สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การศึกษาเชิงทดลองหาขนาดของอีวาปอร์เรเตอร์และคอนเดนเซอร์ สำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดความแม่นยำสูง

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EVAPORATOR AND CONDENSER SIZE FOR A PRECISION AIR CONDITIONING SYSTEM

T 062002

นายผดุงพงศ์ กัณฑวงษ์
นายพงษ์ศักดิ์ เพ็ญสูตร์
นายสิทธิชัย น้อยศิริ

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 62002
วัน,เดือน,ปี 25 ก.ค. 2549
b.....
i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
ปีการศึกษา 2547

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาเชิงทดลองหาขนาดของอีวาปอร์เรเตอร์และคอนเดนเซอร์ สำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดความแม่นยำสูง

EXPERIMENTAL STUDY ON THE EVAPORATOR AND CONDENSER SIZE FOR A PRECISION AIR CONDITIONING SYSTEM

โดย

ผดุงพงศ์ กัณฑวงษ์

พงษ์ศักดิ์ เพ็ญสูตร์

สิทธิชัย น้อยศิริ

อาจารย์ที่ปรึกษา

รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2547

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2547

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาเชิงทดลองหาขนาดของอีวาปอร์เรเตอร์และคอนเดนเซอร์
สำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดความแม่นยำสูง

Experimental Study on the Evaporator and Condenser Size for a Precision Air Conditioning System

ผู้จัดทำ

1. นาย ผดุงพงศ์ กัณฑวงษ์ รหัสประจำตัว 44010768
2. นาย พงษ์ศักดิ์ เพ็ญสูตร์ รหัสประจำตัว 44010769
3. นาย สิทธิชัย น้อยศิริ รหัสประจำตัว 44010864

อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาเชิงทดลองหาขนาดของอีวาปอร์เรเตอร์และคอนเดนเซอร์ สำหรับเครื่องปรับอากาศชนิดความแม่นยำสูง

นาย ผดุงพงศ์ กัณฑวงษ์ 44010768
นาย พงษ์ศักดิ์ เพ็ญสูตร์ 44010769
นาย สิทธิชัย น้อยศิริ 44010864
รศ.ดร.มงคล มงคลวงศ์โรจน์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2547

บทคัดย่อ

โครงงานที่นำเสนอนี้ศึกษาถึงผลของการเปลี่ยนแปลงขนาดของคอยล์เย็นและคอนเดนเซอร์ ที่มีผลต่อการปรับอากาศในห้องปรับอากาศ โดยใช้ทฤษฎีของวัฏจักรการทำความเย็นแบบไออัดในการศึกษาและวิเคราะห์ โดยออกแบบการทดลองเพื่อดูว่าขนาดของคอยล์เย็นและคอนเดนเซอร์มีผลต่อตัวแปรตามต่างๆอย่างไร ผลของประสิทธิภาพในเครื่องปรับอากาศเป็นอย่างไร ในปัจจุบัน วิธีที่ใช้ลดความชื้นของอากาศคือ การอุ่นอากาศให้ร้อน การทำความเย็นเพื่อควบแน่น การดูดคายความชื้น ซึ่งถ้าการเปลี่ยนแปลงขนาดของคอยล์เย็นและคอนเดนเซอร์สามารถลดความชื้นและอุณหภูมิในห้องปรับอากาศได้ ก็จะเป็นแนวทางในการพัฒนาการปรับอากาศต่อไป ซึ่งจากการทดลองเราสามารถหาขนาดของคอยล์เย็นที่เหมาะสมอยู่ที่ 10.5 ตร.ม. และขนาดคอนเดนเซอร์อยู่ที่ 20 ตร.ม. รวมทั้งสามารถเพิ่มประสิทธิภาพการทำความเย็นได้ 21% และ สามารถลดพลังงานได้ 35%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Experimental Study on the Evaporator and Condenser Size for a Precision Air Conditioning System

Pradungpong	Kungavong	44010768
Pongsak	Pensoot	44010769
Sittichai	Noisiri	44010864

Assoc. Prof. Dr.Mongkol Mcngkolwongrogn Advisor

Abstract

This project deals with the design and development of evaporator and condenser coil for the air conditioning system with temperature and humidity control. The experiments were set up to measure room temperature and humidity with various sensible heat and moisture loads. In this project the fuzzy logic control were implemented for the special air conditioning system in order to control temperature and humidity precisely. The optimum size of evaporator and condenser were obtained experimentally. For the high efficiency air conditioning system. From experiment, the optimum evaporator size is 10.5 m^2 and optimum condenser size is 20 m^2 .The COP of the system increase around 21 % and the energy saving is approximately 35%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้คงไม่อาจสำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี หากไม่ได้รับความช่วยเหลือ และร่วมมือจากหลาย ๆ ฝ่าย ด้วยกัน ขอขอบคุณ ทุนสนับสนุนการวิจัยจาก IPUS และขอขอบคุณอาจารย์ที่ปรึกษา รศ.ดร. มงคล มงคลวงศ์โรจน์ ที่สละเวลาให้คำปรึกษา และ คำแนะนำที่มีประโยชน์อย่างมากต่อโครงงาน ขอขอบคุณคณาจารย์ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกลทุกท่านที่ให้ความรู้ในวิชาต่างๆที่เกี่ยวข้องเพื่อนำมาประยุกต์ใช้ในโครงงานนี้

ข้าพเจ้าขอขอบคุณบุคคลที่สำคัญที่สุดที่ข้าพเจ้ามีวันนี้ คือ บิดา มารดา อันเป็นที่เคารพรักยิ่ง ซึ่งได้เลี้ยงดูข้าพเจ้ามาเป็นอย่างดี พร้อมทั้งให้โอกาสในการศึกษาอย่างเต็มที่ และยังให้กำลังใจ เอาใจใส่เสมอมาในทุกๆด้าน อันหาที่เปรียบมิได้ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสุดประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

นาย ผดุงพงศ์ กัณฑวงษ์
นาย พงษ์ศักดิ์ เพ็ญสูตร์
นาย สิทธิชัย น้อยศิริ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

หน้าที่

บทคัดย่อภาษาไทย I

บทคัดย่อภาษาอังกฤษ II

กิตติกรรมประกาศ III

สารบัญ IV

สารบัญภาพ VI

บทที่ 1 บทนำ 1

1.1 ความสำคัญและที่มา 1

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงงาน 3

1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย 3

1.4 ขอบเขตของงานวิจัย 3

บทที่ 2 พื้นฐานการปรับอากาศ 4

2.1 เครื่องทำความเย็นคาร์โนต์ 4

2.2 วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ 6

2.3 วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวจริง 7

2.4 กระบวนการปรับสภาวะอากาศในแผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ต 9

2.5 การเปลี่ยนแปลงสภาวะของอากาศ 11

2.5.1 การทำความร้อนให้กับอากาศโดยไม่มีการเพิ่มปริมาณไอน้ำ 11

2.5.2 การทำความร้อนโดยมีการเพิ่มความชื้น 12

2.5.3 การทำความเย็นโดยเอนทาลปี้ (อะไดบาติคคงที่) 12

2.5.4 การทำความเย็นโดยปริมาณไอน้ำคงที่ 13

2.5.5 การทำความเย็นโดยการลดความชื้น 13

2.5.6 การผสมของปริมาณอากาศ 14

2.6 การกำจัดความร้อนและไอน้ำ 15

2.7 ภาระของเครื่องระบบปรับอากาศ 15

2.8 การวิเคราะห์โหลดปรับอากาศ 16

2.8.1 ความร้อนสัมผัสที่ได้รับภายในพื้นที่ 16

2.8.2 จำแนกความร้อนแฝงที่ได้รับ 17

2.8.3 การจำแนกโหลดโดยแบ่งตามแหล่งกำเนิด 17

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หน้า

2.8.4 รังสีจากดวงอาทิตย์ 24
2.8.5 การแทรกซึม 26
2.8.6 หลอดไฟฟ้า มอเตอร์ และอุปกรณ์อื่นๆ 28

บทที่ 3 การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ 32
3.1 สมการการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของอีวาปอร์เรเตอร์ 32
3.2 สมการการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของคอนเดนเซอร์ 34

บทที่ 4 การทดลอง 36
4.1 อุปกรณ์การทดลอง 36
4.2 การไหลเวียนของอากาศ 36
4.3 การไหลเวียนของสารทำความเย็น 36
4.4 วิธีการทดลอง 37
4.5 ผลการทดลอง 42
4.5.1 อุณหภูมิและความดันสารทำความเย็น ตำแหน่งต่างๆ เมื่อใช้คอนเดนเซอร์ ขนาด 20 m^2 42
4.5.2 อุณหภูมิและความดันสารทำความเย็น ตำแหน่งต่างๆ เมื่อใช้ อีวาปอร์เรเตอร์ขนาด 10.5 m^2 48
4.6 ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น , งานคอมเพรสเซอร์ , อัตราการไหล 53

บทที่ 5 สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง 57
เอกสารอ้างอิง
ภาคผนวก ก.
ภาคผนวก ข.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ

รูปที่	หน้า
2-1 ภาพของเครื่องทำความเย็นคาร์โนต์ และแผนภาพ T-s ของวัฏจักรคาร์โนต์แบบผันกลับได้	5
2-2 ภาพและแผนภาพ T-s ของวัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ	6
2-3 ภาพและแผนภาพ T-s ของวัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวจริง	9
2-4 แผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ต	10
2-5 กระบวนการให้ความร้อนโดยความชื้นคงที่	11
2-6 กระบวนการความชื้นสัมพัทธ์คงที่จากไซโครเมตริกชาร์ต	12
2-7 การทำความเย็นที่เอนทาลปี้คงที่ซึ่งเป็นกระบวนการอะไดบาติค	13
2-8 การทำความเย็นโดยปริมาณไอน้ำคงที่	13
2-9 การทำความเย็นโดยการลดความชื้น	14
2-10 การผสมของปริมาณอากาศที่สภาวะ A และสภาวะ B	15
3-1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง A-T ของ อีวาปอร์เรเตอร์	31
3-2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง A-T ของ อีวาปอร์เรเตอร์	32
3-3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U-T ของ อีวาปอร์เรเตอร์	32
3-4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U-T ของ อีวาปอร์เรเตอร์	33
3-5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง A-T ของ คอนเดนเซอร์	34
3-6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U-T ของ คอนเดนเซอร์	34
4-1 ผังการทดลองและอุปกรณ์ที่ทำการติดตั้ง ณ จุดต่างๆ	37
4-2 ภาระการทำความเย็นเทียม	37
4-3 เครื่องพ่นไอน้ำ	38
4-4 sensor ตรวจจับ อุณหภูมิ และความชื้น ภายในห้อง	38
4-5 ตัวแปลงสัญญาณ อนาลอก เป็น ดิจิตอล	39
4-6 คอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูล /อินเวอร์สเตอร์	39
4-7 บอร์ดแสดงอุณหภูมิที่จุดต่างๆ ข้อมูลกราฟของคอนเดนเซอร์ขนาด 20 ตร.ม.	40
4-8 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าอีวาปอร์เรเตอร์	41
4-9 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้าอีวาปอร์เรเตอร์	41
4-10 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกอีวาปอร์เรเตอร์	42

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

หน้าที่

4-11 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออกอีวาปอร 42
4-12 ความดันที่ตกลงในอีวาปอร์เรเตอร์ 45
4-13 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ 43
4-14 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ 44
4-15 ผลต่างของความดันที่คอมเพรสเซอร์ 44
4-16 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ 45
4-17 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ 45
4-18 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกคอนเดนเซอร์ 46
4-19 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออกคอนเดนเซอร์ 46
4-20 ความดันที่ตกลงในคอนเดนเซอร์ 47
ข้อมูลกราฟของอีวาปอร์เรเตอร์ขนาด 10.5 ตร.ม.
4-21 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าอีวาปอร์เรเตอร์ 47
4-22 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้าอีวาปอร์เรเตอร์ 48
4-23 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกอีวาปอร์เรเตอร์ 48
4-24 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออกอีวาปอร์เรเตอร์ 49
4-25 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกคอมเพรสเซอร์ 49
4-26 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออกอีวาปอร์เรเตอร์ 50
4-27 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ 50
4-28 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์ 51
4-29 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออกคอนเดนเซอร์ 51
4-30 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออกคอนเดนเซอร์ 52
4-31 ค่า cop ของการปรับอากาศที่ คอนเดนเซอร์ 20 ตร.ม. 52
4-32 งานคอมเพรสเซอร์ ของการปรับอากาศ 53
4-33 อัตราการไหลเชิงมวลของการปรับอากาศ 53
4-34 ค่า cop ของการปรับอากาศ ที่ อีวาปอร์เรเตอร์ 10.5 ตร.ม. 54
4-35 งานคอมเพรสเซอร์ที่ อีวาปอร์เรเตอร์ 10.5 ตร.ม. 54
4-36 อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นที่อีวาปอร์เรเตอร์10.5 ตร.ม 55
4-37 ตารางข้อมูลทำการเปรียบเทียบ ขนาดที่ดีที่สุด กับ ขนาด เดิมที่ใช้ ของอีวาปอร์เรเตอร์ 55

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ปัจจุบันได้มีการวิจัยอย่างต่อเนื่องที่จะพยายามลดอุณหภูมิ และความชื้นภายในห้องปรับอากาศให้เกิดประสิทธิภาพมากที่สุด ซึ่งจากการวิจัยของกรมวิทยาศาสตร์ ประเทศอังกฤษพบว่า ความชื้นในอากาศ มีบทบาทต่อการเสื่อมสภาพของวัตถุ และอุปกรณ์เช่น เหล็ก จะเกิดการกัดกร่อนที่ค วามชื้นสัมพัทธ์มากกว่า 50% หรือการเกิด แบคทีเรีย รา เมื่อความชื้นสัมพัทธ์มากกว่า 50% ซึ่งการทดลองนี้เพื่อหาสภาวะที่ดีที่สุดของขนาดความยาวคอยล์เย็นเพื่อเป็นแนวทางในการพัฒนาหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องปรับอากาศให้เกิดประโยชน์สูงสุด เครื่องปรับอากาศให้เกิดประโยชน์สูงสุด และเป็นการลดความชื้น และอุณหภูมิวิธีใหม่ ซึ่งในปัจจุบัน วิธีที่ใช้อยู่มีข้อดีข้อเสียแตกต่างกันคือ(1) วิธีการอุ่นอากาศให้ร้อน นั้นสามารถลดความชื้นในอากาศแต่ปริมาณน้ำในอากาศยังคงเท่าเดิม ซึ่งไม่เหมาะที่ความร้อนสูงมาก หากอุณหภูมิลด ความชื้นสัมพัทธ์ก็จะมากขึ้น และสิ้นเปลืองพลังงาน (2) วิธีการทำความเย็นเพื่อควบแน่น จะทำให้อากาศเย็นลงถึงจุดอิ่มตัว ความชื้นในอากาศควบแน่นกลั่นตัวเป็นหยดน้ำ (relative humidity = 100 %) แยกออกจากอากาศ จากนั้นจึงอุ่นอากาศ ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นจนถึงจุดต้องการ ซึ่งวิธีนี้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิของผิวคอยล์เย็น และไม่สามารถลดความชื้นได้ต่ำ เพราะเครื่องอัดน้ำยา ไม่สามารถทำให้อุณหภูมิที่ผิวคอยล์เย็นต่ำ (3) วิธีดูดกาย จะดูดความชื้นออกจากอากาศโดยตรง ซึ่งเป็นวิธีที่ที่นิยมปฏิบัติกันในปัจจุบัน

อุปกรณ์ของระบบปรับอากาศ

1. คอยล์เย็นหรืออีวาปอร์เรเตอร์ เป็นชดท่อทองแดงและมีครีบอะลูมิเนียมช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวในการดูดรับปริมาณความร้อนจากอากาศในห้องขณะที่น้ำยา R – 22 ภายในระบบตรงบริเวณนี้ระเหยเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ จะดูดรับปริมาณความร้อนผ่านท่อทางเดินน้ำยาเข้าไปยังน้ำยาภายในระบบทำให้อุณหภูมิโดยรอบคอยล์เย็นลดต่ำลง

2. เทอร์โมสแตติกเอกซ์แพนชั่นวาล์ว ส่วนใหญ่ชดควบคุมการไหลของน้ำยาที่ใช้สำหรับเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนมักจะใช้เทอร์โมสแตติกเอกซ์แพนชั่นวาล์ว ซึ่งเป็นแบบที่มีหลักการปรับควบคุมการไหลของน้ำยาได้ดี

3. ท่อของเหลว เป็นท่อที่ต่อเข้ากับชุดคอนเดนซิ่งยูนิตเพื่อให้น้ำยาเหลวที่กลั่นตัวเรียบร้อยแล้วจากคอนเดนเซอร์ ส่งผ่านท่อนี้เข้ายังเอกซ์เพนชั่นวาล์ว

4. ท่อทางดูด เป็นอีกท่อหนึ่งที่ไปต่อเข้ากับชุดคอนเดนซิ่งยูนิตตรงทางดูดของตัวคอมเพรสเซอร์ ให้น้ำยาสถานะแก๊สที่มีอุณหภูมิต่ำ และ ความดันต่ำจากคอยล์เย็นถูกดูดผ่านท่อทางดูดเข้ายังคอมเพรสเซอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. มอเตอร์พัดลม สำหรับชุดคอยล์เย็นแบบตั้งพื้นแขวนเพดาน หรือซ่อนในฝ้า มอเตอร์พัดลมจะเป็นแบบ 2- แกน - หมุนใบพัดหัวท้าย- เพื่อดูดอากาศจากภายในห้องมาเป่าผ่านคอยล์เย็น กลับเข้าไปหมุนเวียนภายในห้อง

6. ใบพัด ใบพัดที่ช้าสำหรับดูดเป่าอากาศหมุนเวียนให้กระจายความเย็นภายในห้องจะเป็นใบพัดแบบกรงกระรอกหรือแบบเซอรอกโค เช่นเดียวกับที่ใช้ในเครื่องปรับอากาศแบบหน้าต่าง แต่สำหรับชุดคอยล์เย็นแบบติดผนังรุ่นใหม่ ๆ เนื่องจากการออกแบบต้องการให้มีความบางมาก ๆ ดังนั้นใบพัดจึงต้องมีขนาดเล็ก

7. ถาดรองน้ำหยดจะติดตั้งอยู่ด้านล่างของชุดคอยล์เย็น เมื่อไอน้ำในอากาศในห้องปรับอากาศกระทบความเย็นจะกลั่นตัวเป็นหยดน้ำรอบ ๆ คอยล์เย็น เมื่อน้ำเหล่านี้มีมากขึ้นจะไหลลงสู่ถาดรองน้ำหยด และ ท่อน้ำทิ้งออกทิ้งภายนอกทางรูน้ำทิ้งอีกทีหนึ่งซึ่งจะเป็นการลดความชื้นของอากาศภายในห้องให้อยู่ในสภาวะที่เหมาะสม

8. ฟิลเตอร์กรองอากาศ จะติดตั้งอยู่ที่ทางลมกลับสำหรับกรองฝุ่นละอองของอากาศภายในห้องไม่ให้เข้าไปอุดตันในครีบของคอยล์เย็น

9. มอเตอร์คอมเพรสเซอร์ มอเตอร์คอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนนี้จะเป็นแบบเฮอร์เมติกซึ่งมีส่วนของมอเตอร์ และ คอมเพรสเซอร์อยู่ในตัวเดียวกัน ส่วนของคอมเพรสเซอร์มีอยู่ 2 แบบคือ แบบลูกสูบและแบบโรตารีเหมือนกันกับมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบติดหน้าต่าง

10. คอนเดนเซอร์ เป็นขดทองแดงและมีครีบช่วยเพิ่มพื้นที่ผิวในการระบายความร้อนออกจากน้ำยา เพื่อให้น้ำยาในสถานแก๊สกลั่นตัวเป็นน้ำยาเหลว

11. มอเตอร์พัดลม จะช่วยในการระบายความร้อนออกจากน้ำยาในคอนเดนเซอร์ จะเห็นได้ว่าเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนมีมอเตอร์พัดลมแยกจากกันเป็น 2 ตัวคือ อยู่ในชุดคอยล์เย็น 1 ตัว และอยู่ที่ชุดคอนเดนซิ่งยูนิตอีก 1 ตัว

12.ใบพัดลม ใบพัดลมสำหรับระบายความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์จะเป็นใบพัดแบบธรรมดาเช่นเดียวกับใบพัดระบายความร้อนคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบติดหน้าต่าง

13. พัดลมในการปรับอากาศในงานวิจัยนี้ ได้ทำการต่ออุปกรณ์การทำงานที่ต้องปรับความเร็วรอบในการควบคุมการทำงานของระบบ โดยใช้อินเวอร์เตอร์ขนาด 0.75 กิโลวัตต์ ซึ่งมีคุณสมบัติจ่ายไฟให้กับมอเตอร์ในการทำงาน 3 เฟส 220 โวลต์จึงได้ดัดแปลงการทำงานของมอเตอร์พัดลมให้ใช้งานกับระบบไฟ 3 เฟส 220 โวลต์ โดยความเร็วลมสูงสุดที่ได้มีความเร็วเฉลี่ยทางออกที่ท่อจ่าย 1.68 เมตรต่อวินาที และความเร็วของลมท่อกลับสูงสุดที่ทางเข้าเฉลี่ย 0.84 เมตรต่อวินาที โดยการวัดของอุปกรณ์วัดความเร็วลม (Anemometer)

14. การออกแบบระบบปรับอากาศนี้ ได้ออกแบบการระบายอากาศออกนอกระบบและดูดอากาศเข้าระบบโดยใช้พัดลมขนาด 220 โวลต์ จำนวน 2 ตัวในการออกแบบระบบปรับอากาศนี้ โดยมีขนาดความเร็วลม 5 เมตรต่อวินาทีที่พัดลม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

15. การออกแบบการทำงานในงานวิจัยนี้ ได้ใช้คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบขนาด 1.5 ตัน ในการควบคุมการทำงานของระบบปรับอากาศ การออกแบบได้ถูกออกแบบให้ควบคุมความเร็วรอบการทำงานของคอมเพรสเซอร์ ดังนั้นจำเป็นที่จะต้องมีอุปกรณ์อินเวอเตอร์ในการควบคุมความเร็วรอบรอบ โดยได้ใช้อินเวอเตอร์ขนาด 1.5 กิโลวัตต์ และระบบอินเวอเตอร์นี้ใช้ระบบไฟฟ้า 220 โวลต์ 3 เฟส กับการทำงานมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ จึงได้ทำการดัดแปลงการทำงานของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ให้ใช้งานได้ ดังรูป

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงงาน

1.2.1 เพื่อศึกษาและวิเคราะห์หาขนาดที่เหมาะสมของอีวาปอร์เรเตอร์และในคอนเดนเซอร์ในระบบปรับอากาศที่ควบคุมอุณหภูมิและความชื้น

1.2.2 เพื่อหาขนาดของอีวาปอร์เรเตอร์และคอนเดนเซอร์ที่ทำให้เครื่องปรับอากาศชนิดความแม่นยำสูงควบคุมได้

1.2.3 เพื่อพัฒนาประสิทธิภาพหรือสมรรถนะการทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศที่ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้มีประสิทธิภาพสูงสุดหรือสมรรถนะการทำความเย็นสูงสุด

1.3 วัตถุประสงค์ของงานวิจัย

1.3. 1 เพื่อศึกษาและวิเคราะห์หาขนาดที่เหมาะสมของคอยล์เย็นและในคอยล์ร้อนในระบบปรับอากาศที่ควบคุมอุณหภูมิและความชื้น

1.3.2 เพื่อพัฒนาประสิทธิภาพหรือสมรรถนะการทำความเย็นในเครื่องปรับอากาศที่ควบคุมอุณหภูมิและความชื้นให้มีประสิทธิภาพสูงสุดหรือสมรรถนะการทำความเย็นสูงสุด

1.4 ขอบเขตของงานวิจัย

1.4.1 ปรับปรุงและพัฒนาหาขนาดของอีวาปอร์เรเตอร์และ คอนเดนเซอร์ในเครื่องปรับอากาศที่ควบคุมอุณหภูมิและความชื้น

1.4.2 ศึกษาคุณลักษณะและวัฏจักรการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ

1.4.3 ออกแบบระบบปรับอากาศตามคุณสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์

1.4.4 ทดสอบและหาสมรรถนะการทำความเย็นของระบบปรับอากาศเมื่อเปลี่ยนขนาดของอีวาปอร์เรเตอร์และ คอนเดนเซอร์ต่างๆ เพื่อดูสภาวะการทำงานที่ดีที่สุดของอีวาปอร์เรเตอร์คอนเดนเซอร์ว่ามีขนาดอยู่ที่เท่าไร

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
พื้นฐานการปรับอากาศ

2.1 เครื่องทำความเย็นคาร์โนต์

เครื่องทำความเย็นที่ทำงานเป็นวัฏจักรคาร์โนต์แบบย้อนกลับ จะถูกเรียกว่า เครื่องทำความเย็นคาร์โนต์ (Carnot Refrigerator) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของเครื่องทำความเย็น ไม่ว่าจะเป็นแบบผันกลับได้หรือผันกลับไม่ได้ก็ตาม สามารถคำนวณได้จาก

$$COP_R = \frac{1}{Q_H/Q_L - 1} \qquad (2\text{-}1)$$

เมื่อ Q_L คือปริมาณความร้อนที่ดูดจากแหล่งที่มีอุณหภูมิต่ำ และ Q_H คือปริมาณความร้อนที่ถูกปล่อยไปยังแหล่งที่มีอุณหภูมิสูง ค่า COP ของเครื่องทำความเย็นสามารถคำนวณได้โดยการแทนค่าอัตราส่วนการถ่ายโอนความร้อน Q_H/Q_L ด้วยอัตราส่วนของอุณหภูมิสัมบูรณ์ของแหล่งอุณหภูมิสูงและอุณหภูมิต่ำ ดังนั้นค่า COP ของเครื่องทำความเย็นจึงเท่ากับ

$$COP_{R,rev} = \frac{1}{T_H/T_L - 1} \qquad (2\text{-}2)$$

ค่าที่คำนวณจากสมการนี้ จะเป็นค่าสูงที่สุด เครื่องทำความเย็นจริง ที่ทำงานระหว่าง T_L และ T_H เดียวกัน จะมีค่า COP ต่ำกว่าเสมอ

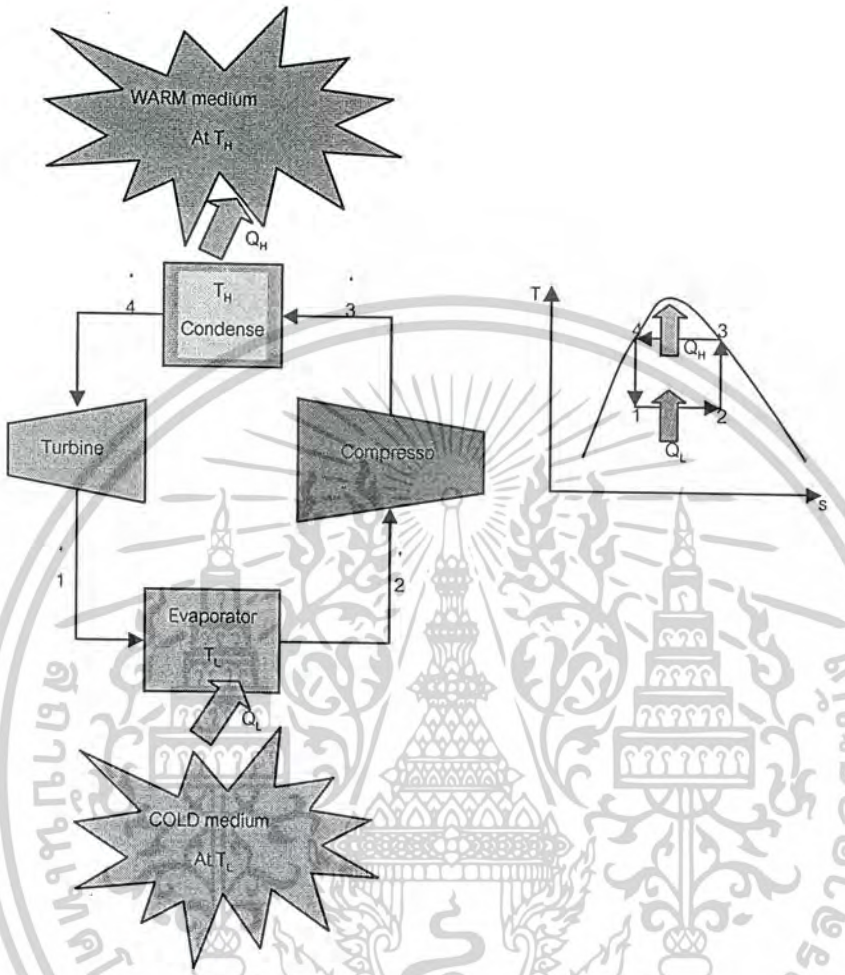
ซึ่งเราสามารถเปรียบเทียบค่า COP ของเครื่องทำความเย็นจริง และเครื่องทำความเย็นแบบผันกลับได้ที่ทำงานระหว่างอุณหภูมิ T_L และ T_H เดียวกันได้ดังนี้

$$COP_R \begin{cases} < COP_{R,rev} & \text{เครื่องทำความเย็นแบบผันกลับไม่ได้} \\ = COP_{R,rev} & \text{เครื่องทำความเย็นแบบผันกลับได้} \\ > COP_{R,rev} & \text{เครื่องทำความเย็นที่เป็นไปไม่ได้} \end{cases}$$

ค่า COP ของเครื่องทำความเย็นแบบผันกลับได้จะมีค่าสูงสุดทางทฤษฎี แต่เครื่องทำความเย็นจริงจะสามารถทำให้มีค่าใกล้เคียงกับค่าสูงสุดทางทฤษฎีนี้ได้ ถ้ามีการพัฒนาด้านการออกแบบ แต่จะไม่สามารถมีค่าสูงสุดเท่ากับค่าทางทฤษฎีนี้ได้

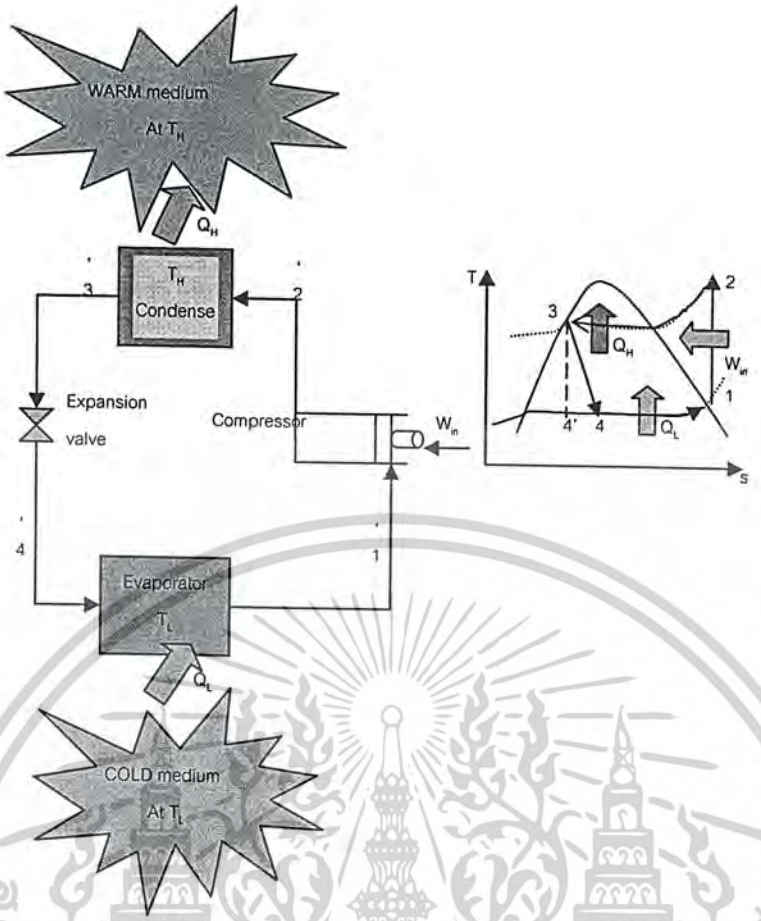
ข้อสังเกตคือ ค่า COP ของเครื่องทำความเย็นจะลดลงเมื่อ ค่า T_L ลดลง นั่นหมายความว่า เครื่องทำความเย็นจะต้องการงานมากขึ้นในการดึงดูดความร้อนจากแหล่งพลังงานที่มีอุณหภูมิที่ต่ำกว่า และถ้าอุณหภูมิของช่องทำความเย็นลดลงใกล้ศูนย์ ระบบจะต้องการงานจำนวนมหาศาลจึงทำให้ค่า เข้าใกล้ศูนย์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-1 ภาพของเครื่องทำความเย็นคาร์โนต์และแผนภาพ T-s ของวัฏจักรคาร์โนต์แบบผันกลับได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-2 ภาพและแผนภาพ T-s ของวัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ

