55	21.05

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
 ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งหากมีการนำไปใช้

Time	17:42	17:52	18:02	18:12	18:22	18:32	18:42
Dry bulb evap. (C)	27.23	26.94	27.1	26.95	27	27.2	26.8
Wet bulb evap. (C)	19.27	19	19	18.95	19.2	19.4	19.1
Boiler Temp (C)	80.9	80.43	80.17	79.81	79.31	78.66	78.75
อัตราการไหลของ ความร้อน (kg/s)	0.000 15737	0.000 15737	0.000 15737	0.000 15737	0.000 15737	0.000 15737	0.000 15737
สมรรถนะ ที่อุณหภูมิ กระเปาะเปียก (kJ/kg)	80.9	79.77	79.77	79.56	80.60	81.44	80.19
สมรรถนะ ที่อุณหภูมิ น้ำใน หม้อต้ม (kJ/kg)	2645 2	2644 4	2644	2643 4	2642 5	2641 4	2641 6
Sensible Heat Evap (kW)	2.746	2.752	2.795	2.756	2.767	2.719	2.746
Latent Heat(kW)	0.404	0.404	0.404	0.403	0.403	0.403	0.403
Total Heat Evap (kW)	3.15	3.156	3.199	3.159	3.170	3.122	3.149
Total Power of Air Cond	1.309	1.337	1.335	1.317	1.354	1.316	1.328
C.O.P	2.406	2.36	2.396	2.399	2.341	2.372	2.371
EER	8.21	8.05	8.17	8.19	7.99	8.09	8.09

7. สรุปผลการทดลอง

1. การปรับห้องทดสอบให้เข้าสู่ภาวะสมดุล

การปรับห้องให้เข้าสู่ภาวะสมดุลนั้น ขึ้นอยู่กับสภาวะเริ่มต้น ว่าที่สภาวะเริ่มต้นนั้นมีอุณหภูมิสูงหรือต่ำกว่าที่มาตรฐานกำหนด ในการทดลองนี้สภาวะเริ่มต้นต่ำกว่าอุณหภูมิที่มาตรฐานกำหนดทั้งอุณหภูมิ กระเปาะเปียกและอุณหภูมิกระเปาะแห้ง จึงจำเป็นต้องเพิ่มทั้งความร้อน สัมผัสและความร้อนแฝงโดยการเปิดฮีทเตอร์ และฮีทเตอร์ต้มน้ำ สำหรับห้องจำลองสภาวะภายในนั้น การให้ความร้อนในช่วงสภาวะเริ่มต้น นั้นไม่จำกัดว่าจะต้องเปิดฮีทเตอร์ให้เท่ากับการทำความเย็นที่ เครื่องปรับอากาศสามารถทำได้ แต่ถ้าต้องการให้เข้าสู่สภาวะที่สมดุลเร็ว ต้องเปิดฮีทเตอร์และฮีทเตอร์ต้มน้ำในปริมาณมาก แต่ไม่ควรเปิดมากเกินไปเพราะเมื่อถึงสภาวะที่สมดุลแล้วจะไม่สามารถคุมสภาวะให้อยู่ใน สภาวะที่สมดุลอยู่ได้ เนื่องจากจะมีความร้อนที่สะสมอยู่ในฮีทเตอร์ และฮีทเตอร์ต้มน้ำ ส่วนห้องจำลองสภาวะภายนอก การที่จะทำให้ห้อง เข้าถึงสภาวะสมดุลต้องขึ้นอยู่กับขนาดของคอนเดนซึ่งยูนิทว่าให้ความ ร้อนออกมาเล็กน้อยเพียงใดและต้องเปิดฮีทเตอร์และฮีทเตอร์ต้มน้ำมาก น้อยเพียงใด ความร้อนที่ถูกระบายออกมาจากคอนเดนซึ่งยูนิท นั้นใน เริ่มแรกเครื่องปรับอากาศทดสอบยังทำงานไม่เต็มประสิทธิภาพจึงยัง ระบายความร้อนออกมาไม่เต็มที่ ต้องรอเวลาสักระยะเครื่องถึงจะทำงาน เต็มประสิทธิภาพ ส่วนเครื่องทำน้ำเย็นในห้องจำลองสภาวะภายนอกต้อง สามารถดึงความร้อนออกจากห้องได้มากกว่าที่คอนเดนซึ่งยูนิทระบาย ความร้อนออกมา