2.2 วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ

วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ เป็นวัฏจักรที่ได้รับการพัฒนาจากวัฏจักรทำความเย็นคาร์โนต์ ให้มีลักษณะใกล้เคียงกับการทำงานในทางปฏิบัติ มากขึ้น โดยแนวทางในการปรับปรุงวัฏจักร คือ ทำการระเหยสารทำความเย็นอย่างสมบูรณ์ก่อนที่จะทำการอัด และแทนกังหันด้วยอุปกรณ์ทรอตทลิ่ง แผนภาพอุณหภูมิ – เอนโทรปี (T-s diagram) ของวัฏจักรทำความเย็น แบบไออัดตัวอุดมคตินี้ถูกใช้เป็นต้นแบบสำหรับเครื่องทำความเย็น เครื่องปรับอากาศ และปั๊มความร้อนอย่างกว้างขวางซึ่งประกอบด้วยกระบวนการต่างๆดังนี้คือ

กระบวนการ 1→2 การอัดตัวแบบไอเซนโทรปิกในเครื่องอัด

กระบวนการ 2→3 การคายความร้อนโดยความดันคงที่ในเครื่องควบแน่น

กระบวนการ 3→4 การขยายตัวในอุปกรณ์ทรอตทลิ่ง

กระบวนการ 4→1 การดูดความร้อนโดยความดันคงที่ในเครื่องระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในวัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ สารทำความเย็นไหลเข้าเครื่องอัดที่สภาวะที่1 ในสถานะไออิ่มตัว และถูกอัดแบบไอเซนโทรปิก จนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันของเครื่องควบแน่น ในช่วงกระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิกนี้อุณหภูมิจองสารทำความเย็นจะเพิ่มขึ้นสูงกว่าอุณหภูมิของตัวกลางสิ่งแวดล้อม อาทิ บรรยากาศ หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นในสถานะไอร้อนยวดยิ่งที่สภาวะที่ 2 และออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะที่ 3 เนื่องจากผลของการคายความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่สภาวะนี้จะยังคงสูงกว่าอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม

สารทำความเย็นในสถานะของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะที่ 3 นี้ จะถูกบีบผ่านอุปกรณ์ทรอตทลิ่ง (เช่น วาล์วขยายตัว หรือท่อคาปิลลารี) จนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันของเครื่องระเหย ในช่วยกระบวนการนี้ อุณหภูมิของสารทำความเย็นจะลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิของบริเวณทำความเย็นหลังจากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าเครื่องระเหยที่สภาวะที่ 4 ในสถานะของผสมอิ่มตัวที่มีค่าคุณภาพไอต่ำ สารทำความเย็นนี้จะระเหยอย่างสมบูรณ์โดยการดูดความร้อนออกจากบริเวณทำความเย็นและออกจากเครื่องในสถานะไออิ่มตัว หลังจากนั้นก็จะไหลกลับเข้าสู่เครื่องอัดอีกครั้งซึ่งเป็นการทำงานครบวัฏจักรพอดี

พื้นที่ใต้เส้นโค้งของกระบวนการบนแผนภาพ T – s เท่ากับปริมาณการถ่ายโอนความร้อนสำหรับกระบวนการผันกลับได้แบบภายใน ดังนั้นเมื่อพิจารณาจากแผนภูมิจะพบว่าพื้นที่เส้นโค้งของกระบวนการ 4-1 คือ ความร้อนที่ถูกดูดโดยสารทำความเย็นภายในเครื่องระเหย ส่วนพื้นที่ใต้เส้นโค้งของกระบวนการ 2-3 คือปริมาณความร้อนที่คายออกจากสารทำความเย็นสู่สิ่งแวดล้อมภายในเครื่องควบแน่น ซึ่งปริมาณความร้อนที่ถูกถ่ายโอนภายในเครื่องควบแน่นและเครื่องระเหยจะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับความยาวของเส้นกระบวนการ

2.3 วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวจริง

วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวจริง ในทางปฏิบัตินั้นจะมีผลที่เกิดจากสภาพผันกลับไม่ได้ในอุปกรณ์เนื่องจากมีความต้านทานในการไหลซึ่งจะทำให้ค่าเอนโทรปีมีค่าสูงขึ้น นอกจากนี้ยังมีผลของการถ่ายโอนความร้อนต่อต่อค่าเอนโทรปีซึ่งเกิดขึ้นใน สองลักษณะคือ ถ้าเป็นการถ่ายโอนความร้อนออกจากระบบจะทำให้ค่าเอนโทรปีของระบบลดลงขึ้น แต่ในทางตรงกันข้ามถ้าเป็นการถ่ายโอนความร้อนเข้าสู่ระบบก็จะทำให้ค่าเอนโทรปีของระบบเพิ่มสูงขึ้น ดังนั้นค่าเอนโทรปีของระบบจึงอาจจะเพิ่มขึ้น (ตามกระบวนการ1-2)หรืออาจจะลดลง(ตามกระบวนการ1-2') ก็ได้ในระหว่างกระบวนการอัดจริง แต่กระบวนการอัดตามกระบวนการ1-2' ซึ่งเป็นกระบวนการอัดโดยมีการคายความร้อนนี้จะมีข้อดีกว่ากระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิกเนื่องจากปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นจะลดลงซึ่งมีผลทำให้งานที่ต้องป้อนให้กับเครื่องอัดน้อยกว่าดังนั้นสารทำความเย็นจึงควรถูกทำให้เย็นตัวลงในระหว่างกระบวนการอัด

ในกรณีของวัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ สารทำความเย็นจะออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะที่เป็นของเหลวอิ่มตัวที่ความดันเท่ากับความดันที่ออกจากเครื่องอัด แต่ในทางปฏิบัตินั้นเราไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ที่จะมีความดันตกเกิดขึ้นในเครื่องควบแน่นและท่อที่เชื่อมต่อจากเครื่องควบแน่นไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

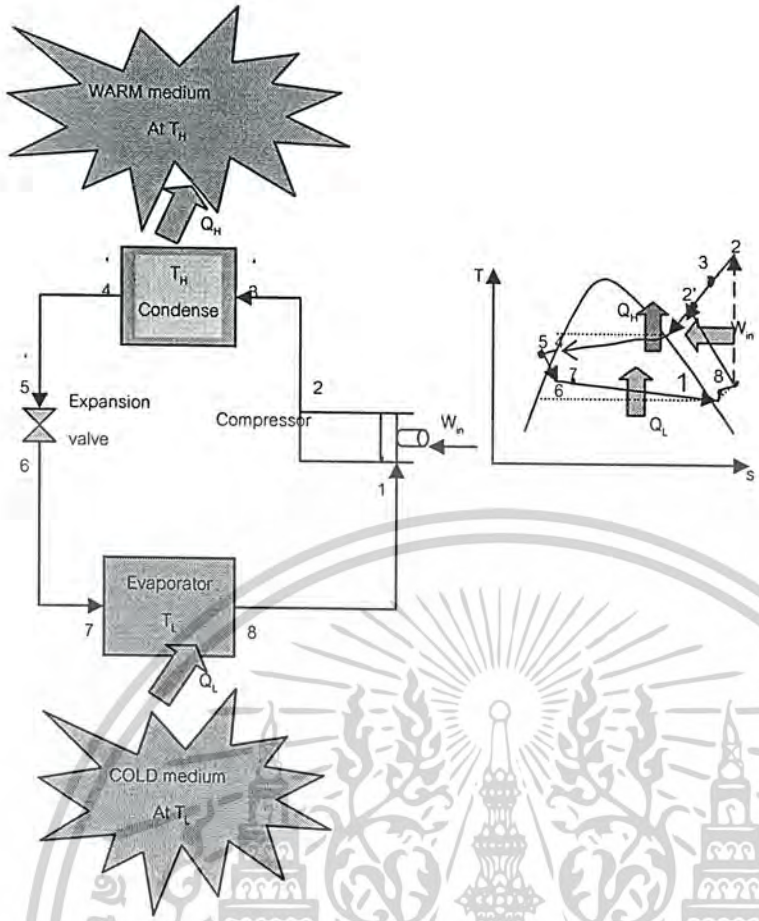
ยังเครื่องอัดและทรอตทลิ่งวาล์วนอกจากนี้ยังไม่ง่ายที่จะควบคุมให้สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นอยู่ในสถานะอิ่มตัวได้อย่างแม่นยำพอดี แต่เราก็ไม่ต้องการให้สารทำความเย็นที่ควบแน่นไม่สมบูรณ์ไหลผ่านทรอตทลิ่งวาล์ว ดังนั้นเพื่อให้มั่นใจว่าสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นมีการควบแน่นอย่างสมบูรณ์ จึงได้ออกแบบให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะที่เป็นของเหลวอัดก่อนที่จะปล่อยให้ไหลเข้าสู่ทรอตอทลิ่งวาล์ว ซึ่งจะทำให้เกิดผลดีคือ สารทำความเย็นที่จะไหลต่อไปยังเครื่องระเหยจะมีปริมาณค่าเอนทาลปี้ต่ำ และทำให้สามารถรับความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้มากขึ้น โดยปกติจะมีการติดตั้งอุปกรณ์ทรอตทลิ่งวาล์วและเครื่องระเหยให้อยู่ในระยะชิดกันมากๆ เพื่อที่จะทำให้ความดันตกที่เกิดขึ้นเนื่องจากแรงต้านทานการไหลต่ำ

ในการคำนวณนั้นสิ่งที่ต้องทำการคำนวณคือ

1. $\dot{Q}_L = \dot{m}(h_8 - h_7)$ (2-3)
2. $\dot{W} = \dot{m}(h_{2'} - h_1)$ (2-4)
3. $COP_R = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{in}}$ (2-5)
4. $\dot{Q}_H = \dot{Q}_L + \dot{W}_{in}$ (2-6)

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

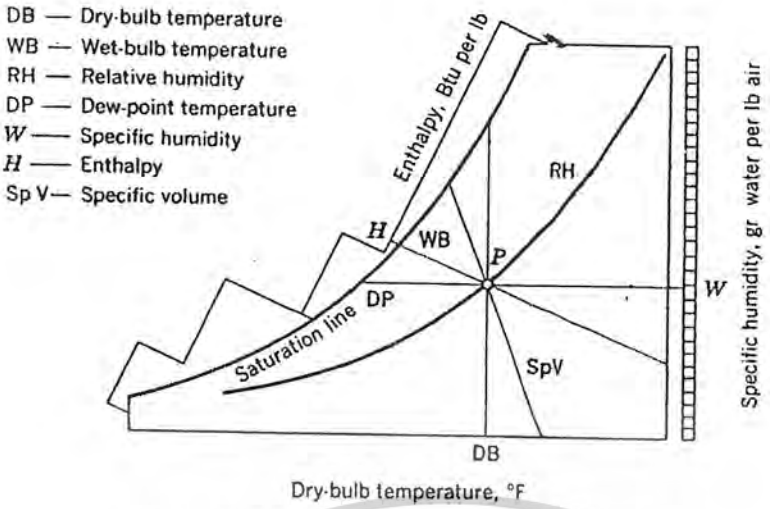


รูปที่ 2-3ภาพและแผนภาพ T-s ของวัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวจริง

2.4 กระบวนการปรับสภาวะอากาศในแผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ต

สิ่งที่แสดงให้เห็นภาพถึงการเปลี่ยนแปลงสภาวะอากาศเรามักจะใช้ แผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ตในการแสดงผล เพื่อให้รู้ถึงความสัมพันธ์ของตัวแปรในแผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ต โดยสามารถอธิบายได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-4 แผนภูมิไซโครเมตริกชาร์ต

จากรูปที่ 2-3 ได้แสดงความสัมพันธ์ในไซโครเมตริกชาร์ต ดังนี้

อุณหภูมิกระเปาะแห้ง(DB) เป็นอุณหภูมิของอากาศที่อ่านจากเทอร์โมมิเตอร์ธรรมดา อุณหภูมิกระเปาะแห้งจะพล็อตลงในเส้นแนวนอนที่ส่วนล่างของชาร์ต ที่อุณหภูมินี้เป็นการวัดถึงความร้อนสัมผัส โดยที่การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิกระเปาะแห้งจะแสดงถึงการเปลี่ยนแปลงของความร้อนสัมผัส

อุณหภูมิกระเปาะเปียก(WB) เป็นอุณหภูมิของอากาศที่อ่านจากเทอร์โมมิเตอร์ ที่กระเปาะแห้งหุ้มด้วยสำลีหรือไส้ตะเกียงที่ชุ่มน้ำและทำการหมุนไปในอากาศ อุณหภูมิกระเปาะเปียกจะพล็อตลงในเส้นที่ซึ่งจุดเริ่มต้นอยู่ที่เส้นอิ่มตัวและเอียงลงมาทางด้านขวา อุณหภูมิแสดงถึงค่าความร้อนทั้งหมด (เอนทาลปี้) คือ ความร้อนสัมผัสบวกความร้อนแฝง

อุณหภูมิจุดน้ำค้าง(DP) เป็นอุณหภูมิของอากาศอิ่มตัว หรืออุณหภูมิที่อากาศถูกทำให้เย็นลงก่อนเกิดการควบแน่น อุณหภูมิจุดน้ำค้างเป็นจุดที่อยู่ตลอดบนเส้นอิ่มตัว ที่สภาวะอิ่มตัวนี้ค่าของอุณหภูมิ DP = WB = DB อุณหภูมิจุดน้ำค้าง เป็นค่าที่แสดงถึงความร้อนแฝง ดังนั้นการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิจุดน้ำค้างจึงเป็นตัวบอกถึงการเปลี่ยนแปลงความร้อนแฝง(ปริมาณไอน้ำ)

ความชื้นจำเพาะ(W) เป็นปริมาณไอน้ำที่มีอยู่จริงของอากาศในหน่วยเกรนของไอน้ำต่อปอนด์ข องอากาศแห้งสเกลของ W จะอยู่ทางด้านขวามือในแกนตั้งของชาร์ต

ความชื้นสัมพัทธ์(RH) เป็นอัตราส่วนของความดันไอน้ำที่มีอยู่จริงในอากาศ ต่อด้วยความดันของไออิ่มตัวที่อุณหภูมิเดียวกัน เส้นความชื้นสัมพัทธ์เริ่มจากด้านล่างซ้ายและโค้งขึ้นไปด้านบนขวาโดยประมาณความโค้งเท่ากับเส้นอิ่มตัว

ปริมาตรจำเพาะ(SpV) เป็นส่วนกลับของความหนาแน่นในหน่วยลูกบาศก์ฟุตของของผสมไอน้ำกับอากาศต่อด้วยปอนด์ของอากาศแห้ง เส้นของปริมาตรจำเพาะเริ่มจากเส้น DB และเอียงขึ้นไปทางด้านซ้าย

เอทาลปี้ หรือ ปริมาณความร้อนทั้งหมด (H) เป็นค่าที่แสดงปริมาณความร้อนของของผสมไอน้ำกับอากาศเหนือจุดศูนย์ (0 องศาฟาเรนไฮด์ สำหรับอากาศแห้ง และ 32 องศาฟาเรนไฮด์ สำหรับน้ำ)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

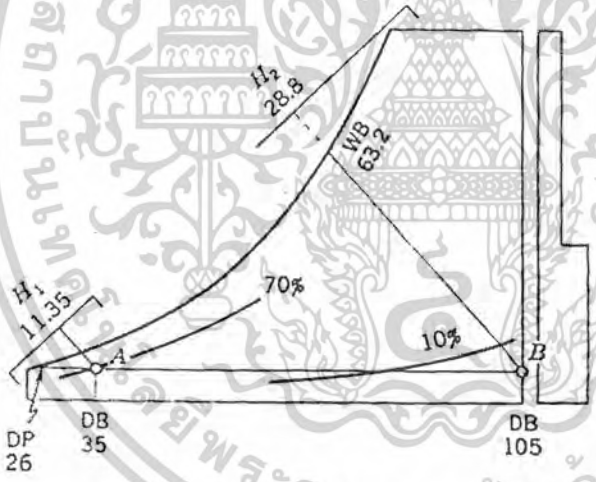
โดยมีหน่วยเป็น Btu ต่อปอนด์ของอากาศแห้ง ค่าของเอนทาลปี้จะอยู่บนสเกลเหนือเส้นอิ่มตัวที่อยู่ทางซ้ายของชาร์ต

2.5 การเปลี่ยนแปลงสภาวะของอากาศ

การทำความร้อน ความเย็น การให้ความชื้น และลดความชื้น เป็นกระบวนการที่เกิดขึ้นในการปรับอากาศ การเปลี่ยนแปลงทั้งหมดของอากาศจากสภาวะที่แสดงโดย จุดเริ่มต้นในชาร์ตไปยังสภาวะอื่น ๆ ในจุดต่าง ๆ ของชาร์ต ซึ่งมีกระบวนการที่เป็นไปได้อยู่ 6 กระบวนการ คือ

2.5.1 การทำความร้อนให้กับอากาศโดยไม่มีการเพิ่มปริมาณไอน้ำ

กระบวนการนี้เป็นกระบวนการความร้อนแฝงหรือกระบวนการความชื้นคงที่ โดยอุณหภูมิจุดน้ำค้างคงที่อยู่ มีเพียงความร้อนสัมผัสที่เพิ่มให้กับอากาศ กระบวนการนี้เป็นระบบที่ให้ความร้อนโดยใช้อากาศ ซึ่งในเตาให้ความร้อนไม่ได้ติดเครื่องให้ความชื้นและ ใช้น้ำร้อนหรือไอน้ำเป็นตัวให้ความร้อนที่เครื่องกระจายความร้อนของคอยล์ กระบวนการนี้ส่วนใหญ่แล้วเรียกอยู่ในรูปแบบของกระบวนการให้ความร้อนสัมผัส ดังรูปที่ 2-5 กระบวนการนี้เริ่มจากจุด A ไปยังจุด B

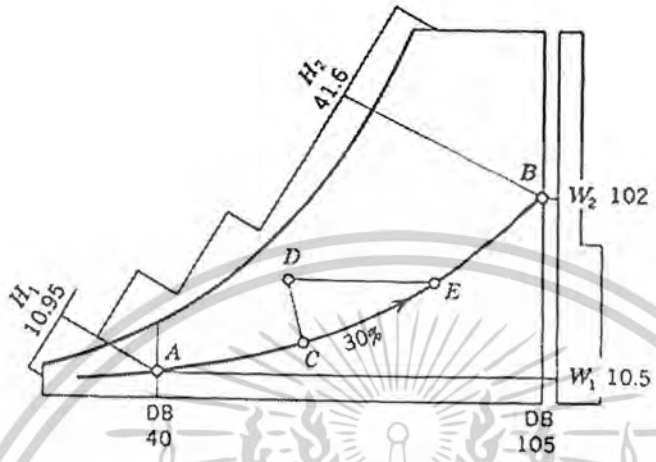


รูปที่ 2-5 กระบวนการให้ความร้อนโดยความชื้นคงที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5.2 การทำความร้อนโดยมีการเพิ่มความชื้น

ในทางปฏิบัติของการปรับอากาศในฤดูหนาวที่ดีนั้น จำเป็นที่จะต้องมีการเพิ่มปริมาณไอน้ำระหว่างกระบวนการให้ความร้อน ปกติแล้วจำนวนไอน้ำที่พอเพียงในการเพิ่มเข้าไปเพื่อรักษาความชื้นสัมพัทธ์ให้อยู่ที่ประมาณ 40 ถึง 50เปอร์เซ็นต์ในพื้นที่ปรับอากาศ



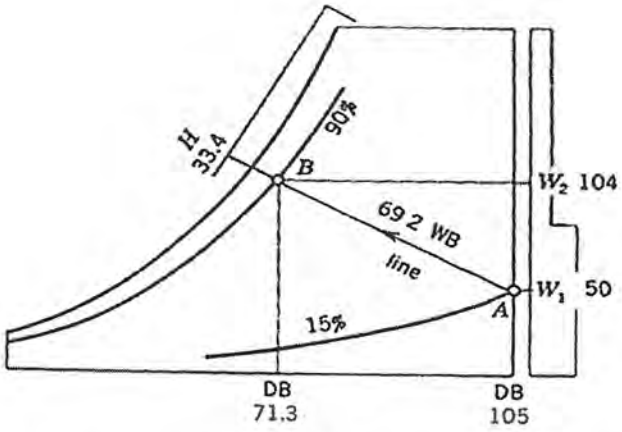
รูปที่ 2-6 กระบวนการความชื้นสัมพัทธ์คงที่จากไซโครเมตริกชาร์ต

จากรูปกระบวนการทำความร้อนนั้นเริ่มจากจุด A ไปยังจุด B โดยการทำความร้อนนั้นได้รักษาสภาวะของความชื้นสัมพัทธ์คงที่ไว้ที่ 30 % การให้ความชื้นของอากาศสามารถทำได้โดยฉีดละอองน้ำเล็ก ๆ เข้าไปในทางเดินของอากาศร้อน ในกระบวนการจริงจะขึ้นอยู่กับวิธีการใช้ของการเพิ่มความชื้น เส้น CD แสดงการเพิ่มความชื้นปกติถ้ามีการฉีดละอองน้ำขึ้น และเส้น DE เป็นเส้นปกติของความร้อนสัมผัสอยู่ในแนวนอน

2.5.3 การทำความเย็นโดยเอนทาลปี้ (อะไดบาติคคงที่)

กระบวนการนี้เกิดขึ้นไปตามเส้นอุณหภูมิกระเปาะเปียกคงที่ เครื่องฟอกอากาศสำหรับระบบระบายอากาศและเครื่องทำความเย็นสำหรับบ้านเรือนหรืออาคารสำนักงานส่วนใหญ่แล้วจะใช้กระบวนการนี้เนื่องจากปริมาณความร้อนทั้งหมดมีค่าคงที่ การทำความเย็นสัมผัส ลดลงถึงอุณหภูมิ DB สามารถเกิดขึ้นได้ ถ้าความร้อนแฝง (ปริมาณไอน้ำ) เพิ่มขึ้น ความร้อนสัมผัสในอากาศได้ใช้ในการระเหยของน้ำมากขึ้น ดังนั้นอุณหภูมิ DB จึงลดลง โดยที่อุณหภูมิ WB ยังคงที่อยู่ ส่วนความชื้นจำเพาะและความชื้นสัมพัทธ์มีค่าเพิ่มขึ้นทั้งคู่ ดังรูปที่ 2-7 จากจุด A ไปยังจุด B

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

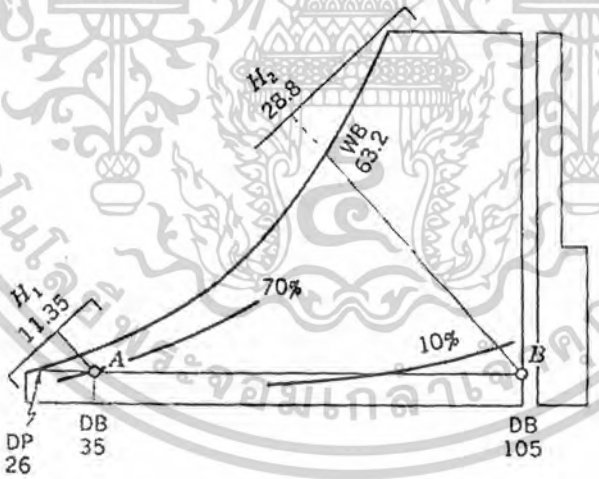


รูปที่ 2-7 การทำความเย็นที่เอนทาลปีคงที่ซึ่งเป็นกระบวนการอะไดบาติค

2.5.4 การทำความเย็นโดยปริมาณไอน้ำคงที่

กระบวนการนี้เป็นกระบวนการย้อนกลับของกระบวนการทำความร้อนโดยปริมาณไอน้ำคงที่ โดยกระบวนการเคลื่อนที่ไปทางซ้ายจากจุด B ไปยังจุด A ที่แสดงในรูปที่ 2-8 มีเพียงความร้อนสัมผัสเท่านั้นที่ถูกดึงออกมาจากอากาศ เมื่อจุดน้ำค้างของอากาศยังไม่ถึง การทำความเย็นโดยใช้การระเหยไม่สามารถใช้กระบวนการนี้ได้ แต่ต้องการใช้สารทำความเย็นแทน

ในกระบวนการการทำความเย็นสัมผัส ต้องการอุปกรณ์ทำความเย็นที่จะรักษาอุณหภูมิที่จุดน้ำค้างหรือมากกว่าได้ ถ้าอากาศถูกทำให้เย็นลงจนต่ำกว่าจุดน้ำค้างไอน้ำจะเกิดการควบแน่นจากอากาศ



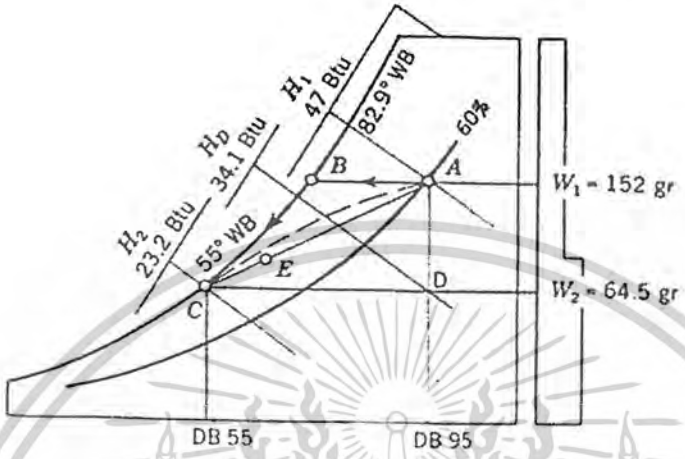
รูปที่ 2-8 การทำความเย็นโดยปริมาณไอน้ำคงที่

2.5.5 การทำความเย็นโดยการลดความชื้น

การทำความเย็นปกติในฤดูร้อนหรือการปรับอากาศโดยใช้สารทำความเย็น เป็นตัวอย่างที่เกิดขึ้นของกระบวนการนี้ ในทางทฤษฎีของผสมไอน้ำ กับ อากาศถูกทำให้เย็นลงในตอนแรก (ความร้อนสัมผัสถูกดึงออกมา) ไปตามเส้นปริมาณไอน้ำคงที่จนถึงเส้นอิ่มตัว ความร้อนที่ถูกดึงออกมาเป็นผล

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ให้เกิดการควบแน่นของไอน้ำ ซึ่งปริมาณไอน้ำที่ควบแน่นออกมาจากอากาศ ทำให้อุณหภูมิกระเปาะแห้งลดลง ดังนั้น กระบวนการนี้จึงเคลื่อนลงมา ตามเส้นอิ่มตัวจนถึงสถานะที่สอง ในการทำความเย็นสามารถทำได้ โดยให้อากาศผ่านไปยังครีบของคอยล์ ซึ่งมีน้ำเย็น หรือการขยายตัวโดยตรง ของสารทำความเย็น หรือโดยการให้อากาศผ่านละอองน้ำซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศที่ทำการปรับอากาศ



รูปที่ 2-9 การทำความเย็นโดยการลดความชื้น

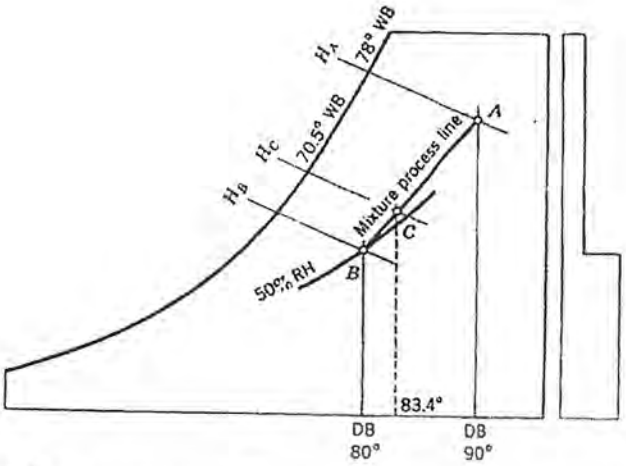
จากรูปชี้ให้เห็นว่ากระบวนการที่แสดงโดยทางเดิน ABC ของรูปที่ 2-9 เป็นเพียงทฤษฎีและการสมมติเท่านั้นว่าอากาศทั้งหมดที่เข้ามาสัมผัสกับผิวโลหะที่เย็นของครีบ แต่อากาศที่ผ่านจริงจะไม่สัมผัสกับผิวคอยล์เย็นทั้งหมด ดังนั้นจึงมีอากาศบางส่วนที่มีอุณหภูมิไม่ถึงจุดน้ำค้างเลย สำหรับลักษณะในกระบวนการจริงที่ครีบของคอยล์ได้แสดงไว้ใกล้เคียงกว่า โดยเส้นโค้งประเชื่อมจุด A และ C

ในกระบวนการจริงเส้น AC สำหรับผิวครีบของคอยล์ทำความเย็น เป็นความสัมพันธ์ที่ยุ่งยากมากซึ่งไม่สามารถที่จะทำนายได้ อย่างไรก็ตามในการแก้ปัญหาของการปรับอากาศจริง ๆ ต้องการรู้ถึงเพียงจุดสุดท้ายของกระบวนการไม่จำเป็นต้องเป็นกระบวนการจริงดังนั้นในทางปฏิบัติส่วนใหญ่จะแสดงกระบวนการทำความเย็นของคอยล์โดยเส้นตรง AC ที่แสดงในรูปที่ 2-9

2.5.6 การผสมของปริมาณอากาศ

โดยปกติแล้วกระบวนการในผสมของปริมาณอากาศทั้งสองที่เกิดขึ้น ในระบบปรับอากาศจำเป็นที่จะต้องหาคุณสมบัติของผสมสุดท้ายที่เกิดขึ้น ตัวอย่างเช่น การรวมกันของอากาศจากภายนอกกับอากาศที่กลับจากห้อง โดยในทางปฏิบัติเส้นกระบวนการของของผสมอาจจะแสดงบนไซโครเมตริกชาร์ตเป็นเป็นเส้นตรงเชื่อมจุดที่แสดงสภาวะทั้งสองซึ่งมีจุดของของผสมอยู่บนเส้นของกระบวนการนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-10 การผสมของปริมาณอากาศที่สภาวะ A และสภาวะ B

2.6 การกำจัดความร้อนและไอน้ำ

ในเขตภูมิภาคที่เป็นอากาศร้อนชื้นนั้น การปรับอากาศจะเป็นการทำความเย็นและการลดความชื้น ซึ่งจะเกี่ยวกับการลดขั้วอุณหภูมิกระเปาะแห้งและปริมาณไอน้ำในอากาศ โดยที่ทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝงจะถูกกำจัดออก ซึ่งมี 3 วิธีที่การทำเย็นและการลดความชื้น โดยทั่วไปทำได้โดย

2.6.1 การดูดซึมของไอน้ำโดยสารเคมีที่ทำให้ปริมาณไอน้ำแห้ง เช่น ซิลิกาเจล หรือ ลิเทียมโบรไม ซึ่งผลที่ตามมาโดยการกำจัดความร้อนสัมผัสที่ใช้การขยายตัว หรือน้ำที่เย็นในคอยล์

2.6.2 อุปกรณ์แบบสเปรย์ เช่น เครื่องพ่นน้ำ ที่ซึ่งอากาศเคลื่อนที่ผ่านละอองน้ำเย็น หรือละอองน้ำที่หมุนเวียน ถ้าละอองน้ำเย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิจุดน้ำค้างของอากาศที่เข้ามา ซึ่งจะทำให้เกิดทั้งการทำความเย็นและการลดความชื้น

2.6.3 การกำจัดในเวลาเดียวกันของทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง โดยให้อากาศผ่านเหนือคอยล์ทำความเย็นที่ซึ่งมีสารทำความเย็นระเหย หรือ มีน้ำเย็นหมุนเวียนอยู่ภายใน อุณหภูมิของคอยล์จะต้องต่ำกว่าจุดน้ำค้างของอากาศที่เข้ามา สำหรับเพื่อให้การลดความชื้นเกิดขึ้น

2.7 ภาระของเครื่องระบบปรับอากาศ

ภาระของการปรับอากาศ หมายถึงปริมาณความร้อนที่ต้องถ่ายเทจากบริเวณปรับอากาศโดยการทำงานของเครื่องทำความเย็น การปรับอากาศคือ การทำให้สภาวะอากาศภายในห้องปรับอากาศมีอุณหภูมิพอเหมาะ และ ควบคุมความชื้นให้ผู้ที่อยู่อาศัยภายในห้องสบาย การปรับสภาวะอากาศในประเทศไทย เป็นการทำให้อากาศภายในห้องเย็นกว่าอุณหภูมิของอากาศภายนอกห้อง ดังนั้น ความร้อนจากภายนอกห้องพยายามถ่ายเทผ่านพื้น ฝาผนังและเพดาน เข้ามาในห้องปรับอากาศอยู่ตลอดเวลา จึงต้องใช้เครื่องปรับอากาศดึงความร้อนออกไป การกำหนดเครื่องปรับอากาศที่จะใช้ติดตั้งนับว่าเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สิ่งสำคัญมาก เพราะถ้าติดตั้งเครื่องปรับอากาศเล็กเกินไปห้องปรับอากาศจะไม่เย็นเท่าที่ต้องการ และเครื่องจะต้องทำงานหนักมาก ในทางตรงข้ามถ้าติดตั้งเครื่องปรับอากาศที่มีขนาดใหญ่เกินไป เช่น ถ้าห้องที่ต้องการเครื่องอากาศขนาด 3 ตัน แต่นำเครื่องปรับอากาศขนาด 5 ตัน ไปติดตั้งก็จะสิ้นเปลืองค่าใช้จ่ายที่มากเกินความจำเป็น ดังนั้นจึงต้องมีการคำนวณหาค่าภาระการทำความเย็นของห้อง เพื่อให้เลือกใช้ขนาดเครื่องปรับอากาศให้เหมาะสมกับขนาดของห้องที่กำหนด โดยจะต้องคำนึงถึงค่าความร้อนดังนี้

2.8 การวิเคราะห์โหลดปรับอากาศ

ระบบปรับอากาศได้ถูกออกแบบโดยมีความเกี่ยวข้องกับโหลดการทำความร้อนและความเย็นซึ่งจะทำให้สร้างสภาวะที่พอใจกับคนส่วนใหญ่ภายในสถานที่และเวลาหนึ่งๆ นอกจากนั้นโดยปกติแล้วโหลดที่ต้องการในการทำความร้อนและความเย็น อาจยังเกี่ยวข้องกับการเพิ่มความชื้น หรือ การลดความชื้นด้วย ภายในอาคารต่างๆความร้อนสัมผัสที่ได้รับในช่วงฤดูร้อน และสูญเสียไปในช่วงในช่วงฤดูหนาวโดยการนำความร้อน การพาความร้อนและ การแผ่รังสี ในทำนองเดียวกันภายในอาคาร อาจได้รับหรือสูญเสียปริมาณไอน้ำ(ความร้อนแฝง) ทั้งความร้อนสัมผัสและ ความร้อนแฝงที่เกิดขึ้นในอาคารนั้นเกิดจากผู้อยู่อาศัย เครื่องจักร หรืออุปกรณ์ต่างๆซึ่งก่อนการออกแบบระบบปรับอากาศ จะต้องวิเคราะห์และสรุปโหลดทั้งหมดด้วยความรอบคอบ การวัดค่าทั้งโหลดทำความเย็นช่วงฤดูร้อน และโหลดความร้อนช่วงฤดูหนาวจะวัดในหน่วย Btu ต่อชั่วโมง โดยที่โหลดทำความเย็นเป็นการนำเอาปริมาณความร้อนออกไปภายในพื้นที่ต่อชั่งโมง เพื่อที่จะทำให้เกิด หรือรักษาสภาวะที่ออกแบบไว้ภายในเช่นเดียวกัน โหลดทำความร้อนเข้ามาต่อชั่งโมง เพื่อรักษาสภาวะที่ได้ออกแบบไว้ ต่อไปนี้เราจะได้วิเคราะห์ถึงรายละเอียดของโหลดการปรับอากาศ

การจำแนกโหลด

การคำนวณโหลดทำความเย็นเกี่ยวข้องกับความร้อนที่ได้รับ 2 ชนิดซึ่งชนิดแรกคือ ความร้อนสัมผัส ซึ่งเคลื่อนที่เข้ามา หรือเกิดจากภายในพื้นที่จะเป็นสาเหตุทำให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้นภายในพื้นที่นั้น และ ความร้อนแฝง ซึ่งอยู่ในรูปของไอน้ำโดยที่ถึงแม้ว่าจะไม่เป็นสาเหตุให้อุณหภูมิเพิ่มขึ้น แต่ก็สามารถทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะของอากาศในพื้นที่ ซึ่งเป็นผลให้ค่าความชื้นสัมพัทธ์สูงขึ้น

2.8.1 ความร้อนสัมผัสที่ได้รับภายในพื้นที่รวมถึงสิ่งต่อไปนี้

2.8.1.1 การถ่ายเทความร้อนผ่านโครงสร้างอาคาร ทำให้ผลของการนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสี

2.8.1.2 ความร้อนสัมผัสที่นำเข้ามากับอากาศภายนอก ซึ่งทำให้เกิดการระบายอากาศ

2.8.1.3 ความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นโดยผู้อาศัยภายในอาคาร

2.8.1.4 ความร้อนสัมผัสที่เกิดขึ้นในพื้นที่โดยแสงแดด เครื่องจักร มอเตอร์ และอื่นๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

2.8.1.5 ความร้อนสัมผัสที่ออกมาจากวัสดุ หรือผลิตภัณฑ์เข้ามาบริเวณพื้นที่ (การปรับอากาศอุตสาหกรรม)

2.8.2 ความร้อนแฝงที่ได้รับ สามารถจำแนกได้ดังนี้

2.8.2.1 ความร้อนแฝงจากอากาศภายนอก(ทั้งที่มาจากการระบายอากาศ และที่เข้ามายังพื้นที่)

2.8.2.2 ความร้อนแฝงจากผู้อาศัยภายในอาคาร

2.8.2.3 ความร้อนแฝงจากการทำอาหาร น้ำร้อน หรือกระบวนการการระเหยอื่นๆ ภายในพื้นที่

2.8.2.4 ความร้อนแฝงจากผลิตภัณฑ์ หรือวัสดุที่เกิดในพื้นที่(หมายเหตุ ถึงแม้ว่าโหลดความร้อนแฝงจะเพิ่มขึ้น โดยการระเหยจากผลิตภัณฑ์ที่มีความชื้น แต่ว่าโหลดทั้งหมดจะไม่เพิ่มขึ้นเพราะขบวนการการระเหยเป็นขบวนการอะเดียเบติก โดยความร้อนแฝงได้รับสมบูรณ์ทั้งหมดที่การจ่ายให้ของความร้อนสัมผัส)

2.8.3 การจำแนกโหลดนั้นสามารถแบ่งได้อีก ซึ่งส่วนใหญ่นิยมใช้กันโดยแบ่งตามแหล่งกำเนิดดังนี้

2.8.3.1 โหลดภายนอก ถ้าโหลดนั้นมาจากสถานที่ที่ไม่มีการปรับอากาศโหลดเหล่านี้อาจจะเป็นทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง

2.8.3.2 โหลดภายใน ถ้าโหลดนั้นเกิดขึ้นภายในพื้นที่การปรับอากาศ โหลดนี้อาจจะเป็นทั้งความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง

ปัจจุบันนี้การควบคุมทั้งอุณหภูมิและความชื้น มีแนวโน้มเป็นไปอย่างถูกต้องมากขึ้น ไม่เพียงแต่จะให้การปรับอากาศทำงานได้ดีขึ้น แต่ต้องการสภาวะอากาศที่สมบูรณ์มากขึ้นด้วย ในทำนองเดียวกันโหลดการปรับอากาศที่มีความยุ่งยากต้องการที่จะได้การวิเคราะห์อย่างถูกต้องภายในอาคาร และการคำนวณอย่างละเอียดในชนิดของโหลด ความถูกต้องในการประเมินค่าการทำความร้อนและความเย็นต้องมีรายละเอียดของข้อมูลลักษณะของอาคาร และตัวประกอบต่างๆของโหลด ดังนั้นควรระลึกไว้เสมอว่าการคำนวณโหลดเป็นเพียงการคำนวณให้มีความถูกต้องเท่ากับข้อมูลซึ่งใช้เป็นฐาน รายละเอียดการสำรวจของอาคาร หรือการออกแบบจะรวมเข้าด้วยกันเพื่อการหาค่าได้อย่างถูกต้องของข้อมูลที่หามาได้ ซึ่งเป็นวิธีที่สำคัญในการคำนวณโหลดต่างๆ เช่น สำหรับที่อยู่อาศัย ทางการค้า หรือทางอุตสาหกรรม

ในการวิเคราะห์โหลดปรับอากาศนั้นไม่สามารถทำได้เพียงหาโหลดทั้งหมด ซึ่งโหลดทั้งหมดต้องแบ่งออกเป็นความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝง โหลดภายนอกและโหลดภายใน เพื่อที่จะหาปริมาณอากาศที่เหมาะสม โดยในการวิเคราะห์จะใช้ไซโครเมตริกชาร์ต และเลือกเครื่องทำความเย็นเครื่องลดความชื้นที่เหมาะสม ควรจะศึกษาถึงความสัมพันธ์ของจุดน้ำค้างและค่าความร้อนสัมผัส

ตัวแปรของโหลดการทำความเย็น(Variability of the cooling load)

โหลดการทำความเย็นที่เกิดขึ้นจริงภายในอาคาร เป็นฟังก์ชั่นของเวลา และผลของการสะสม (flywheel effect) ภายในอาคาร และปริมาณความร้อนที่บรรจุอยู่ เช่นเดียวกันกับล้อช่วยแรงในเครื่องยนต์ที่เก็บพลังงานจลน์ของการหมุนในช่วงแรงบิดสูง และปล่อยออกมาเมื่อแรงบิดมีค่าต่ำเพื่อทำให้สมรรถนะของเครื่องยนต์ทำได้เรียบ ดังนั้นมวลสารของอาคารจะเก็บพลังงานความร้อนในช่วงที่อากาศร้อน และ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
62002

ปล่อยออกในอีกหลายชั่วโมงต่อมา ในทางกลับกันอาคารต่างๆจะถูกทำให้เย็นลงในช่วงกลางคืน และตอนรุ่งเช้า ดังนั้นจึงพร้อมที่จะรับปริมาณความร้อนที่มากกว่าภายหลังจากที่ดวงอาทิตย์ได้ขึ้นมาหลายชั่วโมงแล้ว ความเฉื่อยทางความร้อน (heat inertia) ของอาคารนั้นจึงหมายถึงผลของการสะสม (flywheel effect หรือ storage effect) การเคลื่อนที่ของความร้อนผ่านผนัง หลังคา และเพดานของอาคารต่างๆ เป็นปัญหาที่ยุ่งยากมากในช่วงฤดูร้อนโดยการเปลี่ยนแปลงจะแปรผันไปตามเวลาภายในวันหนึ่งๆ ลักษณะของอากาศ รูปร่างต้นไม้ หรืออุปกรณ์ที่ให้ความร่มเงา และความชื้นสัมพัทธ์ การถ่ายเทความร้อนซึ่งแน่นอนเป็นฟังก์ชั่นของเวลา ดังนั้นอัตราสูงสุดในการรับความร้อนเป็นเวลาหลายชั่งโมงโดยชั้นต่างๆ ภายนอกของอาคาร นอกจากนี้ยังเกิดจากการกระจาย และการดูดซึมความร้อนภายในผนัง เพดาน ดังนั้นอัตราความร้อนที่ได้รับภายในพื้นที่จะไม่มีทางมากไปกว่าอัตราความร้อนที่เข้ามาที่ผนังภายนอก อาคารต่างๆที่สะสมความร้อนจะถูกดูดซึมและกระจายไปบางส่วน โดยส่วนหนึ่งที่เหลือจะถูกส่งผ่านไปยังพื้นที่ภายในในเวลาต่อมา ช่วงเวลาที่เกิดความล่าช้าอาจจะเปลี่ยนได้จาก 1 ถึงมากที่สุด 8 หรือ 10ชั่งโมง

โหลดการปรับอากาศอาจจะสามารถรับได้จนถึงช่วง 8 หรือ 9 p.m. โดยที่โหลดภายนอกเกิดขึ้นสูงสุดที่ 12 p.m. ช่วงความล่าช้านี้ขึ้นอยู่กับลักษณะการก่อสร้างอาคาร ขนาดและทิศทางของผิวกระจก รวมทั้งเปอร์เซนต์ของโหลดทั้งหมดที่เกิดขึ้น เนื่องจากการแผ่รังสีผ่านกระจกและไม่มีคุณสมบัติความล่าช้าของการถ่ายเท อย่างไรก็ตามการแผ่รังสีจากดวงอาทิตย์ที่ผ่านไปยังกระจกจะเกิดการดูดซึมผ่านโดยผิวของของแข็งภายในเนื้อกระจก และในที่สุดจะเกิดโหลดทำความเย็น เนื่องจากการพาความร้อนไปยังอากาศในพื้นที่ ผลของการสะสมความร้อนนี้แสดงให้เห็นถึงการลดลงของความต้องการโหลดทำความเย็นจริงโดยเปรียบเทียบกับความร้อนสูงสุดที่ได้รับ ผลที่เกิดนี้อาจจะประมาณหาค่า และกลายเป็นค่าที่มีความสำคัญต่อพื้นที่ต่างๆ ซึ่งโหลดที่สำคัญคือ ความร้อนที่ผ่านมายังผนังภายนอก และกระจก เช่นเดียวกับโหลดภายในก็มีผลกระทบต่อเวลาของโหลดสูงสุดโดยเฉพาะอย่างยิ่งในห้องประชุม ร้านอาหาร และสถานที่ที่มีผู้คนอยู่เป็นจำนวนมาก

ในช่วงฤดูร้อนของการเคลื่อนความร้อนแบบคงที่ผ่านผนัง และเพดานบางที่อาจจะไม่เกิดขึ้นก็ได้ ความร้อนสูงสุดที่ได้จากแหล่งต่างๆ จะเกิดขึ้นไม่พร้อมกัน ดังนั้นโหลดการปรับอากาศทั้งหมดโดยปกติแล้วจะมีค่าน้อยกว่าโหลดทั้งหมดที่ได้รับ โดยผลรวมของความร้อนสูงสุดจากการถ่ายเทของผู้อยู่อาศัย และจากแหล่งภายในอื่นๆ อยู่เป็นจำนวนมาก ผลของการสะสมจะทำให้ความร้อนสูงสุดเหล่านี้ลดปริมาณความเข้มลงไป และการวิเคราะห์โหลดอย่างถูกต้องจะชี้แสดงให้เห็นถึงวิธีการเลือกอุปกรณ์ที่ประหยัดที่สุด ซึ่งจะทำให้ประสบผลสูงสุดตลอด 24 ชั่วโมงในวันหนึ่งๆ

สภาวะในการออกแบบ(Design conditions)

การออกแบบภายนำหรับให้ความสบายกับมนุษย์ กล่าวถึงการให้ความสนใจกับความประหยัดระบบปรับอากาศเพื่อให้ความสบาย ส่วนใหญ่จะถูกออกแบบเพื่อสร้างสภาวะภายในบางแห่งของพื้นที่ที่อยู่ในเขตอากาศที่เหมาะสมมากกว่า เพื่อทำให้เกิดการรักษาอุณหภูมิกระเปาะแห้ง และความชื้นสัมพัทธ์ที่กำหนดไว้ โดยส่วนมากการกำหนดสภาวะมาตรฐานที่ 80°F DB , 50% RH สภาวะการออกแบบให้โดยทั่วไปสำหรับการทำความเย็น เพื่อความสะดวกสบาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ในปัจจุบันนี้แนวโน้มอุณหภูมิกระเปาะแห้งจะลดลง 75 F ถึง 80 F ซึ่งสภาวะแห่งนี้ได้ตรวจสอบแล้วว่าเป็นสภาวะที่มีประสิทธิภาพมากกว่าสำหรับระบบปรับอากาศตลอดไป โดยเพิ่มค่าใช้จ่ายในการทำงานของระบบเล็กน้อยเท่านั้น ที่สภาวะ 75 F ถึง 80 F DB , 50% RH เป็นสภาวะที่อ้างอิงสำหรับการออกแบบภายใน โดยทั่วไปซึ่งสภาวะเหล่านี้ถูกต้องสำหรับระบบส่วนใหญ่ แต่ในการใช้ของสภาวะนี้จะไม่มีทางแยกแยะสาเหตุของสภาวะการออกแบบพิเศษ เพื่อให้เข้ากับการใช้งาน โดยมีตัวประกอบต่างๆที่จำเป็นต้องพิจารณา คือ

1. ชนิดและการใช้ของอาคาร
2. ระยะเวลาในการใช้ของผู้อยู่อาศัย
3. ขอบเขตกิจกรรมของผู้อยู่อาศัย
4. แหล่งรังสีความร้อน
5. สภาวะการออกแบบภายนอกและอุณหภูมิสูงสุดในแต่ละวัน

ในการออกแบบภายในสำหรับสภาวะ และอาคารแบบธรรมดาทั่วไป การเลือกอุปกรณ์จะต้องทำความเข้าใจว่าที่สภาวะเหล่านี้ควรจะรักษาสภาวะของอากาศเกือบจะตลอดวันที่ร้อน และชื้นที่สุด โดยการรวมกันของตัวประกอบต่างๆเหล่านี้ ตัวอย่างเช่น บ้านที่สร้าง และทำฉนวนไว้อย่างดี มีพื้นที่มากถึง 2000 ตารางฟุต อาจจะทำความเย็นได้อย่างพอเหมาะถึง 3 ตัน ในหลายพื้นที่โดยที่ไม่คำนึงถึงสภาวะใดๆ โดยมี 10 วันที่ร้อนที่สุดในช่วงฤดูร้อน ถ้าเจ้าของบ้านยืนยันว่าบ้านของเขาต้องการให้มีความเย็นในวันที่ร้อนที่สุด 10 วันนี้เท่ากับ 90 ถึง 120 วันอื่นๆ ตลอดฤดูกาลทำความเย็น ดังนั้นการทำความเย็นอาจต้องการ 4 หรือ 5 ตัน ในบรรดาผู้ซื้อจำนวนมาก เมื่อได้รับข้อมูลที่เป็นข้อเท็จจริงจะปรับเพื่อให้ได้หน่วยที่น้อยกว่าโดยให้ค่าใช้จ่ายในการเดินเครื่องมีค่าต่ำกว่าเอาไว้ ในการยอมให้มีการเพิ่มขึ้นของสภาวะอุณหภูมิในพื้นที่เช่นนี้ เราเรียกว่า เทอมของช่วงจังหวะเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในพื้นที่ (space temperature swing) ซึ่งกลายเป็นแนวความคิดในการออกแบบที่ใช้กันอย่างแพร่หลาย สำหรับระบบปรับอากาศที่มีขนาดเล็กภายใต้สภาวะทั้งหมดส่วนใหญ่ของพื้นที่จะรักษาให้สม่ำเสมอคงที่ไว้ในการกำหนดช่วงจังหวะเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ เมื่ออุปกรณ์ได้ถูกเลือกจะต้องทำการจำกัดโครงสร้างต่างๆด้วยโหลดความร้อนแฝงหรือ SHF เกินกว่า 0.70 เพื่อว่าจะได้ควบคุมการสะสมของความชื้นสัมพัทธ์ในพื้นที่ สำหรับการปรับอากาศในทางอุตสาหกรรม และการพาณิชย์ โดยปกติแล้วต้องการความถูกต้อง และการเลือกอุปกรณ์ที่ดีกว่ามาก โดยต้องมีหลักเกณฑ์พื้นฐานในการรักษาสภาวะที่ได้ออกแบบไว้ภายในตลอดเวลา

ในการเตรียมการคำนวณโหลดต่างๆ หรือในการหาอุปกรณ์ที่ต้องการ ควรจำไว้ว่าจะต้อง

1. ความต้องการของสภาวะการออกแบบภายในส่วนใหญ่แล้วขึ้นอยู่กับส่วนประกอบของโหลดและลักษณะการใช้อาคาร

2. ในทางปฏิบัติส่วนใหญ่การรักษาสภาวะให้คงที่นั้นไม่มีความจำเป็น ถ้าระบบสามารถจำกัดในระดับที่ยอมให้มีการเปลี่ยนแปลงได้

3. พยายามหลีกเลี่ยงการทำให้เกิดโหลดสูงสุดในเวลาเดียวกันภายในอาคาร

4. สภาวะโหลดย่อยสูงสุดต่างๆ จะทำให้เกิดปัญหาบ่อยกว่าสภาวะโหลดสูงสุด ระบบที่ดีนั้นไม่สามารถออกแบบให้ใช้ได้เพียงโหลดประเภทเดียวเท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. การทำงานให้ได้ประโยชน์มากที่สุดของระบบจำต้องขึ้นอยู่กับการวิเคราะห์โหลด การเปลี่ยนแปลงของโหลด ชนิด และการใช้สอยของอาคาร

การถ่ายเทความร้อนในอาคาร (building heat transmission)

ความร้อนเข้ามาในอาคารโดยวิธีการนำความร้อน การพาความร้อน และการแผ่รังสี โดยใช้วิธีพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน ในหัวข้อนี้จะได้ศึกษาทฤษฎีของการถ่ายเทความร้อน และการนำไปใช้ในการปรับอากาศ

สมการพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อน (fundamental heat transfer equation)

จากที่ได้ศึกษามาว่าสำหรับวัตถุที่เป็นเนื้อเดียวกัน ความร้อนที่เคลื่อนที่โดยการนำความร้อนแสดงด้วยสมการ

$$H = \frac{KAT(t_2 - t_1)}{L} \qquad (2\text{-}7)$$

ซึ่งค่า K เป็นสัมประสิทธิ์การนำความร้อนของวัตถุและตัวแปรอื่นๆ ค่าการนำความร้อนเป็นอัตราเวลาของความร้อนที่เคลื่อนที่ผ่านเนื้อวัตถุชนิดเดียวกันต่อนิ้ว ของความหนาต่ออุณหภูมิแตกต่างระหว่างผิวของวัตถุใน Btu ต่อชั่วโมงต่อตารางฟุตต่อองศาฟาเรนไฮต์ต่อนิ้ว

ความต้านทานต่อการเคลื่อนที่ของความร้อน (resistance to heat flow)

ในทางปฏิบัติของระบบการปรับอากาศจะเกี่ยวข้องบ่อยมากกว่าการนำความร้อนผ่านผนัง ซึ่งประกอบได้กันหลายชนิดแตกต่างกันไปตามลำดับ วัสดุแต่ละชนิดมีความต้านทานต่อการไหลความร้อนของตัวมันเอง โดยความสัมพันธ์ระหว่างการประมาณการไหลของความร้อน ความต้านทาน และอุณหภูมิที่แตกต่าง สามารถเปรียบเทียบได้กับปัญหาทางการไหลของกระแสไฟฟ้า ซึ่งใช้กฎของโอห์ม หรืออีกนัยหนึ่งการไหลของความร้อน(กระแสอุณหภูมิ) เป็นอัตราส่วนโดยตรงกับความแตกต่างของอุณหภูมิ (พลังงานศักย์ทางความร้อน) และอัตราส่วนกลับของความต้านทานทางความร้อน

$$H = \frac{t_2 - t_1}{R} \qquad (2\text{-}8)$$

สำหรับความต้านทานความร้อนในแบบอนุกรม ความต้านทานรวมทั้งหมดเท่ากับ ผลบวกของความต้านทานทางความร้อนของแต่ละค่า

$$R_t = R_1 + R_2 + R_3 + \ldots + R_n \qquad (2\text{-}9)$$

ค่าการนำความร้อน(conductance)

การนำความร้อน C เป็นอัตราเวลาของของไหลความร้อนผ่านวัสดุจากผิวหนึ่งไปยังอีกผิวหนึ่งต่อหน่วยของอุณหภูมิที่แตกต่าง โดยไม่คำนึงถึงความเป็นเนื้อเดียวกันของวัสดุและความหนาของวัสดุนั้นในหน่วยของ Btu ต่อชั่วโมงต่อตารางฟุตต่อองศาฟาเรนไฮต์ ความสามารถของวัสดุในการนำความร้อนเป็นอัตราส่วนกลับของความต้านทานความร้อนของวัสดุนั้น หรือการนำความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$C = \frac{1}{R} \tag{2-10}$$

สำหรับวัสดุเนื้อเดียวกันของความหนา X นิ้ว สัมประสิทธิ์การนำความร้อน K การนำความร้อน C=X/K และความต้านทาน R=1/C ตารางที่1 ได้แสดงค่า K และ C ของวัสดุทั่วไปบางชนิดในอาคาร

สัมประสิทธิ์ของโหลดความร้อนทั้งหมด(total heat flow coefficient) มีสมการดังนี้

$$U = \frac{1}{R_t} \tag{2-11}$$

สัมประสิทธิ์ฟิล์มของอากาศ (air film coefficient)

ความร้อนที่เคลื่อนที่จากอากาภายนอกเข้ามายังพื้นผิวหนังชั้นนอก และเข้ามายังผิวหนังชั้นในสู่อากาศภายในห้อง โดยการแผ่รังสี การพาความร้อน และการนำความร้อน อัตราเวลาของการเคลื่อนที่ที่บริเวณพื้นผิวต่างๆ เหล่านี้เป็นการรวมผลของการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 วิธีที่เกิดขึ้น ซึ่งเรียกว่าสัมประสิทธิ์ฟิล์มของอากาศ หรือพื้นผิวการนำความร้อน f (surface conductance) ในหน่วยBtu ต่อชั่วโมงต่อตารางฟุตต่อองศาฟาเรนไฮต์ที่แตกต่างระหว่างพื้นผิวกับอากาศรอบข้าง ค่าของสัมประสิทธิ์ฟิล์มต่างๆ ได้ถูกกำหนดขึ้นอย่างถูกต้องโดยการศึกษาวิจัยเป็นจำนวนหลายๆครั้ง และสามารถใช้ได้โดยไม่มีข้อผิดพลาดเมื่อ

สภาวะภายนอก f0 = 6.0 Btu/(hr)(ft^2)(F) สำหรับความเร็วลม 15 mph

สภาวะภายใน f1 = 1.65 Btu/(hr)(ft^2)(F) สำหรับอากาศเคลื่อนที่ไม่ได้

ช่องว่างอากาศภายในผนังก็เกิดการไหลของความร้อนเช่นกันโดยการถ่ายเทความร้อนทั้ง 3 วิธีนั้น ให้ a เป็นค่าการนำความร้อนของช่องอากาศในหน่วย Btu ต่อชั่วโมงต่อตารางฟุตต่อองศาฟาเรนไฮต์ สำหรับความหนาของช่องอากาศที่พิจารณาถ้าช่องอากาศหนา X นิ้ว หรือมากกว่านั้นภายในห้องค่าของ a อาจจะใช้ค่า 1.1 Btu/(hr)(ft) (F2) โดยที่ไม่มีฉนวนที่สะท้อนกลับในช่องอากาศ

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมด (overall coefficient of heat transmission)

สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนทั้งหมดสำหรับผนัง สามารถคำนวณโดยขั้นแรกหาความต้านทานต่อการไหลของความร้อนในแต่ละส่วนประกอบ

ให้ $\frac{1}{U}$ = ความต้านทานทั้งหมดของผนัง,อากาศสู่ผนัง

$\frac{1}{K}$ = ความต้านทานของส่วนประกอบที่เป็นเนื้อเดียวกันต่างๆ โดยที่ค่า K มีความหนาเป็นนิ้ว

$\frac{1}{C}$ = ความต้านทานของวัสดุจะเป็นเนื้อเดียวกันหรือไม่ก็ตาม จากพื้นผิวสู่พื้นผิว

$\frac{1}{f}$ = ความต้านทานของฟิล์มหรือพื้นผิว

$\frac{1}{a}$ = ความต้านทานของช่องอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

จากสมการ(2-8) และ (2-10)

$$U = \frac{1}{R_T} = \frac{1}{R_1 + R_2 + \ldots R_n}$$

หรือโดยทั่วไปสำหรับผนังใดๆที่ประกอบด้วยวัสดุหลายชนิดในแบบอนุกรม

$$U = = \frac{1}{\frac{1}{f_o} + \frac{1}{C_1} + \ldots + \frac{1}{C_n} + \frac{x_1}{K_1} + \ldots + \frac{x_n}{K_n} + \frac{1}{a} + \frac{1}{f_i}} \qquad (2\text{-}12)$$

สมการทั่วไปของการถ่ายเทความร้อน(the general heat transfer equation)

เนื่องจากการหาค่าการเคลื่อนที่ของความร้อนทั้งหมดในการปรับอากาศในเทอมของBtu ต่อชั่วโมงเราสามารถเขียนสมการทั่วไปของการถ่ายเทความร้อนสำหรับอัตราของการไหลความร้อนของวัสดุใดๆเป็นเนื้อเดียวกัน หรือต่างชนิด โดยใช้สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U ซึ่งสมการทั่วไปนี้คือ

$$H = UA(to - ti) \qquad (2\text{-}13)$$

จะสังเกตเห็นว่าสมการนี้คล้ายกับสมการนำความร้อน โดยใช้ค่าU แทนค่า K และค่าความหนา L ไม่เกี่ยวข้องในสมการนี้เนื่องจากค่า U เป็นค่าสำหรับผนังตามที่ได้อธิบายและไม่ใช่ต่อนิ้วความหนา สมการ (7) สมารถใช้ในการคำนวณความร้อนทุกๆชั่วโมงที่ได้รับและสูญเสียผ่านโครงสร้างของอาคาร ซึ่งค่าU สามารถคำนวณได้จากสมการ(2-11) หรือเลือกจากตารางต่างๆในตาราง 2 ถึง 4 ได้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U สำหรับวัสดุหลายชนิดและชนิดของโครงสร้างอาคาร

ผลของแสงแดดที่ส่องโดยตรงมายังผนัง (effect of direct sunlight on walls)

ในการใช้สมการ(2-12)ต้องสมมติก่อนว่าอุณหภูมิของผนังภายนอกมีค่าเท่ากับอุณหภูมิของอากาศภายนอก การประมาณค่าในลักษณะนี้ใช้ได้สำหรับผนังที่แสงไม่ส่องโดยตรง อย่างไรก็ตมผนังที่รับรังสีจากดวงอาทิตย์และดูซึมพลังงานจากดวงอาทิตย์เป็นจำนวนมาก ในช่วงชั่งโมงที่ได้รับแสงแดดโดยตรง ผลของแสงแดดบนผนังจะทำให้อุณหภูมิที่ผิวมีค่าเพิ่มมากขึ้น30 –40 °F เหนือกว่าอุณหภูมิอากาศปกติ ซึ่งจำนวนความร้อนที่ได้รับนี้ขึ้นอยู่กับลักษณะของสีที่ใช้และมุมที่รังสีจากดวงอาทิตย์ตกกระทบ พลังงานเหล่านี้ได้ถูกถ่ายเทผ่านผนังหลังจากช่วงของความล่าช้า เนื่องจากความต้านทานของโครงสร้างผนังช่วงเวลาที่เกิดความล่าช้าจาก4 ถึง 8 ชั่งโมงนี้ จะแตกต่างไปจากช่วงปกติ ซึ่งเป็นผลให้โหลดมีค่าเพิ่มขึ้นถึงแม้ว่าหลังจากที่ผนังไม่ได้รับแสงหรือหลังจากที่ดวงอาทิตย์ตกแล้ว ไม่มีวิธีการคำนวณโดยตรงสำหรับอุณหภูมิที่เพิ่มทั้งหมด ทั้งนี้เนื่องจากการแผ่รังสีบนผนังเกิดขึ้นตลอด แต่จากผลของการทดลองได้มีข้อมูลที่เหมาะสมสำหรับทำการประมาณโหลดต่างๆ โดยวิธีในปัจจุบันใช้อ้างอิงจากข้อมูลส่วนใหญ่ คือ ค่าของความแตกต่างของอุณหภูมิสมดุลทั้งหมด (total equivalent temperature differences , TETD) ข้อมูลของความแตกต่างอุณหภูมิสมดุลทั้งหมดได้รวมความแตกต่างของอุณหภูมิสมดุลทั้งหมดได้รวมความแตกต่างของอุณหภูมิออกแบบ รังสีจากดวงอาทิตย์ที่ดูดซึมโดยส่วนของผนัง โครงสร้างของผนังเวลาของวันและอุณหภูมิภายนอกที่ค่าต่างๆ ค่า TETD นี้ได้ใช้แทนค่าความแตกต่างอุณหภูมิภายในและภายนอกที่ออกแบบ ซึ่งได้รวมผลของแสงแดด โดยการใช้ความแตกต่างอุณหภูมิสมดุลทั้งหมดจากสมการ(2-12) กลายเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

H=UA(TETD) (2-14)

หมายเหตุ: การถ่ายเทความร้อนเมื่อรังสีจากดวงอาทิตย์นำมาพิจารณามีค่าใกล้2.5เท่า จากค่าที่แสดงไว้เพิ่มค่าTD ที่ออกแบบใช้เพียงสำหรับการคำนวณ

การถ่ายเทความร้อนผ่านหลังคาและเพดาน(heat transmission through roofs and ceilings)