2. การควบคุมห้องทดสอบเมื่ออยู่ในสภาวะสมดุล

การให้ความร้อนในช่วงสภาวะเริ่มต้นนั้นไม่จำกัดว่าจะต้องเปิด ฮีทเตอร์ให้เท่ากับการทำความเย็นที่เครื่องปรับอากาศสามารถทำได้ แต่ถ้า ต้องการให้เข้าสู่สภาวะที่สมดุลเร็วต้องเปิดฮีทเตอร์และฮีทเตอร์ต้มน้ำใน ปริมาณที่เหมาะสม การทดลองเพื่อหาสภาวะที่สมดุลนั้นต้องค่อยๆปรับค่า ความร้อนให้เปลี่ยนแปลงไปเรื่อยๆเพื่อหาค่าความร้อนที่เหมาะสมในการ ควบคุมสภาวะห้องให้ได้ตามที่ต้องการ เมื่อปรับค่าความร้อนให้เพิ่มขึ้นหรือ ลดลงแต่ละครั้งนั้นจำเป็นต้องใช้เวลาในการรอให้อุณหภูมิเปลี่ยนแปลงสัก ระยะ การที่จะรู้ว่าความร้อนที่ให้ไปเท่ากับความร้อนที่เครื่องปรับอากาศทำ ได้ นั้น สามารถสังเกตได้จากอุณหภูมิ ซึ่ง ณ ช่วงเวลานั้นมีอุณหภูมิคงที่ ตามที่มาตรฐานกำหนดคืออุณหภูมิกระเปาะแห้ง $27 \pm 1^{\circ}C$ อุณหภูมิ กระเปาะเปียก $19 \pm 0.5^{\circ}C$ (ห้องจำลองสภาวะภายใน) และอุณหภูมิ กระเปาะแห้ง $35 \pm 1^{\circ}C$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $24 \pm 0.5^{\circ}C$ (ห้อง จำลองสภาวะภายนอก)

3. การเปรียบเทียบค่า EER ระหว่างการเก็บค่าข้อมูลทุกๆ 10 นาทีกับค่า ข้อมูลที่เก็บได้โดยการสุ่มในช่วงเวลาที่อยู่ในภาวะสมดุลขณะทำการ ทดสอบ

ตาราง 6-6 ค่า EER ที่คำนวณได้จากการเก็บข้อมูลทุกๆ 10 นาที เพราะฉะนั้นค่า EER เฉลี่ยเท่ากับ 8.114 และค่าความร้อนรวมสุทธิ เฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายในเท่ากับ 3.158 kW.

การคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิ หาได้จากข้อมูลที่เก็บได้จากห้องจำลองสภาวะภายนอกตามตาราง 6-7 ที่แนบมาด้านล่าง

จากตาราง 6-7 ขีดความสามารถทำความเย็นรวมสุทธิเฉลี่ย เท่ากับ 3.028644573 kW. และผลต่างระหว่างความร้อนเฉลี่ยทั้งสองห้องเท่ากับ 4.09 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาค้นคว้าเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากการทดลองที่ 1 จะเห็นว่าค่า EER ที่ได้จากการเก็บค่าข้อมูลทุกๆ 10 นาทีตั้งแต่เวลา 8:31 – 9:31 เป็น 8.428366498 และค่า EER ที่ได้จากการเก็บค่าข้อมูลโดยการสุ่มในช่วงเวลาที่อยู่ในภาวะสมดุลขณะทำการทดสอบเป็น 8.429451654 เมื่อเปรียบเทียบค่า EER แล้วจะเห็นได้ว่าค่าที่ได้ใกล้เคียงกันมาก เพราะฉะนั้นจะสรุปได้ว่า “ เมื่อห้องอยู่ในสภาวะที่สมดุลตามมาตรฐานกำหนดแล้วที่อุณหภูมิกระเปาะแห้ง $27 \pm 1^{\circ}C$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $19 \pm 0.5^{\circ}C$ (ห้องจำลองสภาวะภายใน) และอุณหภูมิกระเปาะแห้ง $35 \pm 1^{\circ}C$ อุณหภูมิกระเปาะเปียก $24 \pm 0.5^{\circ}C$ ห้องจำลองสภาวะภายนอก) การเก็บค่าข้อมูลที่ใช้ในการคำนวณจะใช้ค่าข้อมูล ณ เวลาใดก็ได้ ไม่จำเป็นว่าจะต้องเก็บค่าข้อมูลทุกๆ 10 นาที แต่ควรต้องเว้นช่วงเวลาในการเก็บค่าข้อมูลบ้าง ”