การแผ่รังสีเป็นปัจจัยที่เกิดขึ้น(ส่วนใหญ่) บนหลังคาและเนื่องจากความร้อนจากหลังคาและเพดานอาจจะประกอบกันแล้วมากถึง50 เปอร์เซนต์ของโหลดทั้งหมดในช่วงฤดูร้อน ดังนั้นจึงจำเป็นต้องประมาณค่าโหลดนี้ให้มีความถูกต้องค่อนข้างมาก สำหรับการคำนวณพื้นที่หลังคาที่รับแสงแดดโดยตรงอาจทำได้ในลักษณะเดียวกันกับผนังที่รับแสงแดดโดยใช้พื้นที่หลังคา ค่าU สำหรับหลังคาและความแตกต่างของอุณหภูมิสำหรับหลังคา และความแตกต่างอุณหภูมิสมดุลทั้งหมด สำหรับภายในอาคารที่มีฝ้าเพดานเราสมารถไม่คำนึงถึงตัวประกอบต่างๆ ของหลังคา ในการใช้อุณหภูมิของเพดานที่เกิดขึ้นจริงในวันร้อนสุด และสำหรับช่วงสูงสุดของระยะเวลา24 ชั่งโมง หลังจากนั้นการคำนวณความร้อนที่ได้รับผ่านเพดานไปยังพื้นที่ปรับอากาศภายในก็เป็นวิธีที่ค่อนข้างง่าย อย่างไรก็ตามควรจำไว้ว่าช่วงความล่าช้า(โดยเฉพาะอย่างยิ่งถ้ามีฉนวนฝ้าเพดานหนา4นิ้ว หรือมากกว่า) อาจจะทำให้โหลดของเพดานมีค่าสูงสุดในพื้นที่ที่เกิดขึ้นช้าถึงช่วง 9 หรือ 10 p.m. หลังจากนั้นส่วนประกอบของโหลดต่างๆจึงค่อยลดลง

การระบายอากาศของเพดาน (ventilation of attics)

อุณหภูมิของเพดานอาจจะสูงถึง 140 °F ในช่วงวันฤดูร้อนถึงแม้ว่าจะมีช่องระบายอากาศภายในอาคาร ดังนั้นจึงควรมีระบบระบายอากาศของเพดานต่างๆ ในบริเวณพื้นที่ซึ่งอุณหภูมิในช่วงฤดูร้อนเกินกว่า 90°F พัดลมหรือ blower ที่มีขนาดใหญ่พอในการเปลี่ยนอากาศบนเพดานให้เป็นไปอย่างพอเหมาะทุกๆ 10 นาที(1000 ถึง 1500 cfm สำหรับบ้านที่มีพื้นที่ 1600 ตารางฟุต และพื้นที่บนเพดานขนาดธรรมดา) ในการใช้ระบบระบายอากาศแบบบังคับ(forced ventilation) อุณหภูมิของเพดานสามารถทำลดลงน้อยกว่าอุณหภูมิอากาศภายนอก โหลดทำความเย็นสำหรับที่อยู่อาศัย และอาคารขนาดเล็ก โดยปกติแล้วสามารถลดลงได้ 10 ถึง 20 เปอร์เซ็นต์ ด้วยการใช้ระบบระบายอากาศบนเพดานให้เหมาะสม ซึ่งพัดลมควรจะวางในเพดาน โดยมีท่อขนาดสั้นเชื่อมกันระหว่างช่องระบายอากาศด้านข้าง ซึ่งจะนำเอาอากาศในเพดานระบายออกไปด้านนอก อากาศที่ระบายควรให้พัดออกไปทางด้านทิศตะวันตกของอากาศเพื่อว่าอากาศที่เย็นกว่าจากทางด้านทิศเหนือและทิศตะวันออกจะได้เข้ามาที่เพดาน

การถ่ายเทความร้อนผ่านพื้น(heat transmission through floors)

บริเวณพื้นหรือภายใต้ฐานของพื้นเป็นปัญหาที่ไม่ค่อยยุ่งยากนักในการคำนวณการถ่ายเทความร้อนซึ่งลักษณะของพื้นควรจะต้องทราบ และอุณหภูมิของทั้งด้านในและด้านล่างสามารถทำการวัดหรือประมาณค่าได้อย่างถูกต้อง ดังนั้นอัตราของการเคลื่อนที่ความร้อนสามารถคำนวณได้จากสมการ(2-13) ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U ของพื้นสามารถคำนวณจากสมการ (2-12) หรือหาจากตารางต่างๆ พื้นคอนกรีตที่เทบนพื้นดินจะไม่ทำให้ความร้อนเคลื่อนที่ผ่านเข้ามาได้ เนื่องจากอุณหภูมิของพื้นดินไม่ค่อยมีค่าเกิน 75 °F ในมาตรฐานทางปฏิบัติพิจารณาว่าอัตราความร้อนที่ได้รับจากพื้นคอนกรีตบนพื้นดินเป็นศูนย์สำหรับช่วงทำความเย็นในฤดูร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.8.4 รังสีจากดวงอาทิตย์

รังสีจากดวงอาทิตย์ที่ถูกรับโดยพื้นผิวโลก ขณะที่รังสีตกกระทบตั้งฉากมีค่าประมาณ 295 Btu/(hr)(ft²) ของพื้นผิวในวันที่อากาศแจ่มใสและที่ระดับน้ำทะเล ลักษณะที่เกิดขึ้นสูงสุดนี้เมื่อดวงอาทิตย์อยู่ตรงเหนือศีรษะและจะลดลงตามลงมาเมื่อความสูงของมุมดวงอาทิตย์ที่ทำกับพื้นราบมีค่าลดลง ช่วงเวลาของวันและละติจูดที่ตั้งเป็นปัจจัยที่มีผลกระทบอย่างมากกับค่าของรังสีจากดวงอาทิตย์ การแผ่รังสีบางครั้งก็เกิดขึ้นจากท้องฟ้าโดยตรงถึงแม้ว่ารังสีจากดวงอาทิตย์จะไม่ได้ส่องมายังพื้นผิวการแผ่รังสีจากท้องฟ้านี้อาจจะเกิดขึ้นทางด้านขั้วโลกเหนือ ซึ่งไม่เคยได้รับรังสีจากดวงอาทิตย์โดยตรงค่าการแผ่รังสีจากท้องฟ้านั้นอาจมีค่ามากถึง 60 Btu/(hr)(ft²)ของพื้นผิวราบเมื่อความสูงของดวงอาทิตย์อยู่ที่80 - 90 °F

พื้นผิวกระจกโดยปกติแล้วจะไม่อยู่ในแนวราบหรือแนวตั้งฉากกับรังสีจาดวงอาทิตย์ ถึงแม้ว่ากระจกเหล่านั้นจะอยู่ใกล้กับทิศตะวันออก และทิศตะวันตก ในช่วงเช้าและเย็นตามลำดับก็ตาม รังสีจากดวงอาทิตย์ที่ตกกระทบลงบนกระจกมี 3 ส่วน 1.ส่วนที่มากกว่าจะถูกถ่ายเทโดยตรงไปยังภายในอาคาร 2. บางส่วนถูกดูดซึมโดยกระจก 3. บางส่วนถูกสะท้อนกลับ ผลรวมของ1.และ2. เป็นอัตราทั้งหมดของความร้อนที่ได้รับในพื้นที่และถึงแม้ว่ารังสีที่ตกกระทบโดยตรงจะผ่านไปยังพื้นที่จะต้องถูกดูดซึม โดยผ่านผนังหรือเฟอร์นิเจอร์ต่างๆ เป็นอันดับแรกก่อนที่จะถ่ายเทไปยังอากาศ ซึ่งในทางปฏิบัติทั่วไปเราจะถือว่าอัตราความร้อนที่ได้รับนี้เกิดขึ้นขณะทันที โดยไม่มีช่วงความล่าช้าที่เกิดขึ้น ปัจจุบันนี้เนื่องจากบ้านสมัยใหม่และอาคารพาณิชย์ต่างๆ ได้ใช้กระจกใสเป็นจำนวนมาก ดังนั้นรังสีจากดวงอาทิตย์ในหลายๆกรณี จะทำให้โหลดทำความเย็นในส่วนต่างๆเพิ่มมากขึ้น ซึ่งแน่นอนเป็นความร้อนสัมผัสทั้งหมด

การแผ่รังสีย้อนกลับจากแหล่งอุณหภูมิต่ำภายในห้องก่อนข้างมีความยาวคลื่นที่ยาว และไม่มีการถ่ายเทความร้อนกลับมาอีกทีโดยผ่านกระจก ห้องต่างๆ ที่มีผิวกระจกขนาดใหญ่อันที่จริงแล้วเป็นที่ดักความร้อน และส่งผลให้เกิดโหลดทำความเย็นมาก ในปี 1972 ASHRAE ได้นำวิธีสำหรับการประมาณช่วงความล่าช้าที่เป็นไปได้เนื่องจากการดูดซึมของการส่งผ่านจากรังสีดวงอาทิตย์ ซึ่งช่วงความล่าช้านี้มีผลในการลดโหลดทำความเย็น หรือทำให้เวลาของโหลดสูงสุดช้าลง อาคารต่างๆที่มีผนังขนาดใหญ่ หรือหลังคา กระจก ที่รับแสงแดด ควรจะมีวิธีสำหรับหาช่วงความล่าช้านี้ ให้แน่นอน

โหลดทำความเย็นทั้งหมดเนื่องจากพื้นที่กระจกที่รับแสงแดด ซึ่งเป็นส่วนประกอบของการถ่ายเท (การนำความร้อน) ของโหลดเนื่องจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในและภายนอกและพลังงานแสงอาทิตย์(การแผ่รังสี) ประมาณของพลังงานแสงอาทิตย์ที่ผ่านโดยกระจกขึ้นอยู่กับ 1. ชนิดของกระจก 2. ลักษณะการตกแต่ง 3. ช่วงเวลาของวัน 4. ทิศทางของพื้นที่กระจก ผลต่างๆเหล่านี้สามารถลดได้โดยใช้อุปกรณ์ที่ลดแสง ซึ่งเป็นการลดพลังงานจากดวงอาทิตย์ที่ได้รับ ตาราง5 ให้ค่าตัวประกอบต่างๆ ของความร้อนจากแสงอาทิตย์ที่ได้รับ (solar heat gain factor, SHGF) และสัมประสิทธิ์การลดแสง (shading coefficient, SC)สำหรับชนิดกระจก และอุปกรณ์ลดแสงทั่วไป ตาราง6 ให้ค่าสำหรับสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U ของกระจกด้านนอกอาคาร ความร้อนที่ได้รับทั้งหมดสำหรับพื้นที่กระจกสามารถคำนวณได้จาก

$$H = (SC)(SHGF)+U(to-ti) \qquad (2\text{-}15)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุปกรณ์ที่บังแสงแดดภายนอก เช่น ผ้าใบบังแดดสามารถลดความร้อนที่ได้รับมากถึง 80 เปอร์เซ็นต์ และอาจใช้ค่าสัมประสิทธิ์ที่0.20ถึง0.25 อุปกรณ์ที่บังแดดหลายๆชั้น เช่นผ้าใบและม่านบังแดด สามารถใช้สัมประสิทธิ์การลดแสงอุปกรณ์นี้รวมกันในการคำนวณได้

ความร้อนที่ได้รับจากแสงแดด (heat gain from outside air)

อากาศภายนอกสามารถเคลื่อนที่เข้ามายังพื้นที่ที่ทำการปรับอากาศได้หลายทิศทาง คือ 1.การระบายอากาศที่นำไปสู่เครื่องปรับอากาศ 2.โดยการแทรกซึมเข้ามาผ่านผนัง บริเวณประตูหรือ หน้าต่าง 3. โดยการเข้ามาผ่านประตูปิดเปิดอัตโนมัติ 4. โดยการเข้ามาแทนที่อากาศที่ระบายออกไปสู่ภายนอกโดยพัดลมระบายอากาศ อากาศในช่วงฤดูร้อนโดยทั่วไปจะร้อนและชื้น ซึ่งขึ้นอยู่กับการออกแบบระบบภายในและโหลดที่เพิ่มขึ้นทั้งโหลดความร้อนสัมผัส และโหลดความร้อนแฝง ในบ้านที่อยู่อาศัยและอาคารพาณิชย์ต่างๆบริเวณประตูหน้าต่างที่เกิดการแทรกซึมของอากาศในช่วงฤดูร้อนจะมีค่าน้อย เว้นเสียแต่ว่าหากใช้พัดลมระบายอากาศภายในพื้นที่หรือห้อง การแทรกซึมที่มีค่าต่ำนั้นเป็นผลมาจากความดันของความเร็วลมในช่วงฤดูร้อนมีค่าน้อย มาตรฐานในทางปฏิบัติของเครื่องปรับอากาศจะนำอากาศภายนอกจำนวนที่พอเพียงเพื่อเป็นผลในการเปลี่ยนแปลง1 ถึง ของอากาศต่อชั่วโมงสำหรับปริมาตรของพื้นที่ปรับอากาศ เพื่อที่จะทำให้เกิดความดันสถิตย์ที่พอเพียงในพื้นที่ในการชดเชยเนื่องจากการแทรกซึมของอากาศภายนอก โดยปกติแล้วค่านี้เป็นจำนวนที่ต้องการในการระบายอากาศทั่วไป ยกเว้น โรงภาพยนตร์ไนต์คลับ ร้านอาหารและสถานที่ลักษณะเดียวกัน ถึงแม้ว่าทั้งการแทรกซึมและการระบายอากาศเป็นโหลด เนื่องจากอากาศภายนอก แต่ก็จำเป็นต้องมีการคำนวณแยกออกมาและใช้วิธีการคำนวณที่แตกต่างออกไป การแทรกซึมของอากาศที่เข้ามายังพื้นที่จะทำให้เกิดโหลดความร้อนสัมผัสและโหลดความร้อนแฝงภายใน ในทางตรงกันข้ามการระบายอากาศจะเกิดผ่านอุปกรณ์ ดังนั้นการระบายอากาศเป็นการเพิ่มโหลดในอุปกรณ์ แต่ไม่ใช้เพิ่มในพื้นที่และไม่มีการเปลี่ยนแปลง SHF ในพื้นที่

2.8.5 การแทรกซึม

การแทรกซึมอาจจะรวมเข้าไปในส่วนของความต้องการในการทำความร้อนและความเย็นของอาคารต่างๆเช่นเดียวกันกับผลของความชื้นสัมพัทธ์ในพื้นที่ ดังนั้นจึงจำเป็นที่จะต้องวิเคราะห์อย่างรอบคอบ

โหลดเนื่องจากการแทรกซึมของอากาศอาจจะคำนวณได้ง่ายโดยการใช้สภาวะที่ออกแบบและสมการ (2-15) ถึง (2-18) ในการคำนวณโหลดเนื่องจากอากาศภายนอก โหลดของการระบายและโหลดของการแทรกซึมอากาศไม่จำเป็นต้องเพิ่มเข้ามา ซึ่งโหลดทั้งสองนี้ใช้ในหน่วยลูกบาศก์ฟุตต่อนาที(cfm) ในสูตรข้างล่างความร้อนสัมผัสที่ได้รับจากอากาศภายนอกสามารถคำนวณจากสมการ

$$H_s = \frac{cfm * 60 * 0.24(t_o - t_i)}{SpV}\left(\frac{Btu}{hr}\right) \qquad (2\text{-}16)$$

ซึ่ง to=อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศภายนอก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ti=อุณหภูมิกระเปาะแห้งของอากาศภายในห้อง

ควรจำได้ว่าค่าความร้อนจำเพาะของอากาศสำหรับช่วงอุณหภูมิที่พิจารณามีค่าประมาณ 0.24 และ SPV สำหรับอากาศมาตรฐาน (60° F) ประมาณ13.3ft/lb ดังนั้นเราสามารถเขียนสมการประมาณค่าสำหรับอากาศมาตรฐานได้คือ

$$Hs = cfm \times 1.08 \times (to-ti) \qquad (2\text{-}17)$$

ความร้อนแฝงที่ได้รับจากอากาศภายนอกในหน่วยBtu ต่อ ชั่วโมง สามารถคำนวณได้จาก

$$H_s = \frac{cfm * 60}{SpV} * (\frac{W_o - W_i}{7000}) * 1060 \qquad (2\text{-}18)$$

โดยที่ Wo = ความชื้นของอากาศภายนอก ,gr/lb

Wi = ความชื้นของอากาศภายในห้องและค่าตัวประกอบ 1060 เป็นความร้อนแฝงของการระเหยของน้ำที่ 60 °F

เพื่อให้ง่ายเราสามารถประมาณความสัมพันธ์สำหรับอากาศมาตรฐานได้ ดังนี้

$$H_{\pi} = cfm \times 0.68 \times (Wo-Wi) \qquad (2\text{-}19)$$

การประมาณค่าจะไม่เกิดความยุ่งยากขึ้นถ้าค่า cfm ของอากาศที่เข้ามายังอาคารมีค่าถูกต้อง วิธีในการประมาณค่าปริมาณการแทรกซึมของอากาศทั้ง 2 วิธีนั้น ปัจจุบันได้นำมาใช้ในทางปฏิบัติซึ่งในแต่ละวิธีมีความเหมาะสมสำหรับการใช้งานต่างๆ

วิธีการเปลี่ยนแปลงอากาศ(the air change method)

การเปลี่ยนแปลงของอากาศเป็นการรวมการเปลี่ยนแปลงทั้งหมดของปริมาตรอากาศในพื้นที่ วิธีนี้ค่อนข้างจะไม่มีกฎเกณฑ์ในการกำหนดจำนวนของการเปลี่ยนแปลงอากาศปริมาณน้อยที่สุด ต่อชั่วโมงในห้องต่างๆที่มีหน้าต่างและผนังเปิดรับโดยตรง การคำนวณปริมาตรของการแทรกซึมอากาศในพื้นที่สามารถทำได้โดยวิธีที่เสนอของสถาบันการทำความเย็น และการปรับอากาศ วิธีการเปลี่ยนแปลงของอากาศมีข้อจำกัดในการใช้งานทั้งนี้เนื่องจากข้อมูลที่หาได้มีจำกัดในการสนับสนุนจำนวนข้อมูลการเปลี่ยนแปลของอากาศ ดังนั้นจึงควรใช้อย่างรอบคอบ และควรจำกัดเพื่อโครงสร้างทั่วไป และเพื่อที่อยู่อาศัยหรืออาคารขนาดเล็ก

วิธีของรอยแยก(crackage method)

เมื่อพิจารณาถึงวิธีนี้แล้วค่อนข้างมีความถูกต้องมากกว่าวิธีของการเปลี่ยนแปลงอากาศ วิธีของรอยแยกเกี่ยวข้องในการคำนวณการเคลื่อนที่ของอากาศ เนื่องจากความเร็วลมที่กระจายเข้ามาผ่านรอยแยกของหน้าต่างและประตู คารางที่ 7 ให้ข้อมูลสำหรับหน้าต่างหรือประตูของที่อยู่อาศัย และอาคารทั่วไปในการใช้วิธีของรอยแยกนี้ควรจำไว้ว่าอากาศโดยปกติไม่สามารถผ่านเข้ามาที่ผนังต่างๆในการแทรกซึมออกไปภายนอกจะเกิดขึ้นที่ด้านใต้ลม ส่วนการแทรกซึมเข้ามาภายในจะเกิดขึ้นที่ด้านเหนือลม ในทางปฏิบัติยอมรับว่าในการใช้รอยแยกที่มีทั้งหมดสำหรับห้องต่างๆจะรวมเป็นหนึ่งแห่ง แต่เพียงผนังด้านเดียวสามารถให้ค่าการแทรกซึมของอากาศสูงสุด(แต่ต้องไม่น้อยกว่าครึ่งหนึ่งของจำนวนทั้งหมด)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับผนังหลายด้านที่รับโดยตรงของอาคารอย่างไรก็ตามวิธีของรอยแยกนั้นค่อนข้างใช้เวลามาก และโดยทั่วไปแล้วไม่ค่อยนิยมใช้ เว้นเสียแต่ว่าขยายและมีกระจกที่เลื่อนได้ใช้รับโดยตรง

การแทรกซึมของอากาศผ่านประตู

ในแต่ละเวลาที่ประตูเปิดอากาศจะเข้ามายังภายในตัวอาคาร สำหรับโครงสร้างอาคารพาณิชย์จำนวนมาก การแทรกซึมโดยการเปิดประตูจะมีค่ามากกว่าการแทรกซึมของหน้าต่างมาก และถือได้ว่าเป็นโหลดของการแทรกซึมทั้งหมด ร้านอาหาร ร้านค้า บาร์ และอื่นๆ เป็นชนิดของอาคารซึ่งประตูทางเข้ามีปริมาณการแทรกซึมของอากาศที่มีค่ามาก ในการคำนวณโหลดเนื่องจากอากาศภายนอก โหลดการระบายอากาศและโหลดการแทรกซึมจะไม่เพิ่มเข้ามา การคำนวณทั้ง 2 วิธี ใช้ในหน่วยลูกบาศก์ฟุตต่อนาที ในสมการ(2-15) ถึง(2-18) เหตุผลสำหรับการไม่คำนึงถึงการคำนวณปริมาณของแต่ละวิธีก็คืออากาศจริงที่เข้ามาจากในแต่ละแหล่งจะถูกทำให้ลดลงจากแหล่งอื่นๆ ทั้งนี้เนื่องจากภายในพื้นที่ไม่สามารถรักษาความดันที่สูงมากกว่าความดันบรรยากาศปกติได้ ดังนั้นในการพิจารณาจึงต้องใช้พัดลมระบายอากาศ ซึ่งอาจจะเพิ่มการแทรกตัวมากขึ้นเป็นผลตามมา

พัดลมระบายอากาศและการแทรกซึม(exhaust fans and infiltration)

พัดลมระบายอากาศภายในอาคารสามารถทำให้เกิดการแทรกซึมของอากาศเพิ่มขึ้นได้เมื่ออากาศที่เข้ามาแทนที่อากาศที่ระบายออก ในอากาศเปรียบเสมือนอากาศภายนอก(โหลดพื้นที่) ที่อยู่อาศัยโดยทั่วไปไม่ได้มีการควบคุมการระบายอากาศ แต่ใช้การแทรกซึมเพื่อรักษาสภาวะอากาศบริสุทธิ์ไว้ อย่างไรก็ตามที่อยู่อาศัยในปัจจุบันได้รวมห้องครัวและห้องอาบน้ำใช้พัดลมระบายอากาศในช่วง 50 ถึง 300 cfm ลักษณะนี้เป็นการช่วยเพิ่มการแทรกตัวให้เท่ากับอัตราของพัดลม อย่างไรก็ตามควรระลึกไว้ว่าอากาศทั้งหมดที่เข้ามาไม่ได้ผ่านทางห้องที่มีพัดลม และ พัดลมที่ระบายความร้อนซึ่งได้รวมกันเป็นโหลดก่อนออกจากพื้นที่ ในการพิจารณาโดยใช้ข้อมูลฐานเหล่านี้สามารถใช้ค่า 25ถึง35 เปอร์เซ็นต์ ของอัตราทำงานพัดลมที่เพิ่มการแทรกซึม ในการก่อสร้างอาคาร การระบายอากาศเป็นกลไกที่นำมาติดตั้งภายในถึงแม้ว่าโดยทั่วไปจะไม่เป็นการประหยัดในการให้ปริมาณอากาศที่ระบายออกอย่างพอเพียง เพื่อชดเชยการแทรกซึม แต่การระบายอากาศจะลดขีดความสามารถของการแทรกซึม โดยบวกความดันเพิ่มเล็กน้อย การระบายอากาศสุทธิควรมีค่าเกินกว่าการแทรกซึม 20 ถึง 30 เปอร์เซ็นต์ ก่อนที่ค่าการแทรกซึมสามารถละได้

โหลดเนื่องจากผู้ใช้อาคาร(load due to occupants)

ในการติดตั้งระบบปรับอากาศจำนนมาก โหลดผู้ใช้อาคารมีผลต่อระบบน้อยหรือไม่มีเลย ตัวอย่างเช่น ในมาตรฐานทางปฏิบัติจะไม่ใช้ค่าทางตัวประกอบนี้ทั้งหมดสำหรับการติดตั้งในบ้านที่อยู่อาศัย อย่างไรก็ตามในอาคารพาณิชย์ต่างๆ เช่น สำนักงาน ร้านค้า โหลดผู้ใช้อาคารกลับเป็นตัวประกอบค่าที่สำคัญ และเช่นเดียวกันกับโรงภาพยนตร์ ห้องประชุม ไนต์คลับ โหลดผู้ใช้อาคารก็เข้ามาเกี่ยวข้องปริมาณความร้อนที่มนุษย์ปล่อยออกมายังอากาศรอบข้างขึ้นอยู่กับขนาดและขอบเขตของกล้ามเนื้อในการทำกิจกรรมที่เวลานั้น ความร้อนที่กระจายออกมาบางส่วนเป็นความร้อนสัมผัส บางส่วนเป็นความร้อนแฝง ตารางที่8 ให้ค่าการกระจายความร้อนโดยเฉลี่ยต่อคน(หนัก 150 ปอนด์ สูง 5 ฟุต 8 นิ้ว) สำหรับขอบเขตในการทำกิจกรรมต่างๆ ในการหาโหลดความร้อนเนื่องจากผู้ใช้อาคารแล้วคูณด้วยตัวประกอบที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เหมาะสม จากตารางที่8 สำหรับทั้งการกระจายความร้อนสัมผัสและความร้อนแฝง ซึ่งในการทำควรแยกจากกันเพื่อว่าจะได้ค่าโหลดความร้อนสัมผัสทั้งหมดและโหลดความร้อนแฝงทั้งหมด

2.8.6 หลอดไฟฟ้า มอเตอร์ และอุปกรณ์อื่นๆ

โหลดภายในจะเป็นการเพิ่มความร้อนที่เกิดขึ้นและเพิ่มความร้อนที่กระจายออกไปในพื้นที่โดย หลอดไฟ มอเตอร์ และอุปกรณ์อื่นๆ ความร้อนจากหลอดไฟ และมอเตอร์นี้เป็นความร้อนสัมผัสทั้งหมด แต่มีบางอุปกรณ์ (เครื่องอบผ้าแห้ง ตู้อบไอน้ำในร้านอาหาร และเครื่องมือในลักษณะเดียวกัน) ให้ทั้งความร้อนสัมผัส และความร้อนแฝง

หลอดไฟ

โหลดจากหลอดไฟควรจะวิเคราะห์ได้อย่างถูกต้องในอาคารพาณิชย์ทั้งหมด ถึงแม้ว่าโหลดนี้จะไม่นำมาพิจารณาในการออกแบบสำหรับที่อยู่อาศัยก็ตาม ปัจจุบันแนวโน้มของร้านค้าได้มีการเพิ่มการใช้แสงสว่าง โดยเฉพาะอย่างยิ่งห้างสรรพสินค้าและร้านเครื่องเพชร หลายปีมาแล้วโหลดจากหลอดไฟ 1 วัตต์ ต่อตารางฟุตของบริเวณพื้นที่นับว่าเป็นจำนวนปกติ แต่ในปัจจุบันร้านค้าเป็นจำนวนมากได้ติดตั้งมากถึง 6 วัตต์ ต่อตารางฟุต ลักษณะของอาคารที่ต้องการทำการปรับอากาศจะต้องพิจารณาในการหาว่าโหลดจากหลอดไฟสูงสุดจะเกิดขึ้นพร้อมกับโหลดสูงสุดจากแหล่งอื่นหรือไม่ ในอาคารสำนักงาน ร้านอาหาร และโรงพยาบาล โดยปกติแล้วจะไม่อยู่ในกรณีนี้ แต่ในร้านค้าบางร้านเป็นจำนวนมากได้ใช้หลอดไฟทั้งหมดตลอดวันโดยไม่คำนึงถึงปริมาณแสงอาทิตย์ ซึ่งอาจจะเข้ามาทางหน้าต่างและช่องกระจก ในทางปฏิบัติเพื่อความปลอดภัยควรจะรวมวัตต์ทั้งหมดของหลอดไฟที่ติดตั้ง สำหรับหลอดไฟธรรมดา (incandescent lamps) ที่มีลักษณะ 3.4 Btu/(hr)(W) ของการติดตั้งหลอดไฟควรที่จะนำมาใช้ ส่วนหลอดท่อฟลูออเลสเซนต์(fluorescent tube) ต้องการเพิ่มตัวประกอบสำหรับ ballast เพื่อทำให้เกิดวัตต์บนท่อฟลูออเลสเซนต์ โดยปกติแล้วปริมาณทั้งหมดที่เหมาะสมสำหรับท่อฟลูออเลสเซนต์ สามารถหาได้โดยคูณวัตต์ทั้งหมดที่ประทับอยู่บนท่อด้วยค่า 1.2 จากนั้นคูณด้วยค่า 3.4 เพื่อให้ได้หน่วย Btu ต่อชั่วโมงของโหลดความร้อน โดยโหลดเนื่องจากหลอดไฟนั้นเป็นความร้อนสัมผัสทั้งหมด

มอเตอร์ที่ใช้ขับเครื่องจักร (motor driven machinery)

มอเตอร์ไฟฟ้าโดยทั่วไปแล้วอัตราการทำงานสามารถอ่านได้บนป้ายที่ติดมอเตอร์ในเทอมของกำลังแรงม้าที่ได้(horsepower output) เนื่องจาก 1 hp เท่ากับ746W ค่าความร้อนที่เท่ากับจำนวน 1 hp คือ

$$1hp = 746w * 3.4\frac{Btu/hr}{W} = 2540\frac{Btu}{hr}$$

ในการคำนวณโหลดความร้อนที่กระจายไปยังพื้นที่อากาศโดยมอเตอร์ที่ขับเคลื่อน ควรพิจารณาข้อต่างๆ เหล่านี้

1. ทั้งหมดและโหลดของมอเตอร์ต้องติดตั้งภายในพื้นที่ปรับอากาศก่อน โหลดทั้งหมดจะทำการคำนวณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2. ลักษณะของโหลดจะต้องแสดงออกมา เพียงงานที่ทำซึ่งทำให้เกิดความร้อนก็นับเป็นส่วนหนึ่งของโหลด ตัวอย่างเช่น มอเตอร์รับเครนของรถยกที่ใช้ในการยกกองกระดาษ โดยพลังงานส่วนใหญ่ที่ทำให้เกิดงานจะเป็นการเพิ่มพลังงานศักย์(การยกสิ่งของเหนือพื้น) ของกองกระดาษที่ถูกยกและงานที่เกิดขึ้นนี้ไม่ได้แสดงถึงความร้อนลักษณะที่เกิดขึ้นนี้เป็นจริงสำหรับลิฟท์และบันไดเลื่อน โดยที่กรณีทั้งหมดที่เกิดขึ้นเป็นเพียงการสูญเสียพลังงานของมอเตอร์ เนื่องจากไม่มีผลที่จะแสดงความร้อนในพื้นที่ปรับอากาศ ประสิทธิภาพของมอเตอร์เปลี่ยนไปตามชนิดและขนาดมอเตอร์นั้นๆแต่สามารถประมาณค่าที่เหมาะสมได้คือ
   a) เศษกำลังม้าของมอเตอร์ 60 ถึง 70 เปอร์เซ็นต์
   b) หนึ่งถึงห้ากำลังม้า 80 ถึง 85 เปอร์เซ็นต์
   c) สิบกำลังและมากกว่า 90 เปอร์เซ็นต์
3. ถ้ามอเตอร์อยู่ในพื้นที่และโหลดอยู่ด้านนอกจะทำการนับเพียงบางส่วน เนื่องจากมอเตอร์ไม่มีประสิทธิภาพ
4. ถ้ามอเตอร์อยู่ด้านนอกพื้นที่และโหลดที่เกิดความร้อนอยู่ภายในจะนับการสูญเสียเกือบทั้งหมด เนื่องจากมอเตอร์ไม่มีประสิทธิภาพ
5. มอเตอร์ที่ใช้ระบายอากาศจะกระจายพลังงานทั้งหมด ยกเว้นเนื่องจากมอเตอร์ไม่มีประสิทธิภาพในการระบายอากาศออกไปด้านนอก ถ้ามอเตอร์วางอยู่ในตำแหน่งของกระแสอากาศจริง โหลดทั้งหมดจะกระจายออกไปสู่ด้านนอก
6. มอเตอร์ที่ใช้ในพัดลมจ่ายอากาศจะกระจายพลังงานทั้งหมดไปยังพื้นที่ปรับอากาศ

ถ้าป้ายบอกค่ากำลังม้าไม่มีบนตัวมอเตอร์อาจใช้ค่าวัตต์อินพุตที่แสดงบนมอเตอร์ก็ได้ ในกรณีทั้งที่ไม่มีทั้ง 2 ค่า ควรจำเป็นที่จะหากระแส(ในแอมแปร์) ที่ใช้ในมอเตอร์และทราบเส้นโวลต์เตจ เพื่อที่จะคำนวณวัตต์อินพุต

ในกรณีของโหลดชนิดอื่นๆ ควรที่จะวิเคราะห์อย่างรอบคอบในการกำหนดเวลาสูงสุดของโหลดจากเครื่องให้มีความสัมพันธ์กับโหลดสูงสุดทั้งหมด

อุปกรณ์อื่นๆ(other appliances)

เครื่องอบผ้าแห้ง เครื่องทำกาแฟ เคาทำกับข้าว เครื่องปิ้งขนมปัง ท่อไอน้ำ เครื่องเป่าผม และอุปกรณ์อื่นๆ อีกเป็นจำนวนมากที่ทำให้เกิดความร้อน เป็นเครื่องใช้ทั่วไปที่สามารถพบได้ในบ้าน ร้านอาหาร และอาคารต่างๆ เมื่อทำการใช้เครื่องความร้อนที่ออกมาจริงๆจากเครื่องนั้น สามารถหาได้จากข้อมูลที่ติดมากับป้าย ในกรณีที่ไม่มีข้อมูลจริงๆเราสามารถใช้ค่าจากตารางที่9 สำหรับการประมาณในของเขตต่างๆ ในการพิจารณาเครื่องใช้จะต้องทำอย่างรอบคอบในการกำหนดเวลาสูงสุดของโหลดจากเครื่องใช้ต่างๆ ให้มีความสัมพันธ์กับโหลดสูงสุดจากเครื่องใช้อื่น

โหลดจากผลิตภัณฑ์(product load)

ในการปรับอากาศของโรงงานอุตสาหกรรมบางแห่ง ผลิตภัณฑ์ หรือวัสดุจะเป็นตัวนำความร้อนมายังพื้นที่สำหรับการผลิตหรือคู่มือของสถาบันการทำความร้อน การทำความเย็น และการปรับอากาศของสหรัฐอเมริกาได้ให้ข้อมูลรายละเอียดต่างๆ สำหรับปัญหาในลักษณะนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนที่ได้รับจากแหล่งอื่นๆ(miscellaneous heat gains)

ความร้อนที่ได้รับบางส่วนนั้นมาจากระบบปรับอากาศเอง และโดยปกติไม่สามารถพิจารณาเข้ามาจากสาเหตุนี้ไปได้ ดังนั้นจึงควรวิเคราะห์ให้ถูกต้องก่อนที่จะทำการตัดสินใจทำอย่างอื่นลงไป ความร้อนที่ได้รับนี้รวมถึง

1. ความร้อนที่ได้รับจากท่อจ่ายและท่อกลับ
2. รอยรั่วตามท่อจ่าย
3. ความร้อนที่ได้รับจากปั๊มและพัดลม

ความร้อนที่ได้รับจากท่อจ่ายและท่อกลับ(supply and return duct heat gain)

ถ้าท่อจ่ายและท่อกลับได้ถูกติดตั้งไว้ภายนอกพื้นที่ปรับอากาศ เช่น บริเวณบนเพดานที่มีความร้อนและท่อนี้ไม่มีการหุ้มฉนวนไว้ ความร้อนที่ได้รับจากส่วนนี้บางทีอาจจะมากถึง 25 เปอร์เซ็นต์ ของโหลดที่อากาศปกติ 10° F มากกว่าอุณหภูมิของอากาศที่เคลื่อนที่ภายในท่อ การหุ้มฉนวนก็เป็นการทำเพื่อป้องกันการควบแน่นจากน้ำเช่นเดียวกับในบริเวณพื้นผิวที่เย็นของท่อจ่ายอากาศความร้อนที่ได้รับจากท่อเป็นความร้อนสัมผัสทั้งหมด และโดยปกติจะแสดงเปอร์เซนต์ที่ใช้จากความร้อนสัมผัสของห้องทั้งหมดจากแหล่งอื่นๆ

รอยรั่วตามท่อจ่าย(supply duct air leakage)

ปัจจัยนี้ขึ้นอยู่กับการออกแบบ ท่อให้เหมาะสมหรือไม่ ในการนำปริมาณของอากาศที่ต้องการและขึ้นอยู่กับคุณภาพในการสร้างและติดตั้งงานท่อลมทั้งหมดของช่างเทคนิค รอยรั่วที่เกิดในพื้นที่ปรับอากาศมันไม่ใช่ทำให้เกิดการสูญเสียแต่รอยรั่วที่เกิดบนเพดานและบริเวณอื่นๆ ที่ไม่ได้ทำการปรับอากาศจะกลายเป็นการสูญเสียทั้งหมด การสูญเสียที่เกิดจากรอยรั่วจะวัดในปริมาณของอากาศในหน่วยลูกบาศก์ฟุตต่อนาที ไม่ใช่ Btu ต่อชั่วโมงหรือ เปอร์เซ็นต์ของความร้อนสัมผัสในห้อง ในระบบท่อลมที่สร้างไม่ดีจะมีเปอร์เซนต์ของพัดลมมากถึง 30 เปอร์เซนต์ที่จ่ายออกไปอาจเกิดการสูญเสียก่อนที่จะจ่ายมาถึงห้องซึ่งในระบบที่ออกแบบและติดตั้งได้อย่างเหมาะสม มาตรฐานในทางปฏิบัติจะสมมติว่ามี 10 เปอร์เซนต์ที่สูญเสียในท่อที่เดินยาว 5 เปอร์เซ็นต์ สำหรับท่อที่เดินระยะปานกลาง และไม่มีการสูญเสียในท่อที่เดินระยะสั้น

ความร้อนที่เกิดจากพัดลมและปั๊ม(heat produced by fans and pumps)

พลังงานไฟฟ้าที่ใช้ใน blower หรือพัดลมจะถูกเปลี่ยนเป็นพลังงานความร้อนที่เพิ่มเข้าไปในกระแสอากาศ พัดลมส่วนใหญ่จะอยู่ส่วนที่แยกออกมาจากคอยล์ทำความเย็น และความร้อนสมมูลของกำลังม้าพัดลมจึงเป็นส่วนหนึ่งของโหลดความร้อนสัมผัสภายใน ในระบบปรับอากาศจำนวนมากที่มีขนาดใหญ่กว่าได้ใช้น้ำเย็น เป็นตัวกลางสำหรับการแลกเปลี่ยนความร้อนในคอยล์ทำความเย็น กำลังม้าของปั๊มที่ต้องการในการหมุนเวียนของระบบน้ำนี้ได้กลายเป็นโหลดความร้อนที่เพิ่มเข้าไปในระบบทำความเย็น แต่ว่าโหลดส่วนใหญ่นี้ไม่ได้มีผลกระทบใดๆต่อระบบปรับอากาศเอง ปั๊มที่ใช้ในการหมุนเวียนน้ำทำความเย็นจากคูลลิ่งทาวเวอร์สู่น้ำเย็นในคอนเดนเซอร์ และบางส่วนถ่ายไปยังบรรยากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
การสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์

3.1 สมการการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ evaporator

Assumption : T_r มีค่าคงที่เนื่องจากเปลี่ยนสถานะเนื่องจากความร้อนแฝง

จาก $q = UA\Delta T_{lm} = \dot{m}_a c_p \Delta T$ (3-1)

จะได้ $T_{ao} = T_r + (T_{ai} - T_r)e^{\frac{-UA}{\dot{m}_a c_p}}$ (3-2)

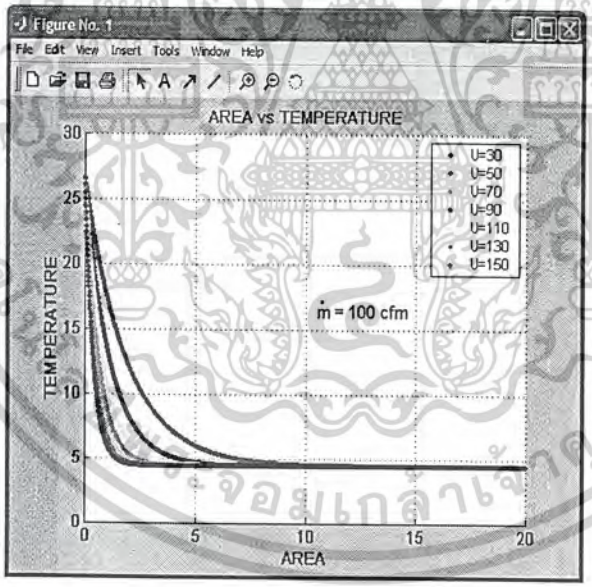
โดยที่ c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะ = 1.005 kj/kg k = 0.24 Btu/lb_mR

T_{ai} คือ อุณภูมิอากาศขาเข้า = 70 °F

T_r คือ อุณภูมิอากาศขาออก = 40 °F

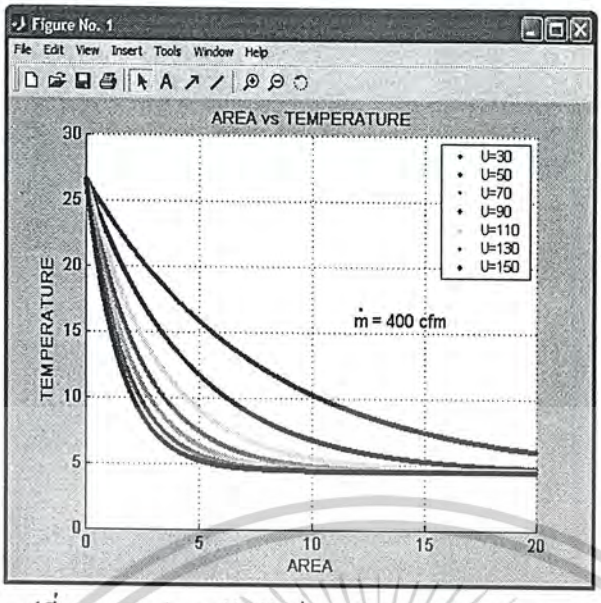
U คือ ค่าการนำความร้อน = 25-50 W/m^2K

$\dot{m}_a$ คือ อัตราการไหลของอากาศ = 100 , 400 cfm

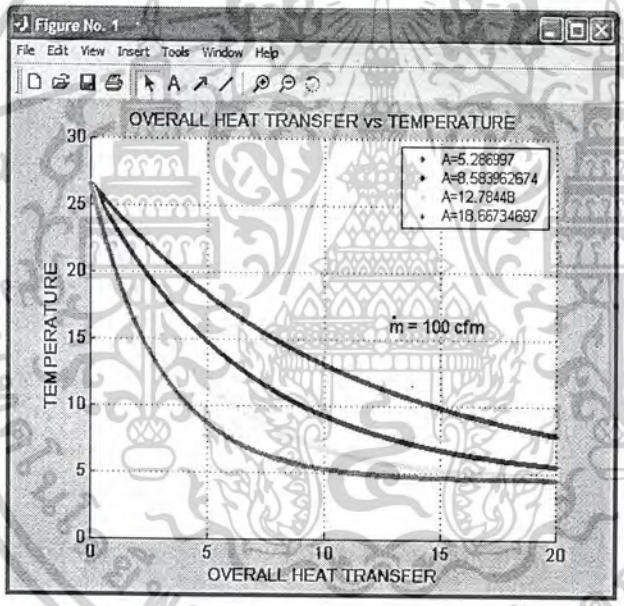


รูปที่3-1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง A-T ของ Evaporator

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

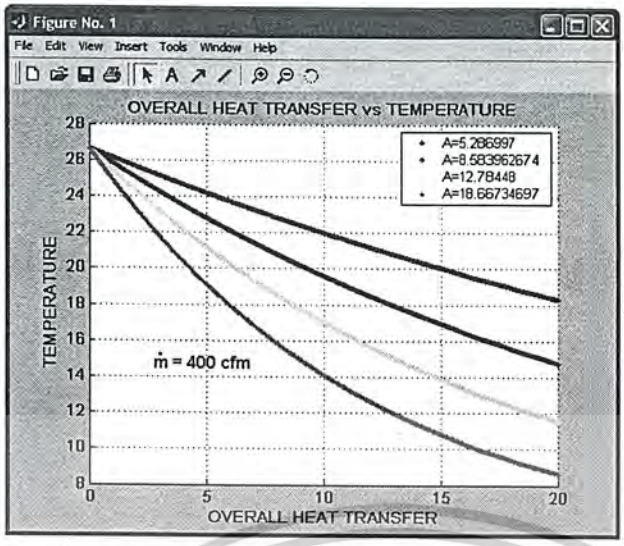


รูปที่3-2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง A-T ของ Evaporator



รูปที่3-3 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U-T ของ Evaporator

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่3-4 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U-T ของ Evaporator

3.2 สมการการสร้างแบบจำลองทางคณิตศาสตร์ของ condenser

Assumption : T_r มีค่าคงที่เนื่องจากเปลี่ยนสถานะเนื่องจากความร้อนแฝง

จาก $q = UA\Delta T_{lm} = \dot{m}_a c_p \Delta T$ (3-3)

จะได้ $T_{ao} = T_{ai} + (T_r - T_{ai})e^{\frac{-UA}{\dot{m}_a c_p}}$ (3-4)

โดยที่ c_p คือ ค่าความจุความร้อนจำเพาะ = 1.005 kj/kg k = 0.24 Btu/lb_mR

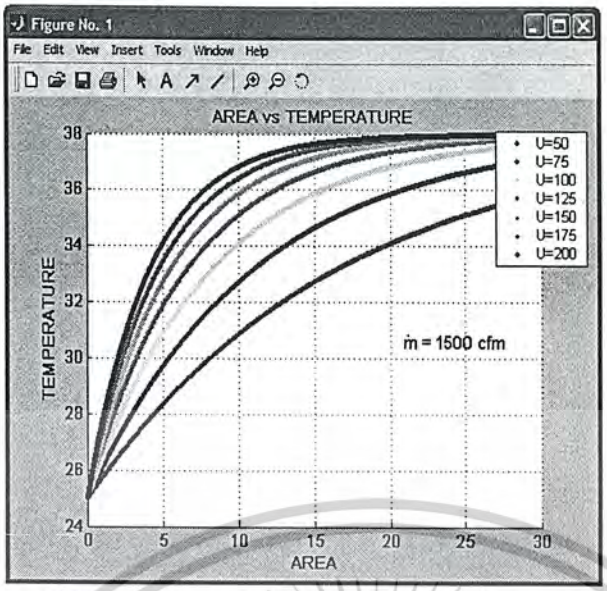
T_{ai} คือ อุณภูมิอากาศขาเข้า = 80 °F

T_r คือ อุณภูมิอากาศขาออก = 100 °F

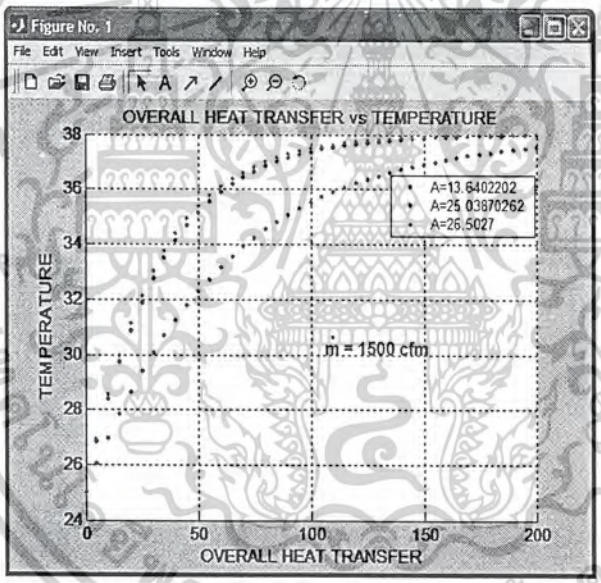
U คือ ค่าการนำความร้อน = 250-700 W/m^2K

$\dot{m}_a$ คือ อัตราการไหลของอากาศ = 1500 cfm

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่3-5 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง A-T ของ Condenser



รูปที่3-6 แสดงความสัมพันธ์ระหว่าง U-T ของ Condenser

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่4

การทดลอง

4.1 อุปกรณ์การทดลอง

4.1.1 เครื่องปรับอากาศทั่วไปขนาด 18000btu/hr ซึ่งจะประกอบไปด้วย คอมเพรสเซอร์ (compressor) ชุดอีวาปอร์เรเตอร์ ชุดคอนเดนเซอร์ พัดลมคอยล์เย็นโดยเครื่องที่ใช้ทดลองจะใช้สารทำความเย็น R-22 ในการแลกเปลี่ยนความร้อน

4.1.2 ฮีตเตอร์ซึ่งเป็นอุปกรณ์ที่ช่วยในการอุ่นอากาศเพื่อลดความชื้นเมื่ออากาศออกจากคอยล์เย็น

4.1.3 คอมพิวเตอร์ที่ใช้ในการเก็บข้อมูลและคอนโทรสภาวะในห้องทดลองให้ได้ตามค่าที่กำหนดไว้

4.1.4 ห้องทดลองสร้างจากไม้อัดบุด้วยฉนวนกันความร้อนซึ่งทำจากโฟมมีความหน้า 1.5นิ้ว

4.1.5 เครื่องมือวัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นแบบดิจิตอลจำนวน 5ตัว แสดงค่าบนบอร์ดแสดงผล

4.1.6 เครื่องมือวัดความดันของสารทำความเย็นแบบเกจจำนวน 5ตัว

4.1.7 เครื่องมือวัดอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศภายในห้องแบบ เซ็นเซอร์(sensor) เพื่อรับผลและส่งสัญญาณไปยังคอมพิวเตอร์เพื่อประมวลผลที่ได้จากสภาวะภายในห้อง

4.1.8 อุปกรณ์ในการสร้างโหลดไอน้ำโดยอาศัยหลักการด้านความต่างศักย์ระหว่างขั้วของไฟฟ้าเพื่อส่งไอน้ำเข้าสู่ห้องทดลอง

4.1.9 หลอดไฟขนาด 200วัตต์ จำนวน 4 ดวงซึ่งสามารถปรับเปลี่ยนขนาดของของโหลดได้

4.1.10 อุปกรณ์ในการแปลงสัญญาณจากอนาล็อกเป็นดิจิตอลและจากดิจิตอลเป็นอนาล็อก

4.1.11 อินเวอสเตอร์จำนาน 2ตัว เพื่อทำการควบคุมคอมเพรสเซอร์และพัดลมที่คอยล์เย็น

4.1.12 เครื่องจับการใช้กระแสไฟฟ้าของระบบ

4.2 การไหลเวียนของอากาศ

อากาศที่เข้ามาจากห้องทดลองจะถูกดูดจากพัดลมดูดอากาศและจะถูกส่งผ่านไปยังคอยล์เย็นเพื่อทำการปรับอากาศให้มีอุณหภูมิต่ำลงให้ได้ที่จุดน้ำค้างจากซึ่งอากาศที่ออกจากคอยล์เย็นนั้นจะมีอุณหภูมิต่ำและมีความชื้นสูงมากจึงถูกส่งผ่านไปยังตัวอุ่นอากาศซึ่งจะทำให้อุณหภูมิของอากาศเหมาะสมที่จะปล่อยไปยังห้องทดลองและจะทำให้ความชื้นเหมาะสมได้

4.3 การไหลเวียนของสารทำความเย็น

สารทำความเย็นเมื่อไหลออกจากเอ็กแพนชั่นวาลว์จะมีอุณหภูมิและความดันที่ต่ำลงทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนกันกับอากาศภายนอกทำสารทำความเย็นมีค่าของเอ็นทาลปี้สูงมากขึ้นจนอาจกลายเป็นซุปเปอร์ฮีตจากนั้นจะถูกดูดจากคอมเพรสเซอร์ในช่วงนี้สารทำความเย็นจะถูกอัดตัวทำให้มีความ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ดันและอุณหภูมิที่สูงขึ้นซึ่งในระบบปรับอากาศแบบธรรมดานั้นสารทำความเย็นจะถูกส่งไประบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์เพื่อลดค่าเอ็นทาลปี้

แต่ระบบปรับอากาศที่ทำการทดลองนั้นสารทำความเย็นจะผ่านฮีตเตอร์ก่อนซึ่งฮีตเตอร์ในระบบปรับอากาศในการทดลองนี้จะใช้ความร้อนจากสารทำความเย็นเป็นตัวให้พลังงานเพื่ออุ่นอากาศในห้องทดลองหลังจากนั้นสารทำความเย็นจะผ่านไปยังคอนเดนเซอร์เพื่อทำการระบายความร้อนและจึงผ่านไปยังเอ็กแพนชั่นวาล์วเพื่อทำการลดอุณหภูมิและลดความดันอีกครั้ง ซึ่งวงจรการทำงานจะเป็นไปอย่างนี้ตลอดการทำงาน

4.4 วิธีการทดลอง

การทดลองทำจะทำการหาขนาดของคอยล์เย็นที่มีขนาดเหมาะสมที่สามารถลดความชื้นได้ดีและสามารถประหยัดพลังงานได้มากด้วยโดยจะใช้ขนาดของคอยล์เย็นที่มีขนาดแตกต่างกันออกไปทั้งหมด 3 ขนาด และทำการเปลี่ยนขนาดของคอยล์ร้อนที่มีขนาดแตกต่างกันออกไปอีก 3ขนาด โดยการทดลองจะทดลองที่สภาวะที่ต้องการแตกต่างกันทั้งหมด 3สภาวะที่ต้องการ และให้ขนาดของโหลดที่แตกต่างกันซึ่งวิธีการทดลองมีดังนี้

4.4.1 ต่อสายและชิ้นส่วนต่างๆในการทดลองให้เรียบร้องและทำการเช็คให้ถูกต้องก่อนทำการเปิดคอมพิวเตอร์และสวิชส์เมนหลักเพื่อป้องกันการลัดวงจรของระบบไฟฟ้า

4.4.2 เปิดโปรแกรมที่ใช้ในการควบคุมห้องทดลองและเซ็ตค่าต่างๆที่ต้องการ

4.4.3 กำหนดสภาวะเริ่มต้นของอุณหภูมิภายในห้องทดลอง โดยใช้เครื่องพ่นไอน้ำและเปิดดวงไฟทั้ง 4ดวงซึ่งจะทำให้ได้สภาวะของห้องทดลองที่ต้องการจากนั้นจึงทำการทดลอง

4.4.4 ทำการบันทึกค่าต่างๆที่ได้จากการทดลองซึ่งมีดังนี้

4.4.4.1อุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศที่อยู่ในห้องทดลอง

4.4.4.2อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของกระบวนการ

4.4.4.3ความดันของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของกระบวนการ

4.4.4.4กระแสไฟฟ้าของระบบที่ใช้ในการทดลอง

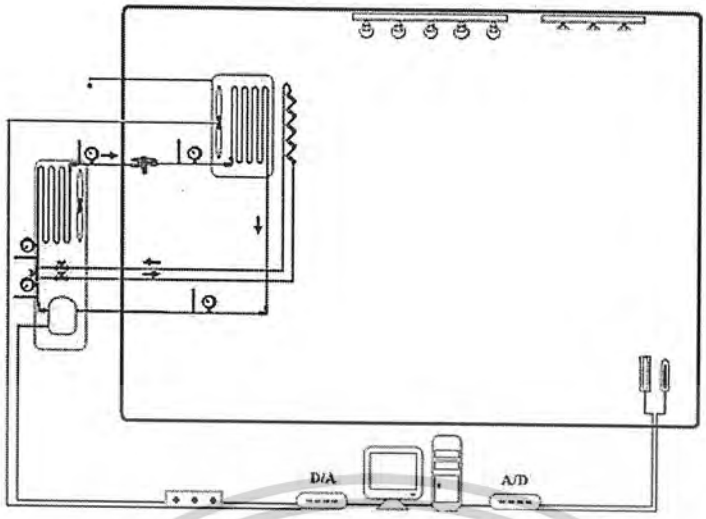
4.4.5 ทำการทดลองจนครบ 60 นาทีจึงยุติการทดลอง

4.4.6 นำค่าที่ได้จากการทดลองไปหาประสิทธิภาพของระบบและค่าต่างๆจากข้อมูลที่เก็บได้

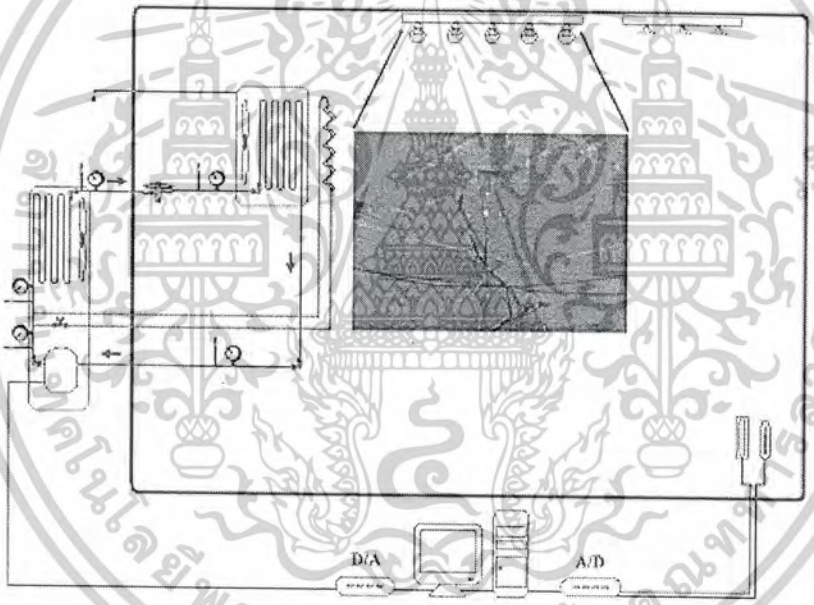
4.4.7 วิเคราะห์ผลที่ได้จากข้อมูลของแต่ละการทดลอง

4.4.8 ทำการเปลี่ยนขนาดของคอยล์ร้อนอีกซึ่งรวมจากชุดเดิมทั้งหมดจำนวน 3ชุด แล้วทำการทดลองเพื่อเก็บค่าในสภาวะต่างๆอีกครั้ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

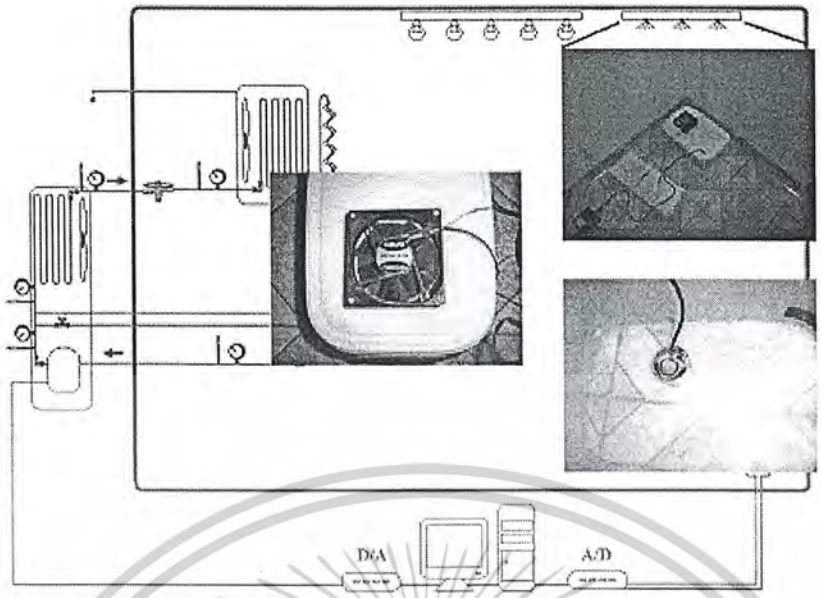


รูปที่ 4-1 ผังการทดลอง และอุปกรณ์ที่ทำการติดตั้ง ณ จุดต่างๆ

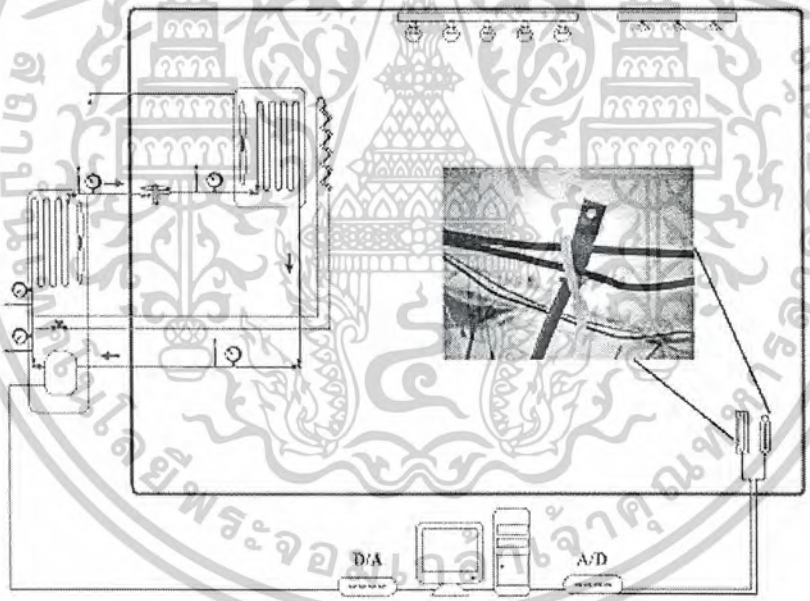


รูปที่ 4-2 ภาระการทำความเย็นเทียม (sensible heat)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

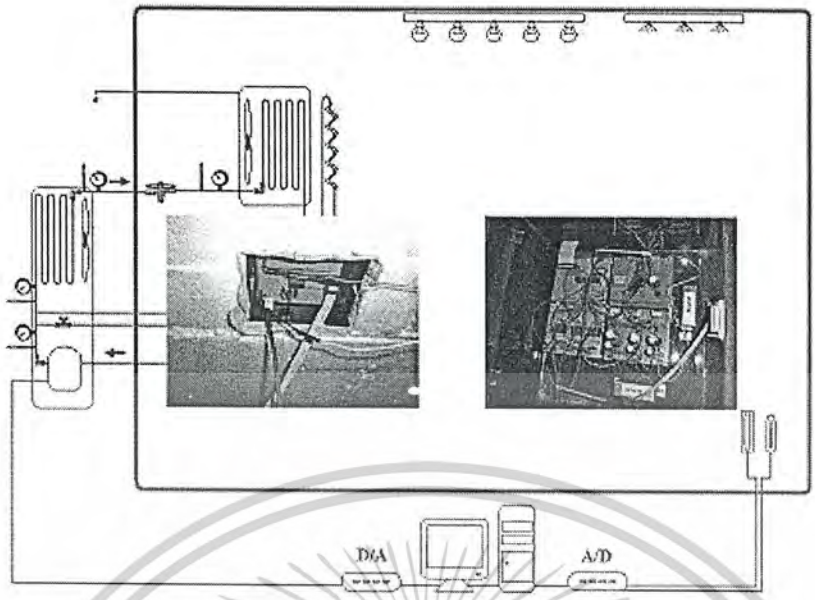


รูปที่ 4-3 เครื่องพ่นไอน้ำ

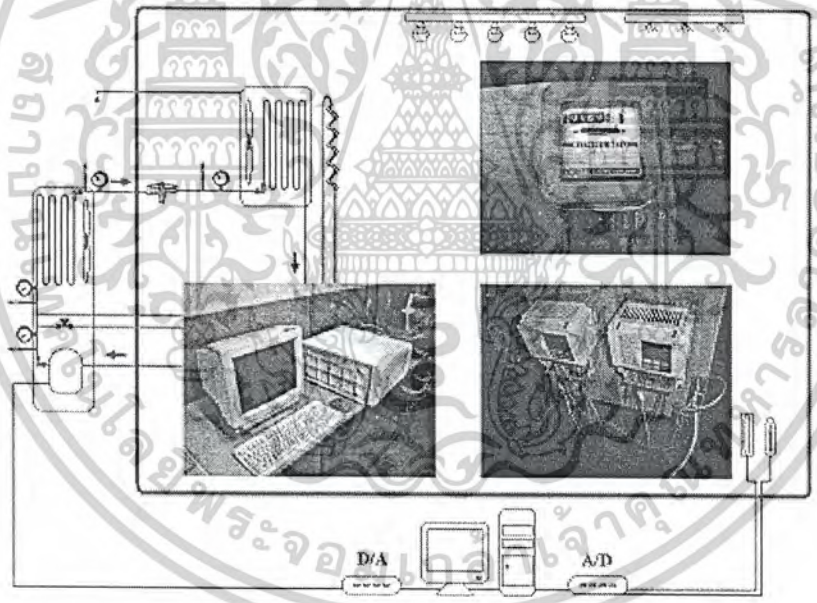


รูปที่ 4-4 sensor ตรวจจับ อุณหภูมิ และความชื้น ภายในห้อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