5.2.4 การคำนวณหาขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิและการเปรียบเทียบค่าความร้อนของห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน

จากการทดลองที่ 2 ค่าความร้อนรวมสุทธิเฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายในเป็น 3.157746729 kW. และขีดความสามารถในการทำความเย็นรวมสุทธิเฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายนอกเป็น 3.028644573 kW. จะเห็นได้ว่าผลต่างระหว่างความร้อนเฉลี่ยของห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายในเป็น 4.09 % ซึ่งตามมาตรฐานแล้วผลต่างระหว่างความร้อนที่ยอมรับได้ของทั้งสองห้องต้องไม่เกิน 4 % ซึ่งความคลาดเคลื่อนที่เกิดขึ้นอาจจะเป็นเพราะความร้อนที่รั่วไหลของห้องจำลองสภาวะภายนอกและห้องจำลองสภาวะภายใน หรือ ความร้อนที่สูญเสียเนื่องจากอุปกรณ์ต่างๆ ภายในห้องทดสอบ

5.3 ข้อเสนอแนะ

1. ควรมีการปรับปรุง เพิ่มเติม และแก้ไขอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง, วัด และเก็บค่าข้อมูลให้เป็นระบบอัตโนมัติ เพื่อให้การทดสอบเครื่องปรับอากาศมีความสะดวกและเป็นมาตรฐานมากยิ่งขึ้น
2. ควรมีการปรับปรุงห้องทดสอบไม่ให้มีรอยรั่วหรือมีความร้อนรั่วไหลได้

7. เอกสารอ้างอิง

- 1) กฤษณะ จงสถิตไพบูลย์และคณะ, “การพัฒนาการเพิ่มอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงานของเครื่องปรับอากาศโดยใช้ระบบหัวฉีดน้ำ” ปรินญา นพนธ์ตามหลักสูตรวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

- [2] อัครเดช สิ้นธุภัก, “การทำความเย็น”, ตำราชุดวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [3] อัครเดช สิ้นธุภัก, “การปรับอากาศ”, ตำราชุดวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [4] Ricard C. Jordan , and Gayle B. Priester, “Refrigeration and Air condition” , Prentice-Hall of India Private Limited , 1973
- [5] Yunus A Cengel , and Michael A. Boles , “Thermodynamics An Engineering Approach ” Mcgraw-Hill

Date & Time	18/3/2008 17:42	18/3/2008 17:52	18/3/2008 18:02	18/3/2008 18:12	18/3/2008 18:22	18/3/2008 18:32	18/3/2008 18:42
Dry bulb evap. (C)	27.23	26.94	27.1	26.95	27	27.2	26.8
Wet bulb evap. (C)	19.27	19	19	18.95	19.2	19.4	19.1
Boiler Evap. Temp. (C)	80.9	80.43	80.17	79.81	79.31	78.66	78.75
อัตราการไหลของ น้ำความเย็น (kg/s)	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368	0.000157368
เอนทัลปีที่อุณหภูมิกะเปาะเปียก(kJ/kg)	80.89838	79.766	79.766	79.5563	80.6048	81.4436	80.1854
เอนทัลปีที่อุณหภูมิน้ำในหม้ออัดน้ำ(kJ/kg)	2645.176	2644.4052	2643.9788	2643.3808	2642.5408	2641.4488	2641.6
Sensible Heat Evap. (kW)	2.746	2.752	2.795	2.756	2.767	2.719	2.746
Latent Heat Evap.(kW)	0.403534728	0.403591629	0.403524527	0.403463421	0.403166232	0.402862386	0.40308418
Total Heat Evap. (kW)	3.149534728	3.155591629	3.198524527	3.159463421	3.170166232	3.121862386	3.14908418
Total Power of Air Cond.	1.309	1.337	1.335	1.317	1.354	1.316	1.328
C.O.P	2.406061671	2.360203163	2.395898522	2.398985134	2.341333997	2.372235856	2.371298329
EER	8.209482422	8.053013192	8.174805758	8.185337276	7.988631598	8.09406874	8.090869897

ตาราง 6-7 ข้อมูลที่ได้จากการทดลองทุกๆ 10 นาทีในช่วงเวลา 16:48 – 17:48 (ห้องจำลองสภาพภายใน)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้