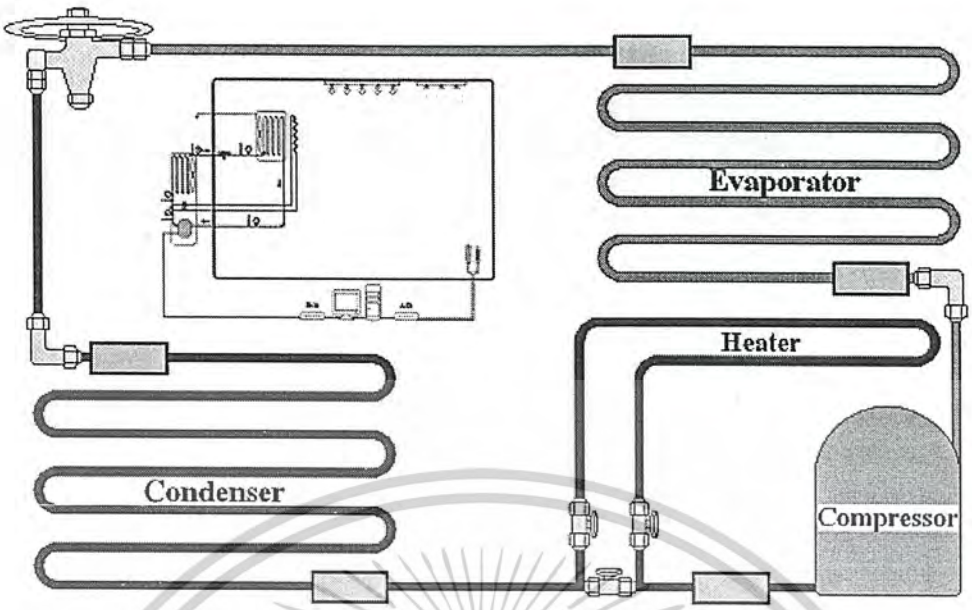


รูปที่ 4-5 ตัวแปลงสัญญาณ อนาลอก เป็น ดิจิตอล



รูปที่ 4-6 คอมพิวเตอร์บันทึกข้อมูล /อินเวอร์สเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

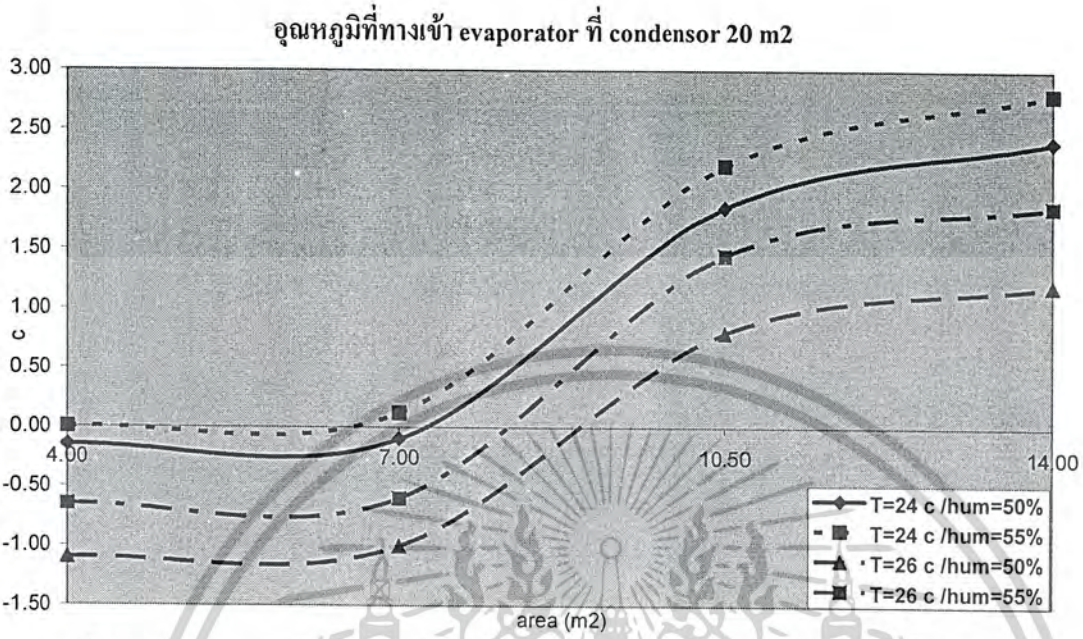


รูปที่ 4-7 บอร์ดแสดงอุณหภูมิที่จุดต่างๆ

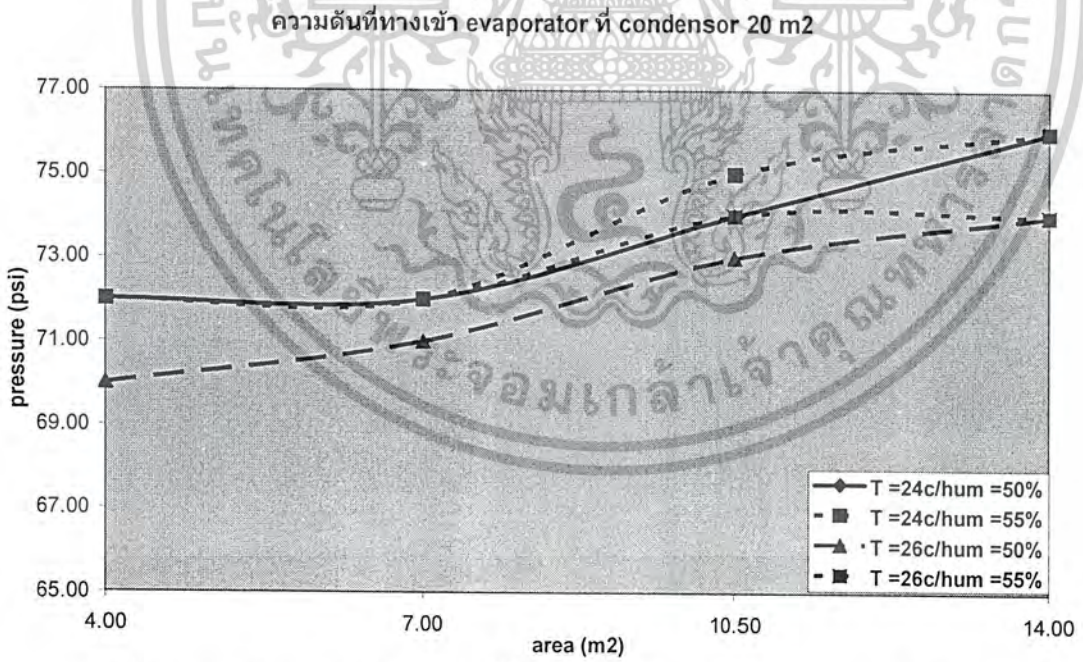
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5 ผลการทดลอง

4.5.1 อุณหภูมิและความดันสารทำความเย็น ตำแหน่งต่างๆ เมื่อใช้ condenser ขนาด 20 m^2

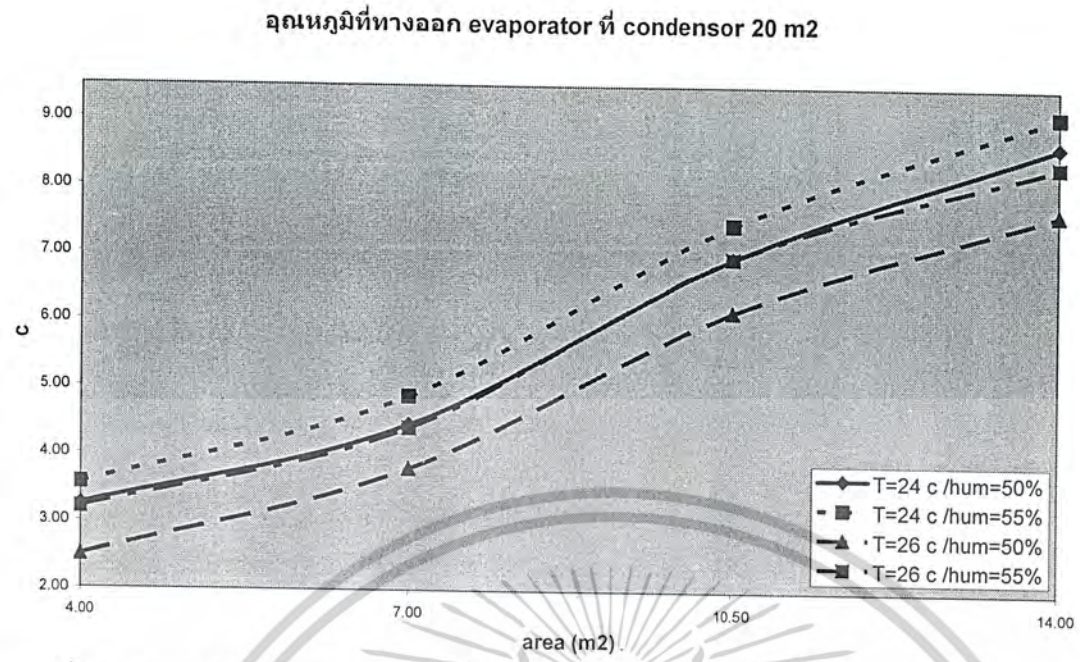


รูปที่ 4-8 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้า evaporator ที่ขนาด evaporator ขนาดเล็กอุณหภูมิของสารทำความเย็นจะต่ำ เนื่องจาก การแลกเปลี่ยนความร้อนไม่ดี ทำให้มีค่า RE น้อย

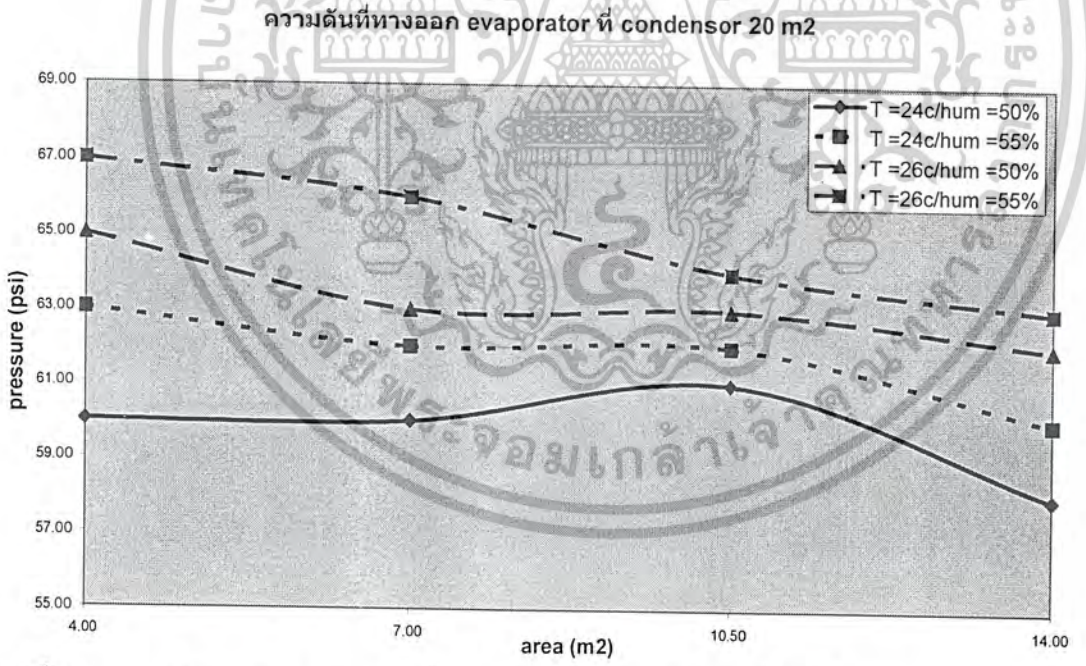


รูปที่ 4-9 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้า evaporator ความดันของสารทำความเย็นจะมีแนวโน้มเดียวกันกับอุณหภูมิ เพราะเป็นช่วงของผสมอิ่มตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

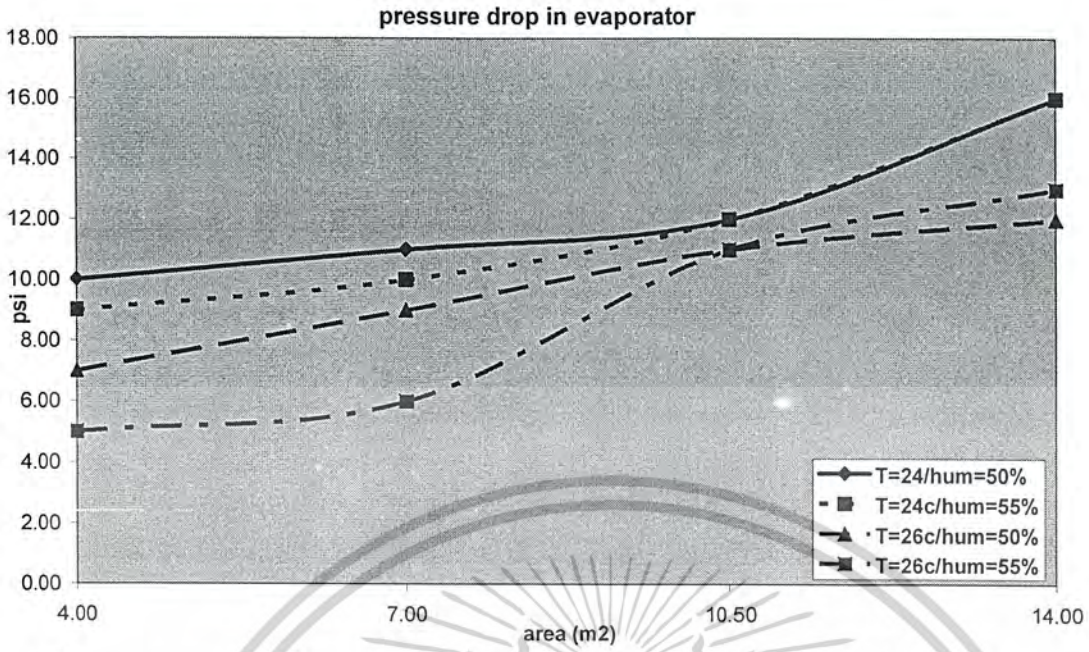


รูปที่ 4-10 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออก evaporator ณ.สภาวะนี้ขึ้นอยู่กับอยู่กับอุณหภูมิผิว ซึ่ง evaporator ขนาดเล็กการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิจะไม่ดี จึงมีผลทำให้อุณหภูมิขาออกของ evaporator ขนาดใหญ่ มีอุณหภูมิสูงกว่า

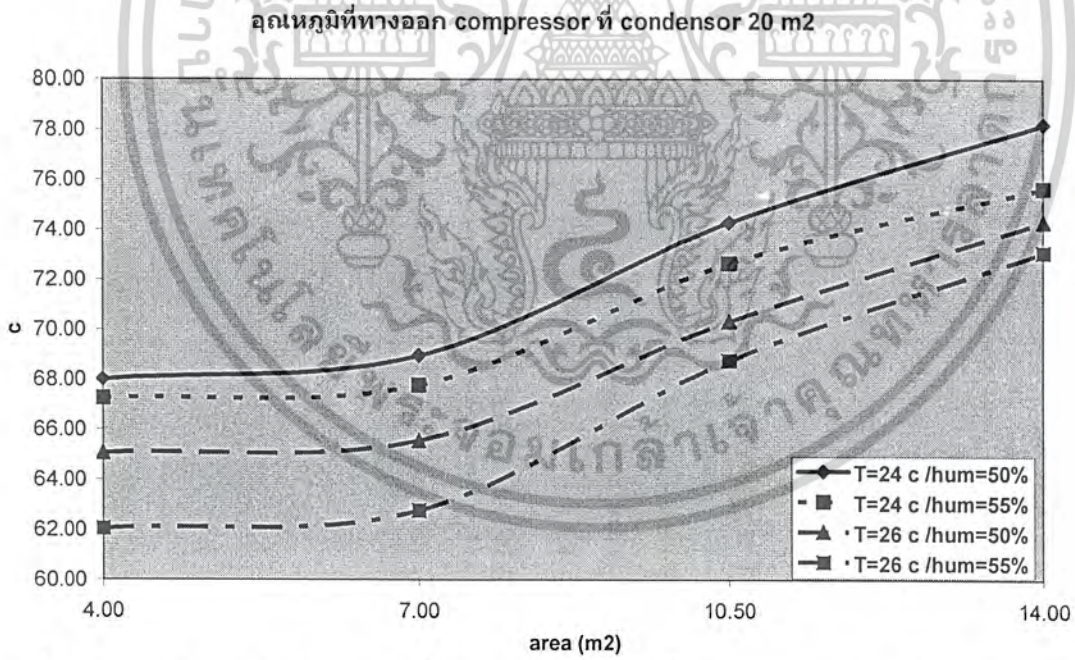


รูปที่ 4-11 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออก evaporator ณ.สภาวะนี้มีผลเนื่องจาก pressure drop ที่ขนาด evaporator ขนาดใหญ่ pressure drop จะมาก มีผลทำให้ pressure ทางออกของสารทำความเย็น ที่ขนาด evaporator ขนาดใหญ่ มี pressure ต่ำกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

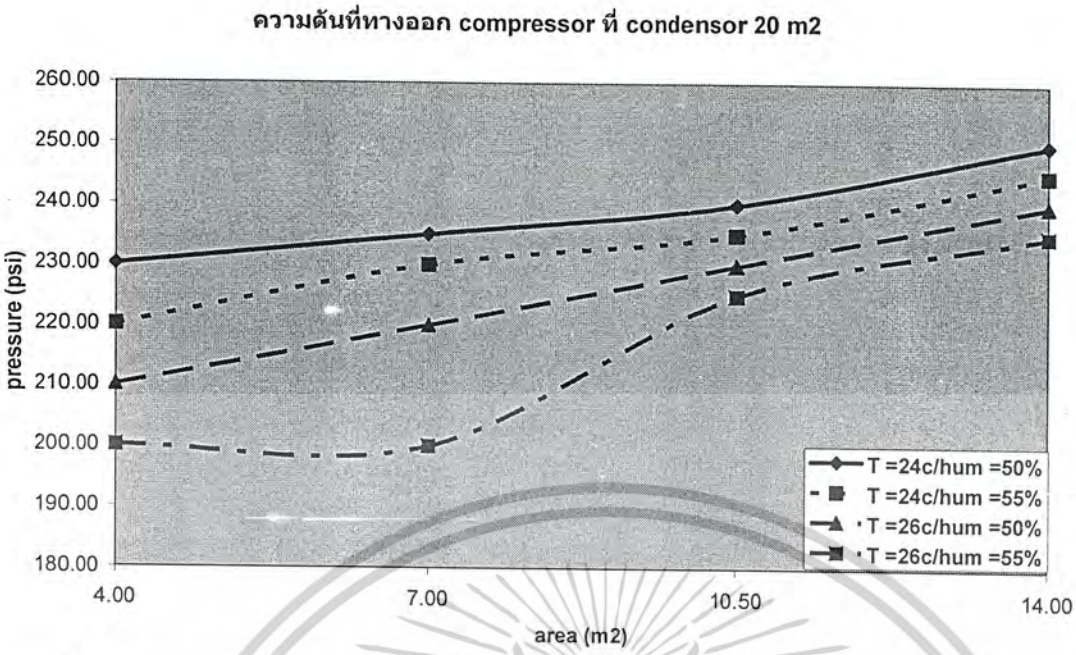


รูปที่ 4-12 pressure drop ที่ evaporator แนวโน้มของ pressure drop ที่ evaporator มีผลมาจาก ความยาวของ evaporator ยิ่งมาก pressure drop จะมากตาม และที่ อัตราการไหลเชิงมวลของสารมาก pressure drop จะมากตาม

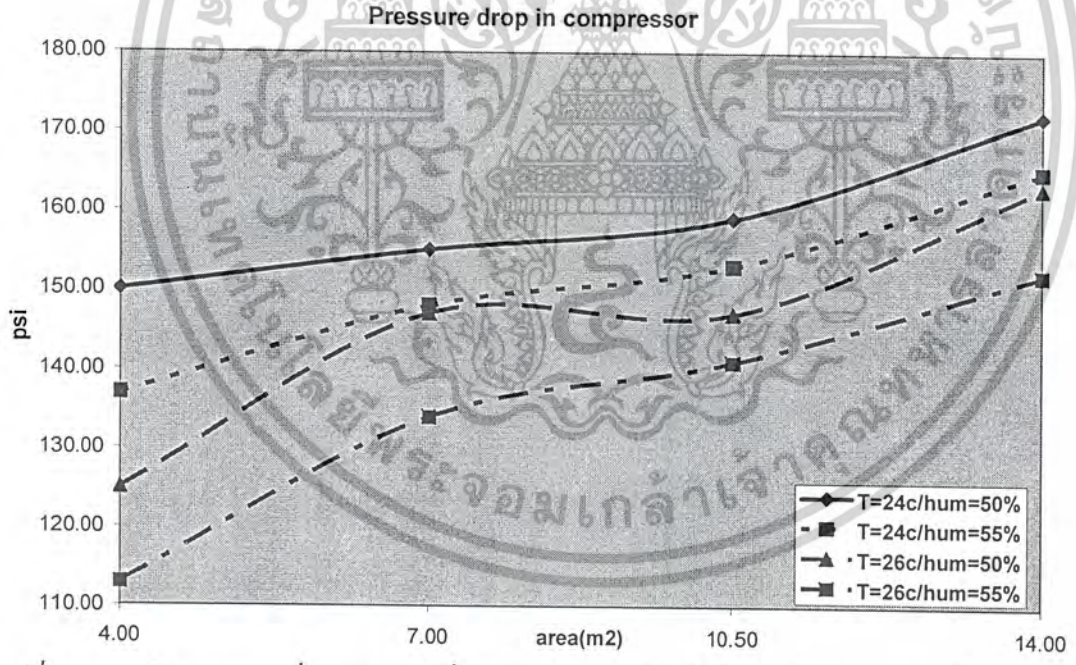


รูปที่ 4-13 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออก compressor ที่ขนาด evaporator ใหญ่ จะสูงเพราะมีผลของการอัดตัวที่ สูง เป็นไปตามกระบวนการ ไอเซนโทรปิก สารทำความเย็นในสภาวะไอดง มีการขยายตัวตามสมการ ไอเซนโทรปิก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

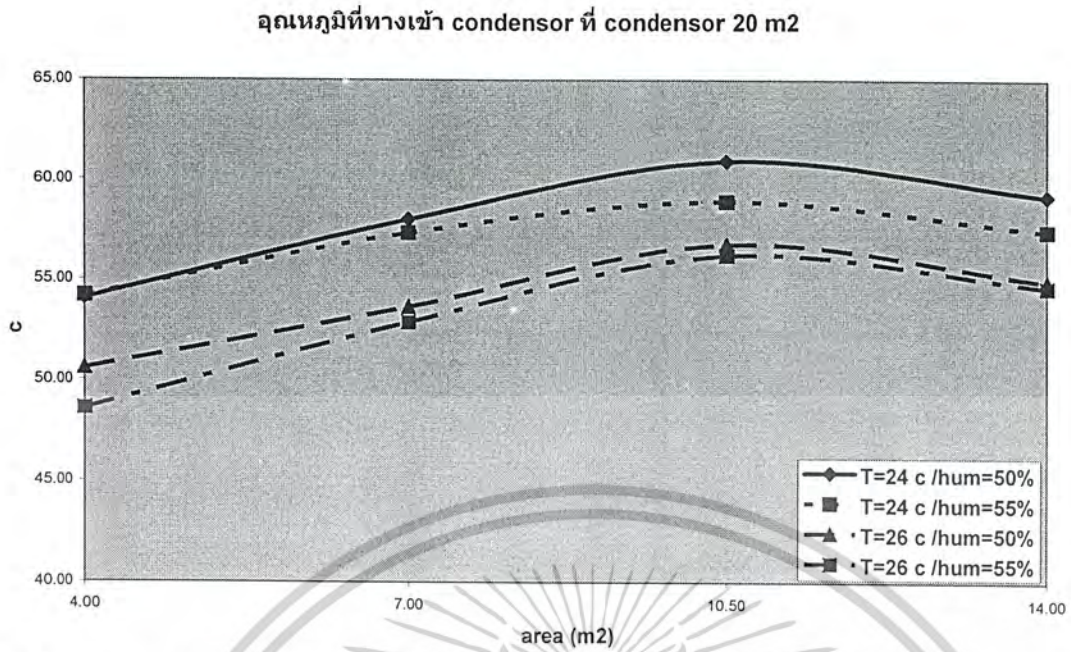


รูปที่ 4-14 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออก compressor ที่ขนาด evaporator ใหญ่จะมีการใช้พลังงานมาก ซึ่งมีผลต่อค่าการเปลี่ยนแปลง ความดันตกคร่อม compressor

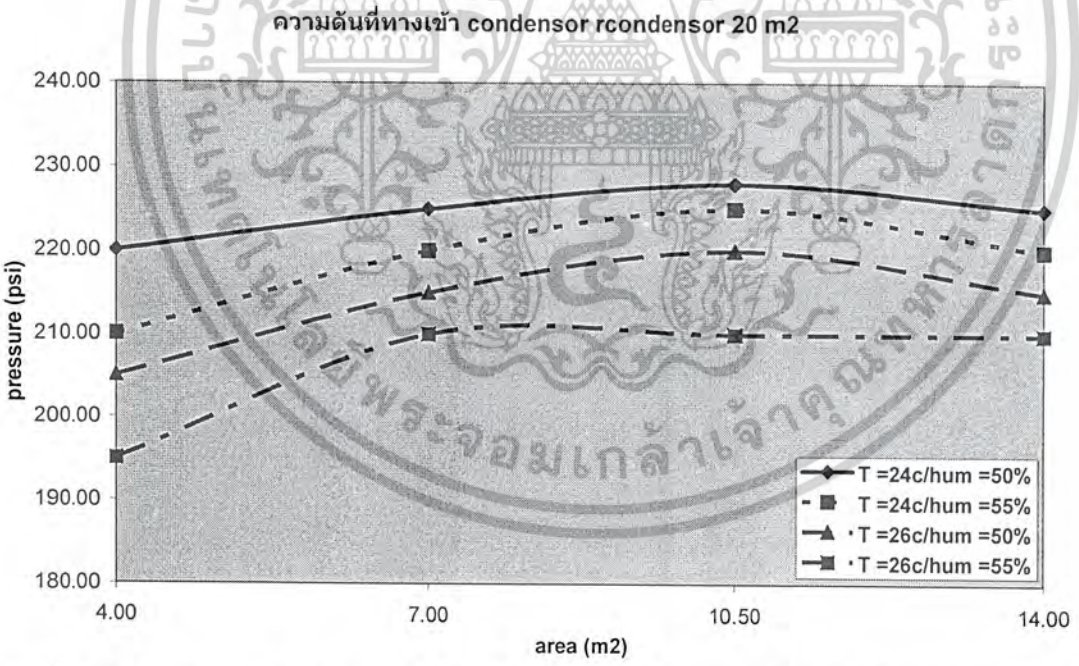


รูปที่ 4-15 ผลต่าง pressure ที่ compressor ที่ขนาด evaporator ใหญ่จะมีการใช้พลังงานมาก ซึ่งมีผลต่อค่าการเปลี่ยนแปลง ความดันตกคร่อม compressor

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

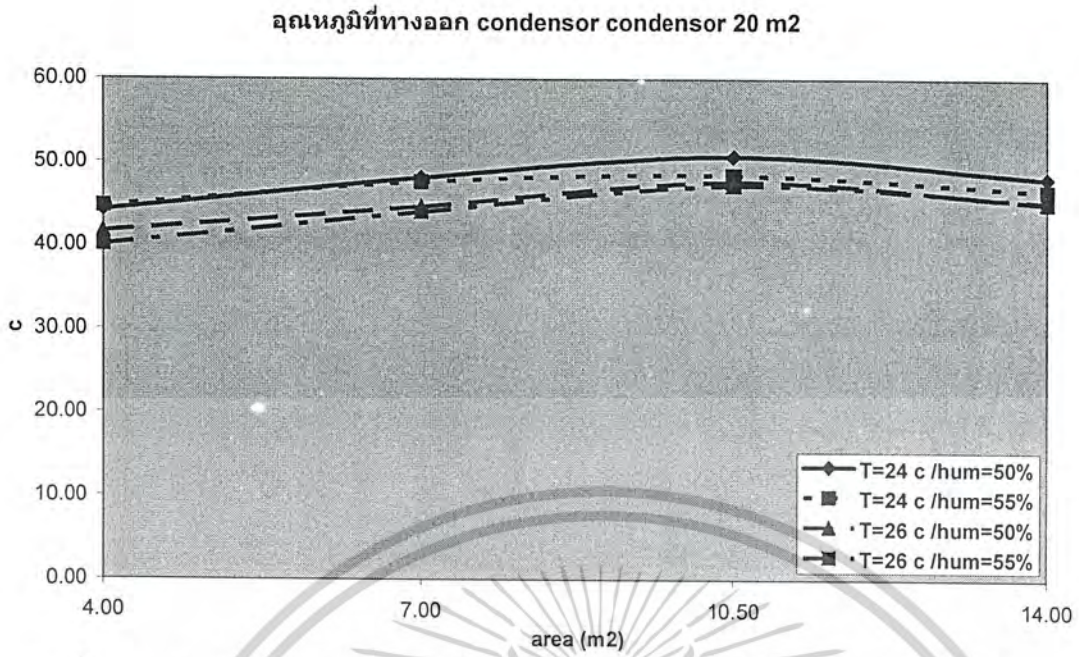


รูปที่ 4-16 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้า condenser เป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงความร้อน ที่ heater ซึ่งการใช้ evaporator ขนาดเล็ก ความร้อนในห้องมีอยู่มาก ทำให้การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้อย heater ไม่ต้องทำงานมาก

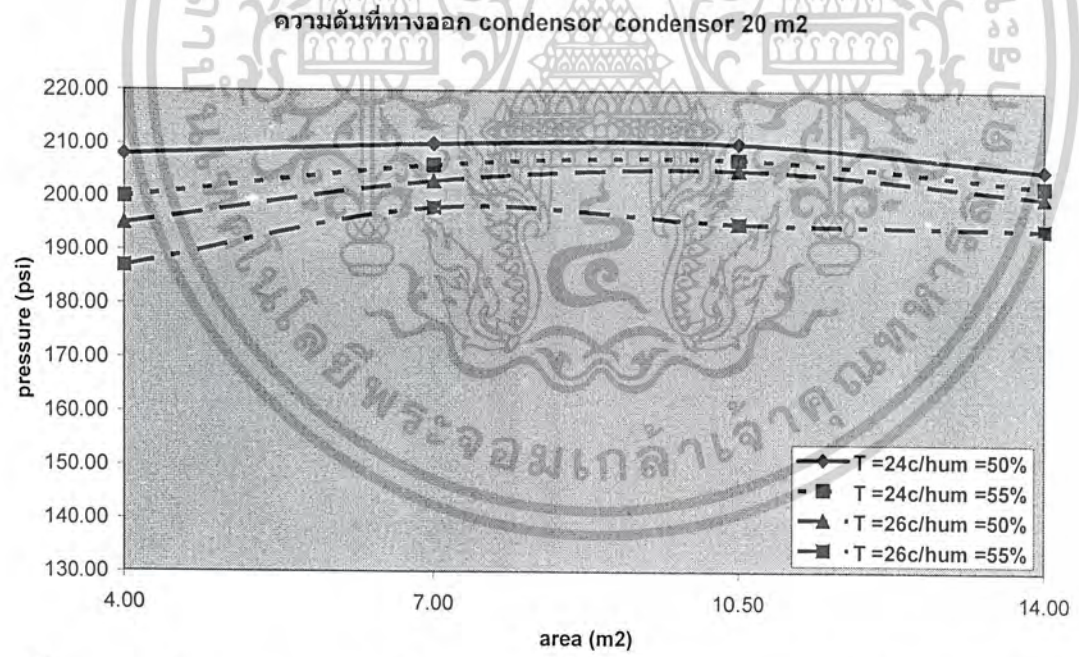


รูปที่ 4-17 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้า condenser มีแนวโน้มเดียวกันกับ อุณหภูมิเพราะเป็นช่วงของผสมอิ่มตัว

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

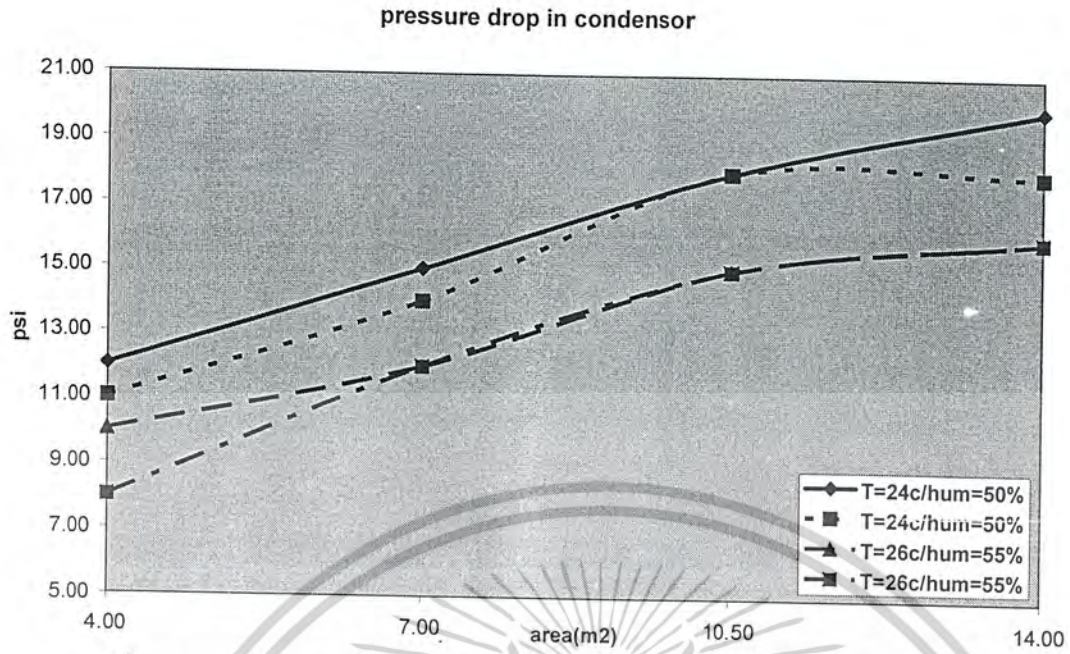


รูปที่ 4-18 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออก condenser อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ขนาด evaporator ค่อนข้างใกล้เคียงกัน แต่ที่ ขนาด evaporator ขนาดใหญ่จะสูงกว่า เนื่องจากสารทำความเย็นรับความร้อนมาก ในช่วง การ ระเหย



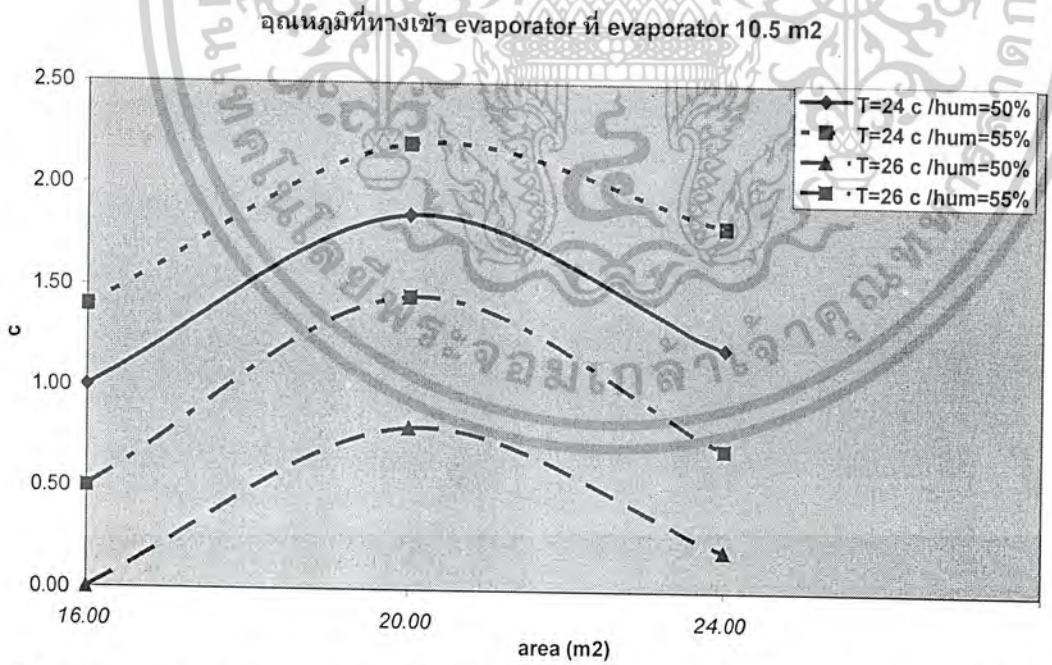
รูปที่ 4-19 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออก condenser เป็นผลมาจากอัตราการไหลเชิงมวล ที่อัตราการไหลสูงจะมีผลทำให้ pressure drop มาก ทำให้ความดันที่ทางออก condenser ที่ขนาด evaporator ใหญ่จะมี pressure drop มาก และที่สภาวะนี้อยู่ในช่วง ของเหลวอัดตัวจะมีแนวโน้มเดียวกันกับอุณหภูมิ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



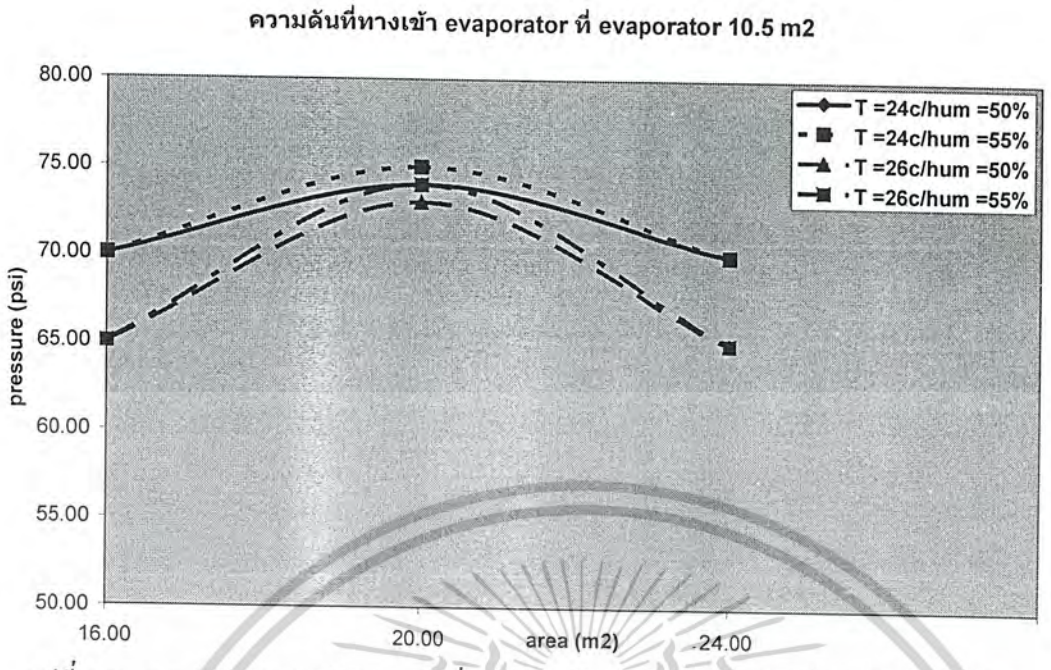
รูปที่ 4-20 pressure drop ที่ condenser เป็นผลมาจาก อัตราการไหลเชิงมวลที่มาก ซึ่งที่ขนาด evaporator ขนาดใหญ่ จะเกิด pressure drop มาก

4.5.2 อุณหภูมิและความดันสารทำความเย็น ตำแหน่งต่างๆ เมื่อใช้ evaporator ขนาด **10.5 m^2**

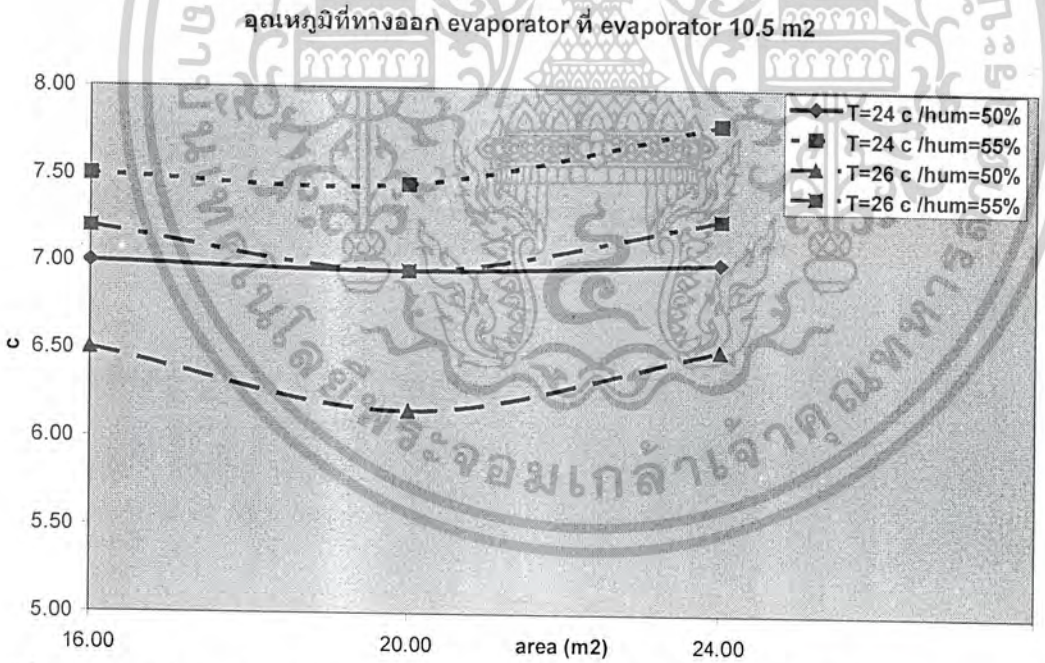


รูปที่ 4-21 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้า evaporator การเปลี่ยนแปลงขนาด condenser มีผลต่อ ค่า RE ซึ่งที่ขนาด condenser 16 ตารางเมตร จะใกล้เคียงกันกับขนาด condenser 24 ตารางเมตร เนื่องจาก อุณหภูมิทางออก condenser ต่ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

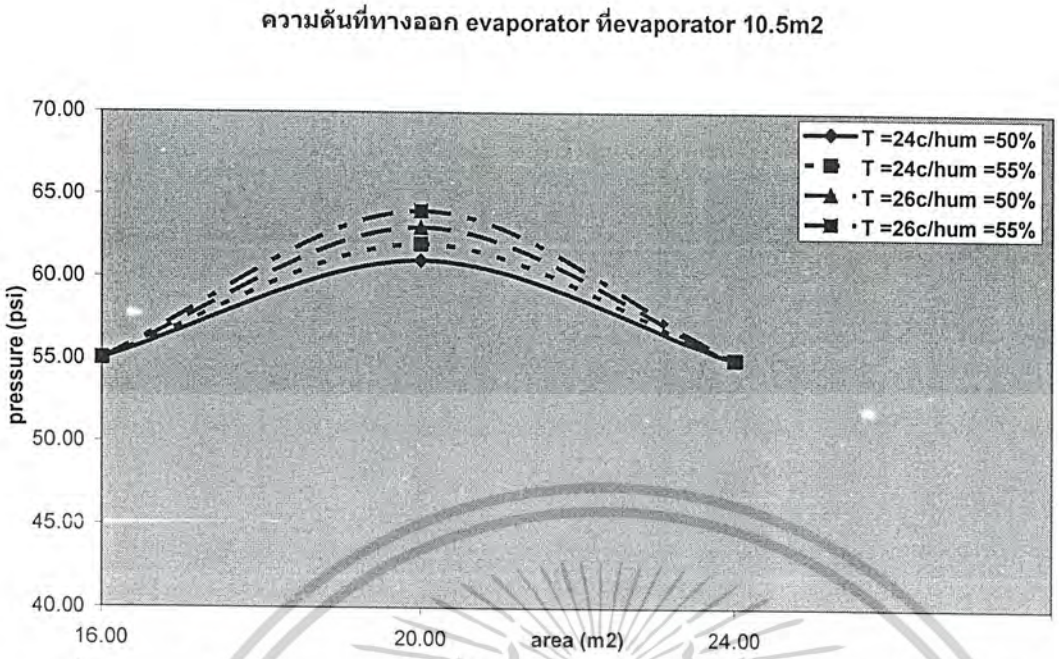


รูปที่ 4-22 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้า evaporator มีแนวโน้มเดียวกันกับ อุณหภูมิทางเข้า evaporator เพราะเป็นช่วงของผสมอิ่มตัว

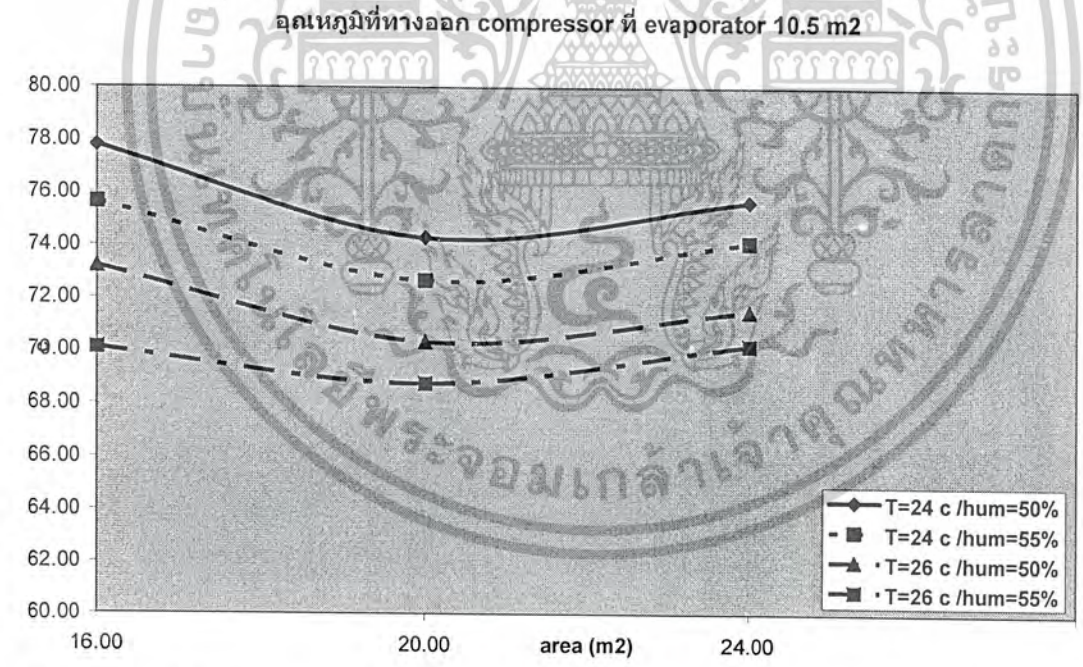


รูปที่ 4-23 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออก evaporator เป็นผลมาจากการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิ การใช้ condenser ที่ค่า อัตราการไหลเชิงมวลสูงมีผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้อย ที่ขนาด condenser 20 ตารางเมตร มีอุณหภูมิขาออกต่ำสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

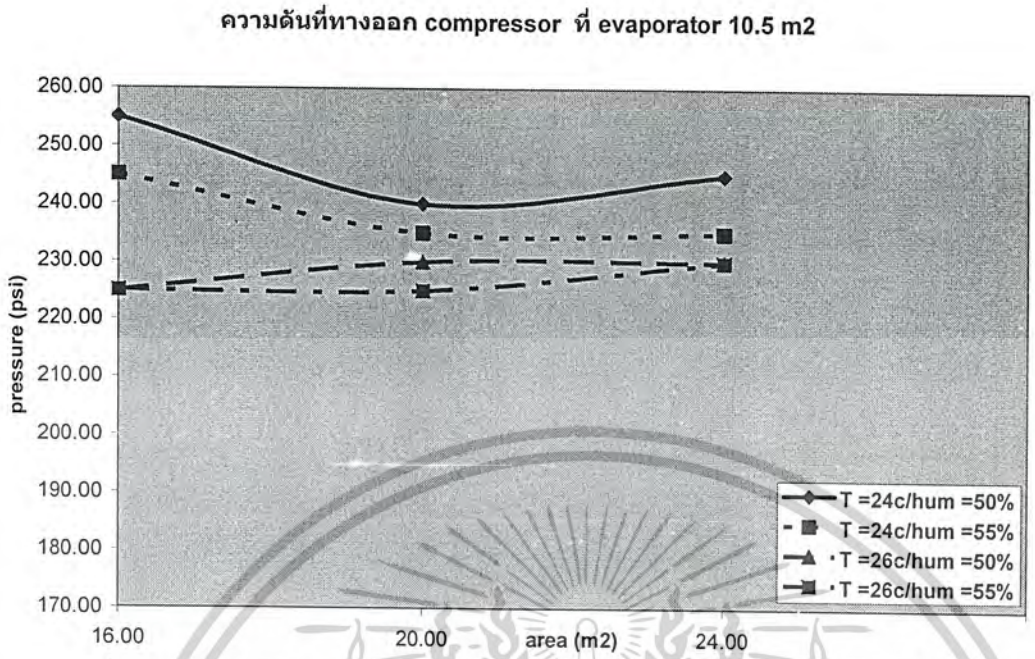


รูปที่ 4-24 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออก evaporator เป็นผลมาจากการเกิด pressure drop ที่ evaporator เนื่องจากอัตราการไหลเชิงมวลที่มากน้อย ต่างกัน

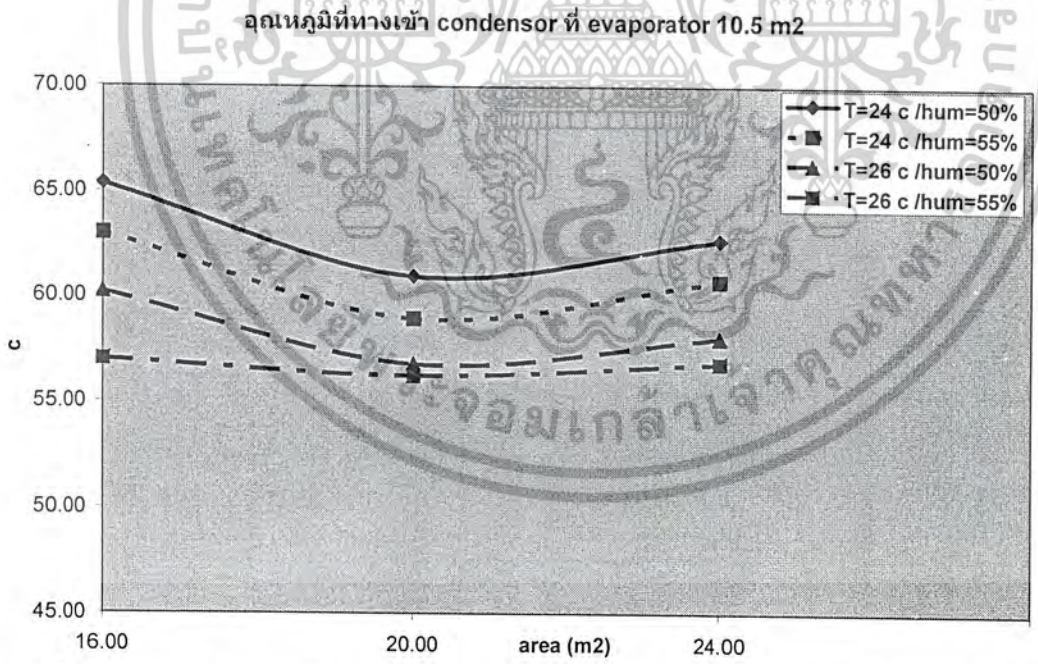


รูปที่ 4-25 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออก compressor มีผลมาจากการควบแน่นของสารทำความเย็นที่ต้องการควบแน่นที่อุณหภูมิสูง จะทำให้การควบแน่นได้ดีกว่า

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

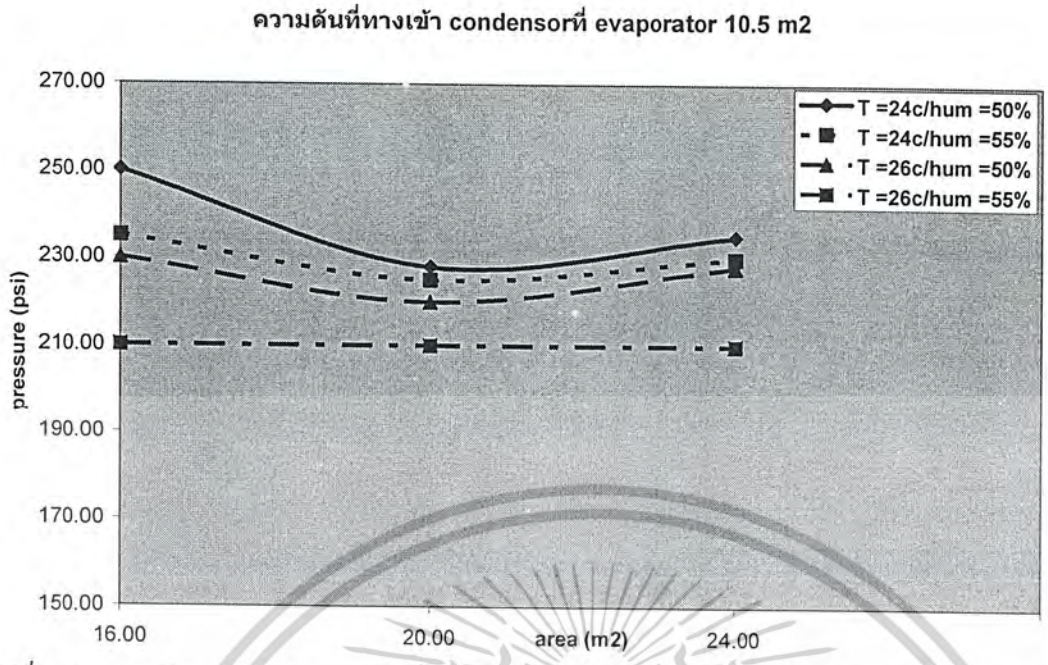


รูปที่ 4-26 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออก compressor เป็นผลมาจากการใช้พลังงาน compressure มากน้อยต่างกัน เมื่อมีการใช้พลังงานมากทำให้ความดันตกคร่อม compressor มากตาม

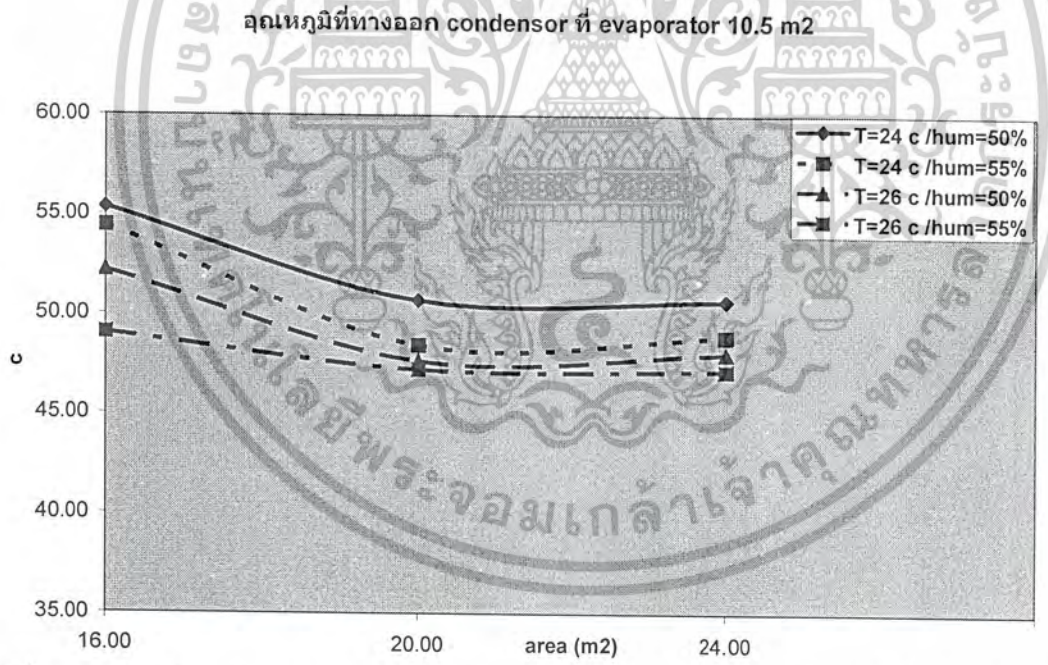


รูปที่ 4-27 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางเข้า condenser มีผลมาจากการทำงานของ heater ที่การทำงานของ condenser มีผลต่ออุณหภูมิและความชื้นห้องที่ต้องการการทำงานของ heater ต่ำ การเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิจะน้อย ตาม

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

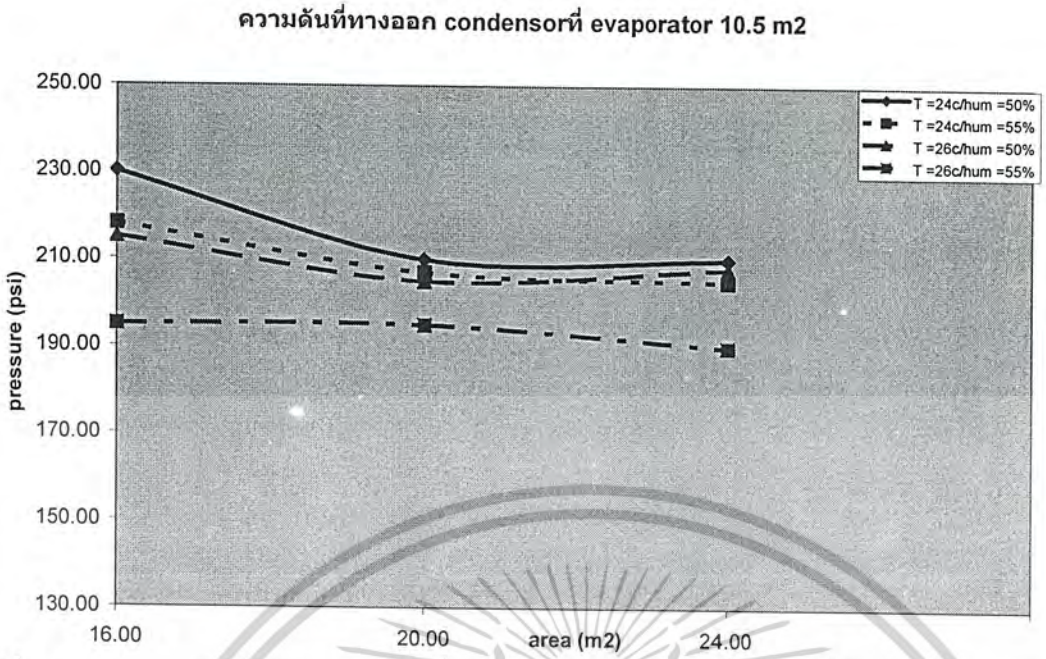


รูปที่ 4-28 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางเข้า condenser มีแนวโน้มเดียวกันกับอุณหภูมิ เพราะเป็นช่วงของผสมอิ่มตัว



รูปที่ 4-29 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่ทางออก condenser มีผลมาจากการ ควบแน่นที่อุณหภูมิสูง ซึ่งทำให้แนวโน้มทางออก condenser เหมือนกัน

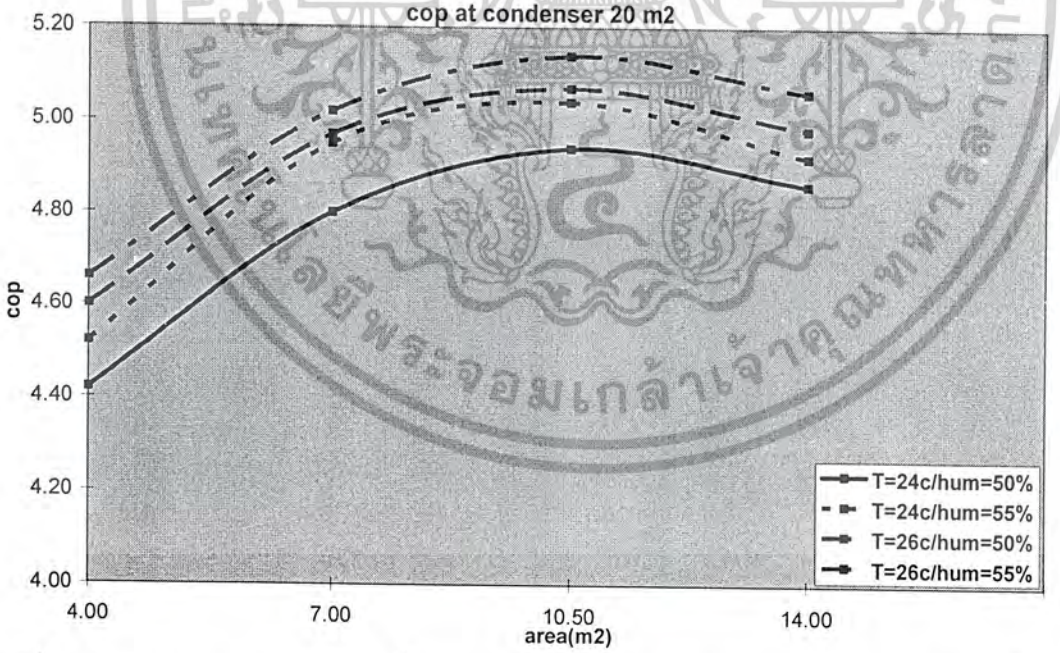
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-30 ความดันของสารทำความเย็นที่ทางออก condenser เนื่องจากในสภาวะนี้เป็นช่วง ของเหลวอัดตัว ทำให้แนวโน้ม ของอุณหภูมิและความดันเหมือนกัน

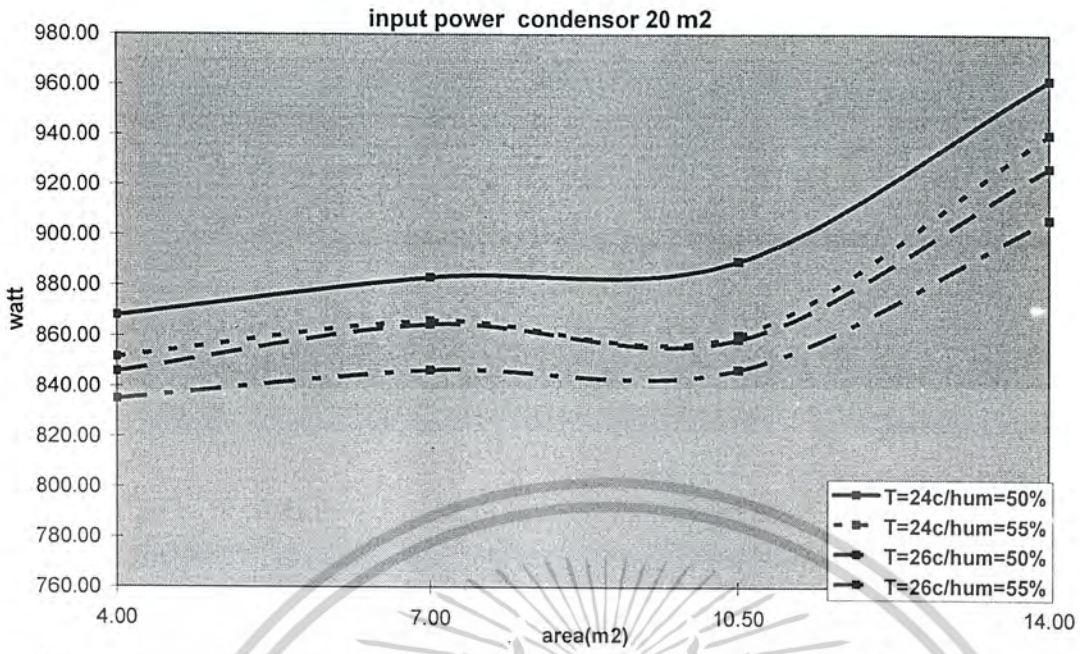
4.6 ค่า cop , compressor work ,mass flow rate

4.6.1 ค่า cop , compressor work ,mass flow rate ที่ condenser 20 m^2 เมื่อ evaporator ขนาดต่าง ๆ กัน

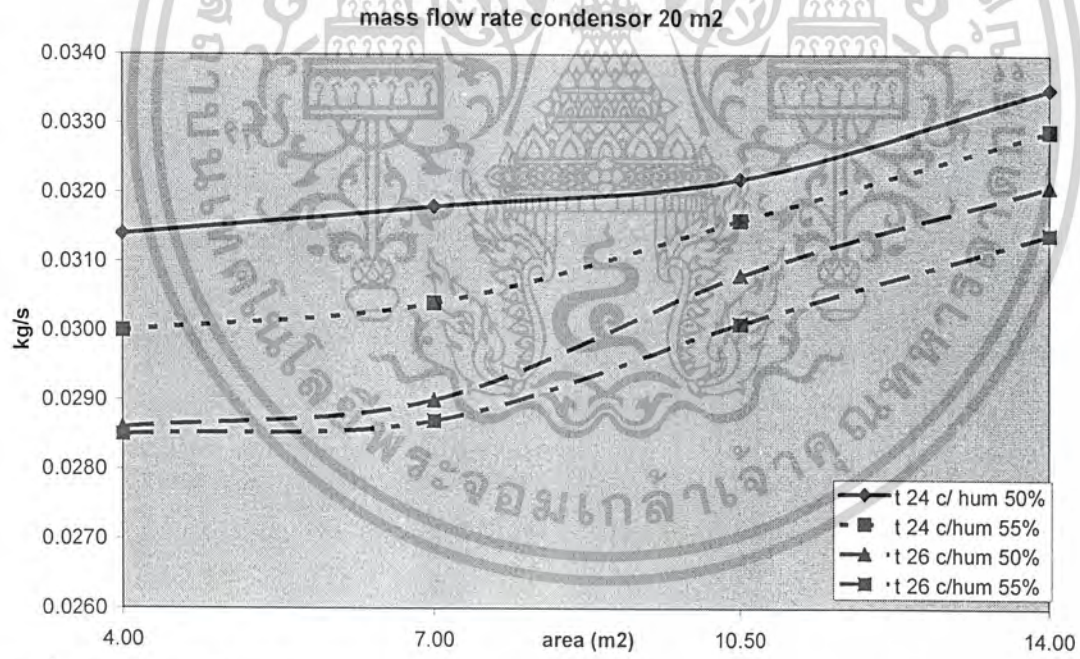


รูปที่ 4-31 ค่า cop ของการปรับอากาศที่ condenser 20 m^2 ที่ ขนาด evaporator 10.5 ตารางเมตร ดีที่สุดยิ่งขนาด evaprator ขนาดเล็ก ค่า RE ต่ำ แต่ที่ขนาดใหญ่จะสิ้นเปลืองพลังงานมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



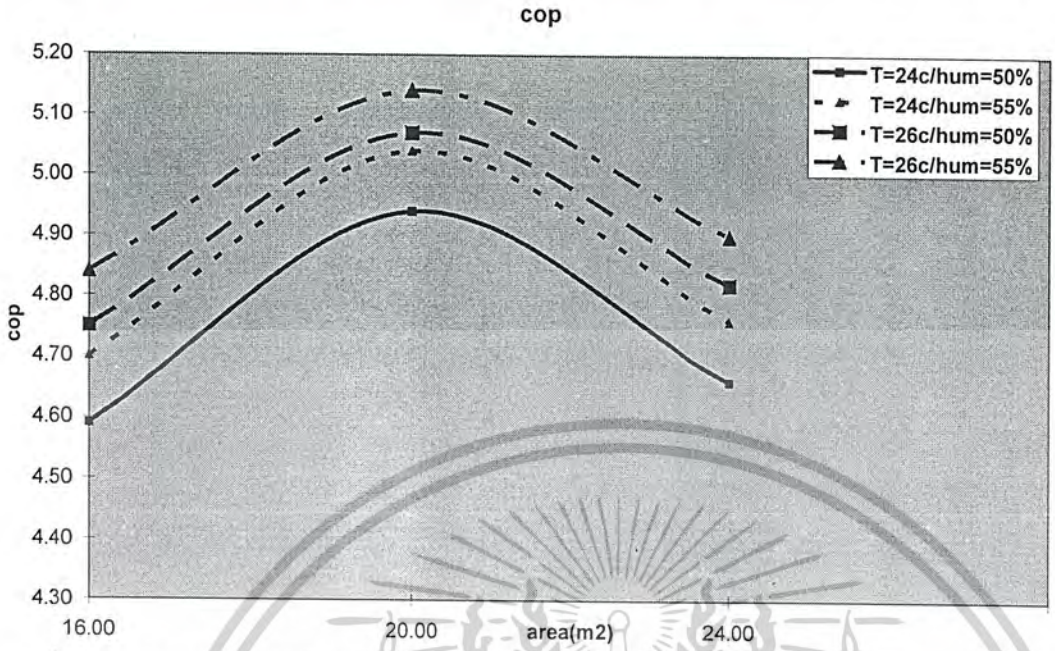
รูปที่ 4-32 compressor work ของการปรับอากาศ ที่ขนาด evaporator ขนาดใหญ่ จะสิ้นเปลืองพลังงานมาก เนื่องจากความดันตกคร่อม compressor มาก เพราะความยาว evaporator มากการอัดสูง



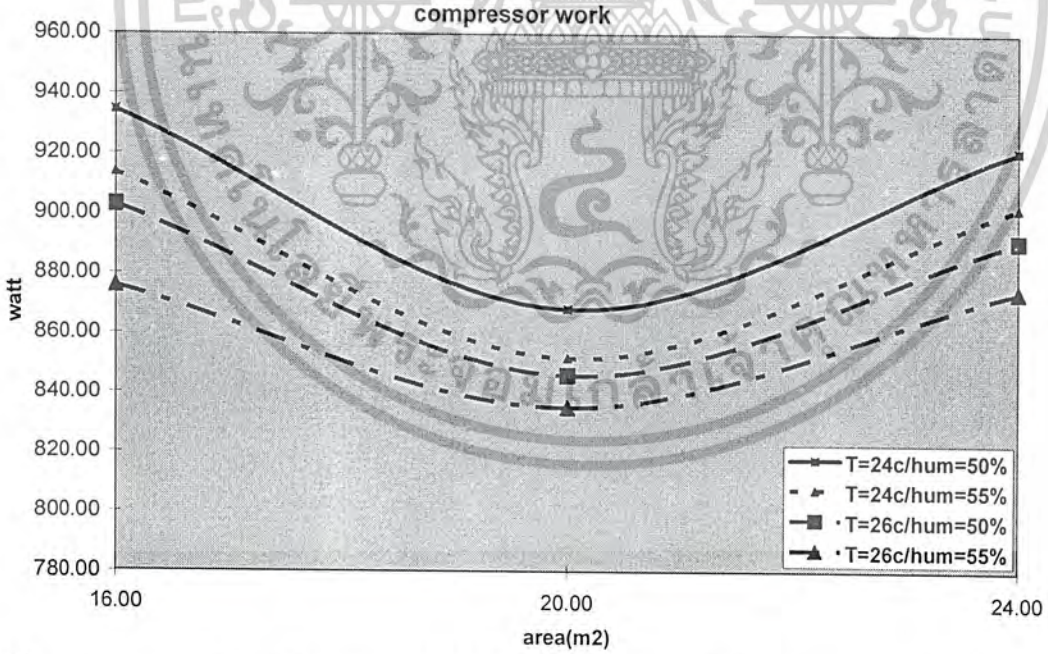
รูปที่ 4-33 อัตราการไหลเชิงมวลของการปรับอากาศ มีผลมาจากการอัดตัวของ compressor ที่สูง และการดูดความร้อนภายในห้องที่มากของ evaporator

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.5.2 cop , compressor work ,mass flow rate ที่ evaporator 10.5 m^2 เมื่อ condenser ขนาดต่าง ๆ กัน

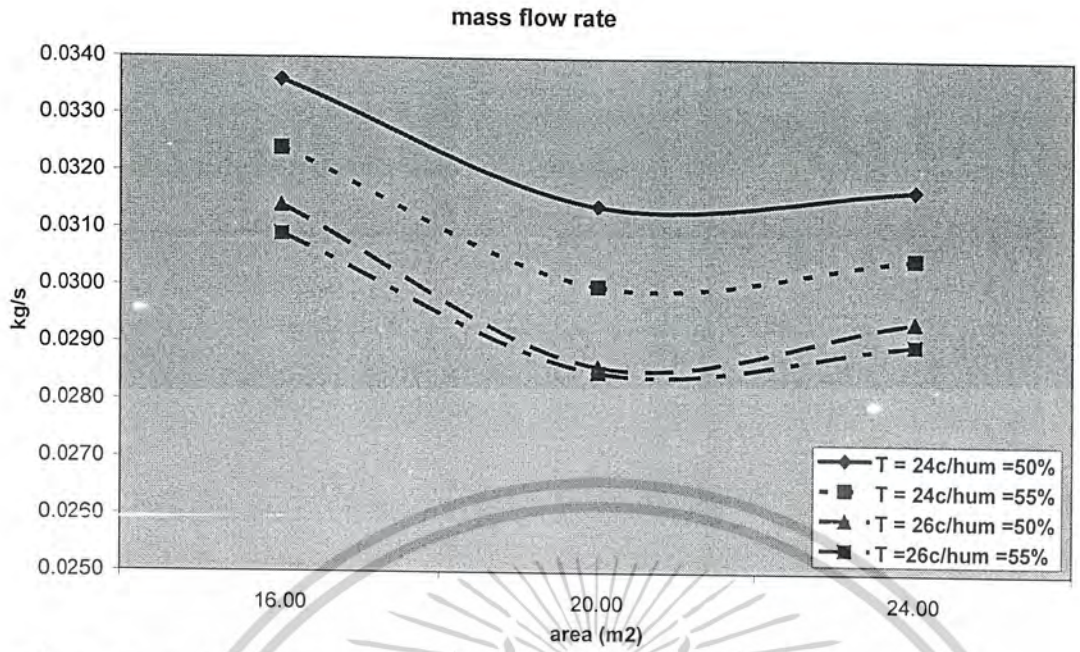


รูปที่ 4-34 ค่า cop ของการปรับอากาศ ที่ evaporator 10.5 m^2 ขนาด condenser 20 ตารางเมตรได้ค่า cop สูงสุด เพราะใช้งานในการอัดตัวต่ำสุด ซึ่งเมื่อทำการเปลี่ยนแปลงขนาด condenser ขนาดต่าง ค่า RE ค่อนข้างใกล้เคียงกัน



รูปที่ 4-35 compressor work ที่ evaporator 10.5 m^2 ที่ขนาด condenser 16 ตารางเมตร พลังงานส่วนใหญ่สิ้นเปลืองไปกันการอัดตัวเพื่อเพิ่มอัตราการไหลเชิงมวลที่สูง ส่วนที่ขนาด condenser 24 ตารางเมตร พลังงานส่วนใหญ่สิ้นเปลืองไปกับการใช้ความยาว condenser ที่มากเกินความจำเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 4-36 อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำความเย็นที่ evaporator 10.5 m^2 ที่ขนาด condenser 16 ตาราง เมตร จะมีอัตราการไหลเชิงมวลสูงที่สุดเนื่องจากการระบายความร้อนออกสู่ระบบ

ข้อมูลทำการเปรียบเทียบขนาด evaporator 12 m^2 กับ ขนาดevaporator 10.5 m^2			
	ขนาด evaporator 12 m2	ขนาด evaporator 10.5 m2	% เพิ่ม/ลด
cop	4.25	5.1	เพิ่ม 20 %
Compressor work (watt)	1320	850	ลด 35 %

รูปที่ 4-37 ข้อมูลทำการเปรียบเทียบ ขนาดที่ดีที่สุด กับ ขนาด เดิมที่ใช้ ของ evaporator

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
สรุปและวิจารณ์ผลการทดลอง

สรุปผลการทดลอง

1. การควบคุม อุณหภูมิ และ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องทดลอง ที่สภาวะอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ จะค่อนข้างควบคุมได้ยากกว่าที่สภาวะอุณหภูมิ และ ความชื้นสัมพัทธ์สูง ซึ่งในการควบคุม อุณหภูมิและความชื้นภายในห้องที่สภาวะอุณหภูมิ 24 องศาเซลเซียส ความชื้นสัมพัทธ์ 50% จะเกิดความผิดพลาดมากสุด

2. การควบคุม อุณหภูมิ และ ความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศในห้องทดลอง ที่สภาวะอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์สูง จะสามารถควบคุมได้ง่ายกว่าสภาวะที่อุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ต่ำ ซึ่งในการควบคุมอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องที่สภาวะอุณหภูมิ 26องศาเซลเซียส ความชื้นสัมพัทธ์ 55 % จะเกิดความผิดพลาดน้อยสุด

3. ในช่วงแรกของการทดลอง การทำความเย็นจะใช้เวลาในการปรับตัวเข้าสู่ ค่าอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์คงตัว ตั้งแต่ 15-20 นาที ซึ่งการใช้ evaporator ขนาดสั้น พื้นที่ 7 ตารางเมตร จะมีผลทำให้ช่วง transient ของอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์น้อยสุด แต่เกิดค่าความผิดพลาดมากในช่วง Steady state มากสุด แต่เป็นค่าที่สามารถยอมรับได้

4. ในช่วงเริ่มต้นของการทดลอง heater จะทำงาน เพื่อที่จะลดความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องให้ได้ก่อนจึงมีผลทำให้อุณหภูมิห้องเริ่มต้นจะมีอุณหภูมิปรับตัวสูงขึ้น เพื่อที่ทำให้อากาศฟุ้งตัวมาก ก่อนที่จะปิด heater ลงเพื่อที่จะทำการลดอุณหภูมิต่อไป

5. การใช้ evaporator ขนาดสั้น มีผลทำให้ได้อุณหภูมิสารทำความเย็น เย็นตัวสุด แต่สามารถดูดความร้อนเข้าไปได้น้อย เพราะมีน้ำแข็งมาเกาะที่ผิว evaporator ทำให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (cop) ต่ำตามมา

6. การใช้ evaporator ขนาดสั้นทำให้อุณหภูมิภายในห้องค่อนข้างสูง เพราะการและเปลี่ยนความร้อนภายที่ผิว evaporator กับอากาศภายในห้องไม่ดี มีผลทำให้ heater ไม่จำเป็นต้องคายความร้อนออกมาในห้องมากเพื่อที่ทำการอุ่นอากาศให้ร้อน ความชื้นสัมพัทธ์ภายในห้องต่ำ

7. การใช้ evaporator ที่มีขนาดยาว มีผลทำให้สารทำความเย็นต้องทำการอัดตัวมากขึ้นมีผลทำให้ใช้พลังงานของ compressor สูงสุด และต้องใช้อัตราการไหลของสารทำความเย็นค่อนข้างมากมีผลทำให้สิ้นเปลืองพลังงาน

8. การใช้ขนาด ของ condenser สั้นมีผลทำให้อุณหภูมิการควบแน่นของสารทำความเย็นสูง และใช้พลังงานมากเนื่องจากเกิดการอัดตัวสูงของความดัน ตรง compressor มาก และอัตราการไหลของสารทำความเย็นมาก เพื่อการระบายความร้อน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

9. ยิ่งภาระการทำความเย็นที่น้อย มีผลทำให้ได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นสูงสุด และการใช้กำลัง compressor power input ไม่มากเมื่อเปรียบเทียบ ที่การใช้ evaporator และ condenser เดียวกัน ซึ่งภาระการทำความเย็นน้อยสุดอยู่ที่ สภาวะ อุณหภูมิ 26 c และความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

10. เมื่อพิจารณาสภาวะการควบคุมเดียวกันจะได้ขนาดที่ดีที่สุดของ evaporator 10.5 ตารางเมตร และขนาด condenser 20 ตารางเมตร

<u>บทวิจารณ์และข้อเสนอแนะในการทดลอง</u>

1. ในการนี้จำเป็นต้องควบคุมปริมาณการพ่นของละอองน้ำที่ใช้ในการเพิ่มความชื้นสัมพัทธ์มิให้เกิดการรวมตัวเป็นหยดน้ำจนเป็นแอ่งน้ำ บริเวณภายในห้องทดลองมากเกินไป ซึ่งทำให้ผลการทดลองคลาดเคลื่อนไปจากความเป็นจริงมากนัก

2. เกิดความคลาดเคลื่อนของการวัดค่าอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ เพราะเกิดจากปัจจัยจากสิ่งแวดล้อมที่มีความไม่แน่นอน

3. ในการทดลองจำเป็นต้องทดลองในช่วงระยะเวลาของวัน เพื่อให้ได้ผลการทดลองได้ใกล้เคียงกันเพื่อมิให้เกิดความแตกต่างกันของอุณหภูมิของอากาศที่แทรกซึมเข้าไปภายในระบบ (infiltration) มากเกินไป

4. ไม่สามารถควบคุมตัวแปรต้นได้ คือสภาวะอุณหภูมิและความชื้นสัมพัทธ์ของอากาศ ให้การทดลองมีตัวแปรที่เหมือนกันได้

5. การเก็บข้อมูลและการบันทึกข้อมูลอุณหภูมิและความดันของสารทำความเย็นมีความผิดพลาดเนื่องจาก เครื่องมือวัดไม่สามารถวัดอุณหภูมิของสารทำความเย็นได้โดยตรง อุปกรณ์วัดความดันมีเสกลไม่ละเอียด

6. การเก็บข้อมูลของสารทำความเย็นเพื่อให้เกิดความแม่นยำในการทดลอง ควรบันทึกผลด้วย computer

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

1 พงษ์เจต พรหมวงศ์, "การถ่ายเทความร้อน", สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

2 อัครเดช สินธุภัค ,การปรับอากาศ , JAPAN INTENATIONAL COOPERATION AGENCY (JICA), 1992

3 CARRIER , HANDBOOK OF AIR CONDITIONNING SYSTEM DESIGN, MC GRAW-HILL BOOK COMPANY , NEW YORK ,1965

4 SHAN K. WANG , HANDBOOK OF AIR CONDITIONNING AND REFRIGERATION, MC GRAW – HILL INC., 1993

5 NARMEN C.HARRIS , MODERN AIR CONDITIONING PRACTICE , MC GRAW HILL INTERNATIONAL BOOK COMPANY ,1983

6 WILLIAM C. WHITMAN AND WILLIAM M. JOHMSON, REFRIGERATION AIR CONDITIONING TECHNOLOGY: COMCEPTS ,PROCEDURES AND TROBLESHOOTING , THIRD EDITION .,1995

7 GEORGE CLIFFORD , MODERN HEATIONG ,VENTILATING AND AIR CONDITIONING, PRENTICE HALL, NEW JERSEY 1990

8 HEATING VENTILATING AND AIR CONDITIONING ANALYSIS AND DESIGN , FAYE C. MEQUISTION AND UERALD D. PARKER 1994 ,JOHN WILEY OF SON INC,.FOURTH EDITION

9 DESIGN OF THERMAL SYSTEMS,W.F.STOECKER ,UNIVERSITY OF ILLINOIS AT URBVANA-CHAMPAIGN, MC GRAW-HILL

10 RECIRCULATE AIR CONDITION MODEL :RED-RAC-2 MANUAL

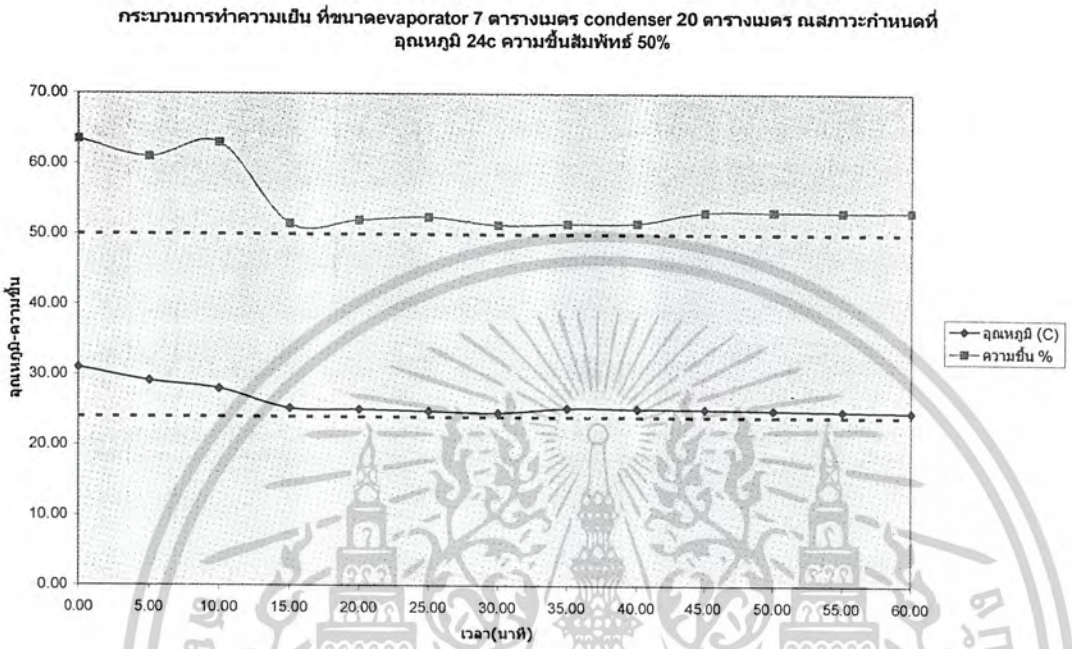
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ก

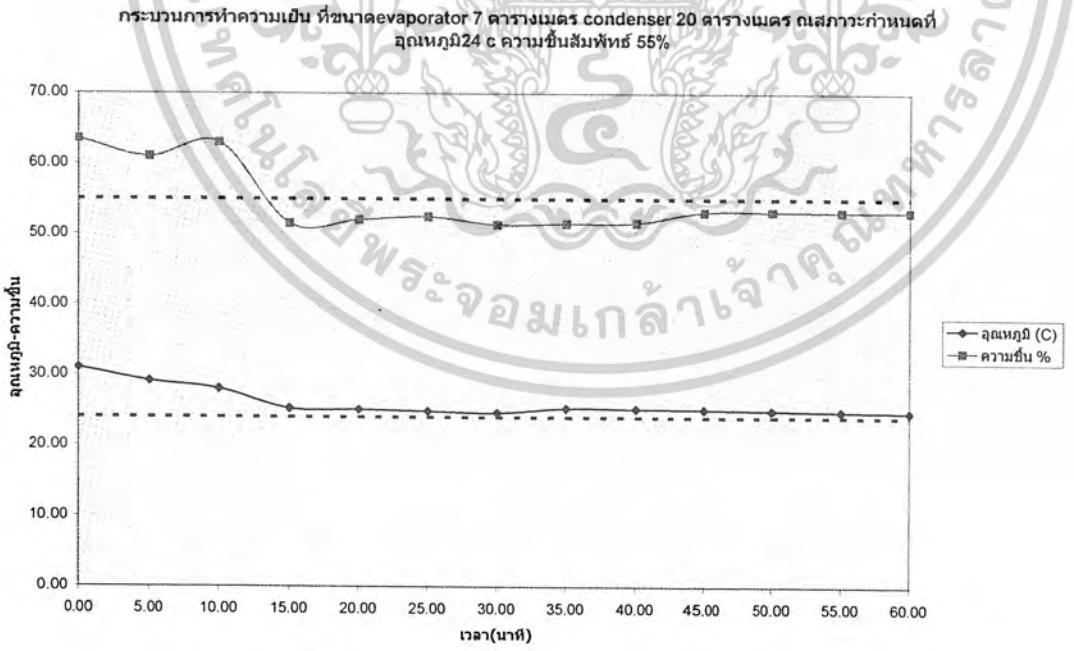
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการควบคุมอุณหภูมิ และความชื้น

1. ขนาด evaporator 7 ตารางเมตร

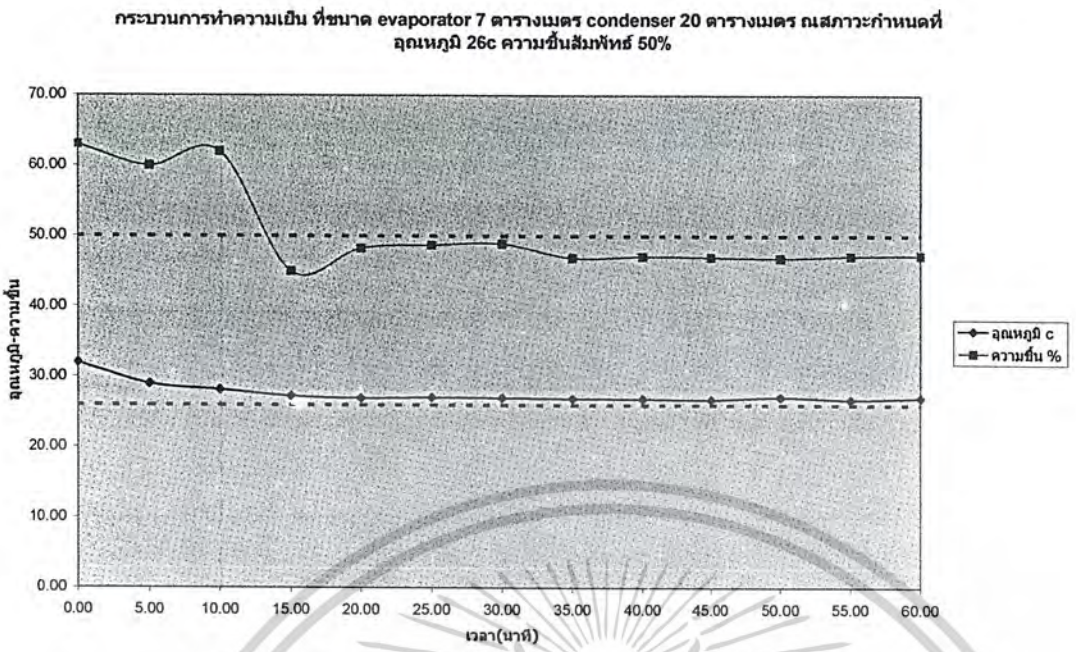


รูปที่ 1 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %

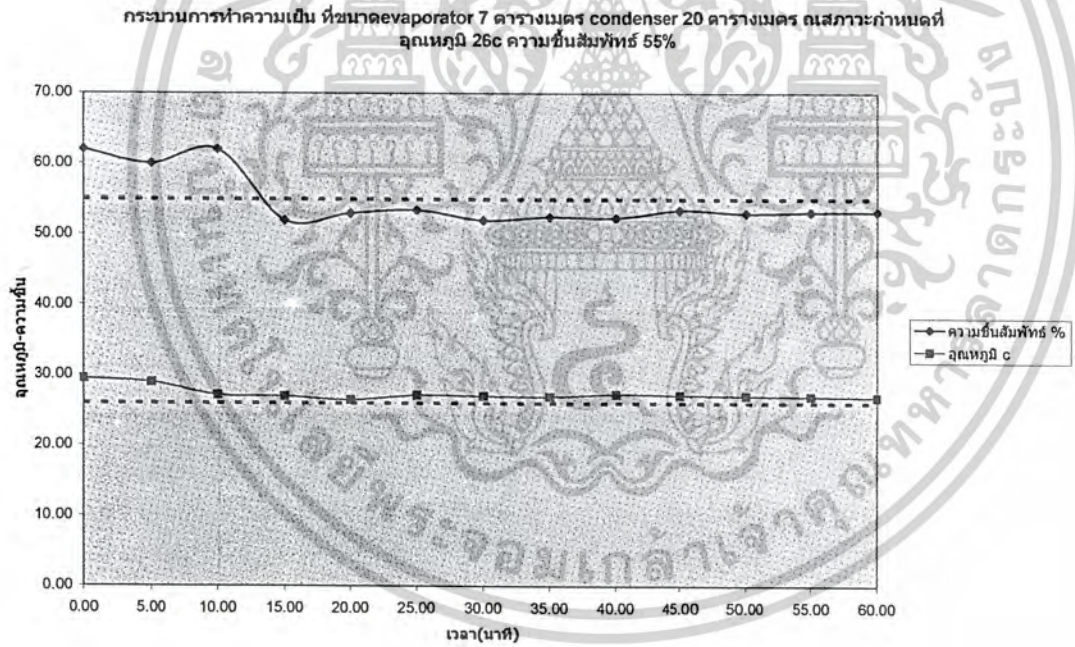


รูปที่ 2 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55%

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



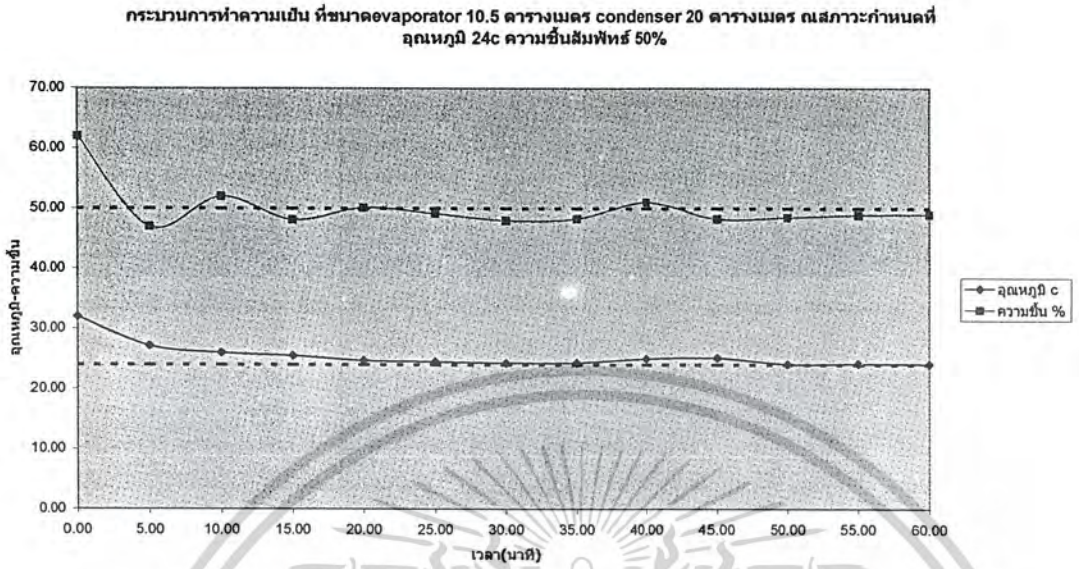
รูปที่ 3 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %



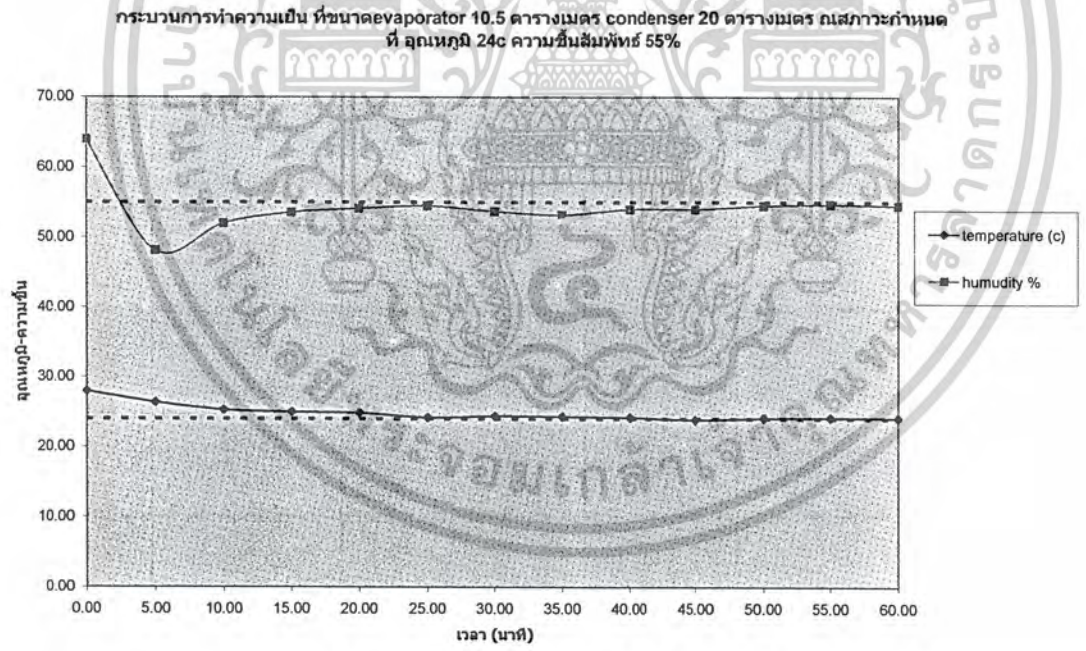
รูปที่ 4 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2 ขนาด evaporator 10.5 ตารางเมตร

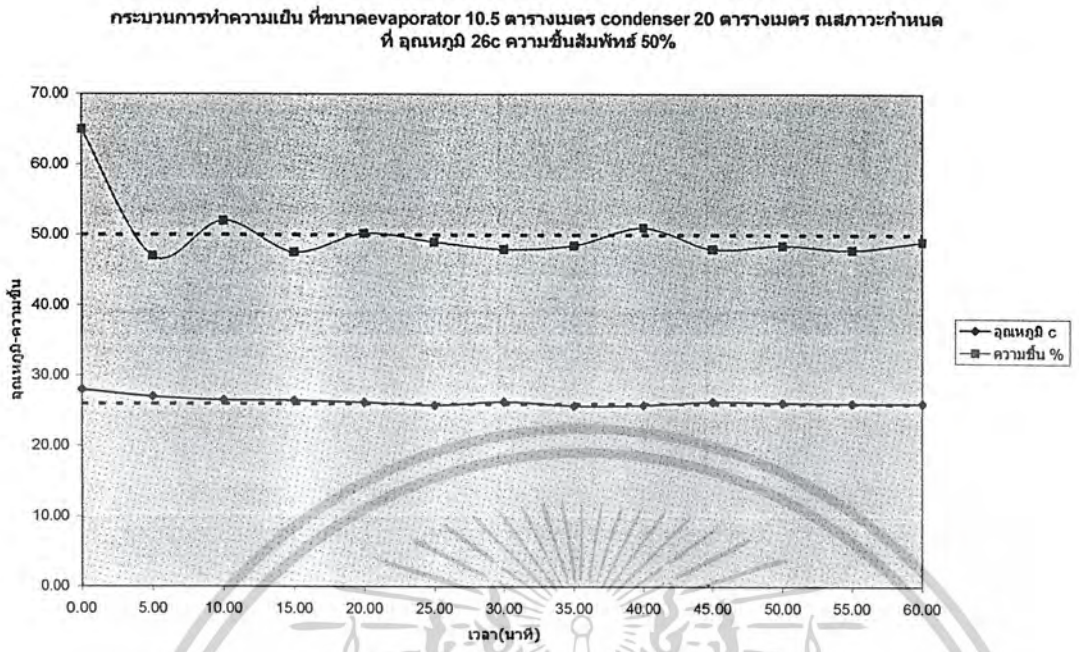


รูปที่ 5 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %

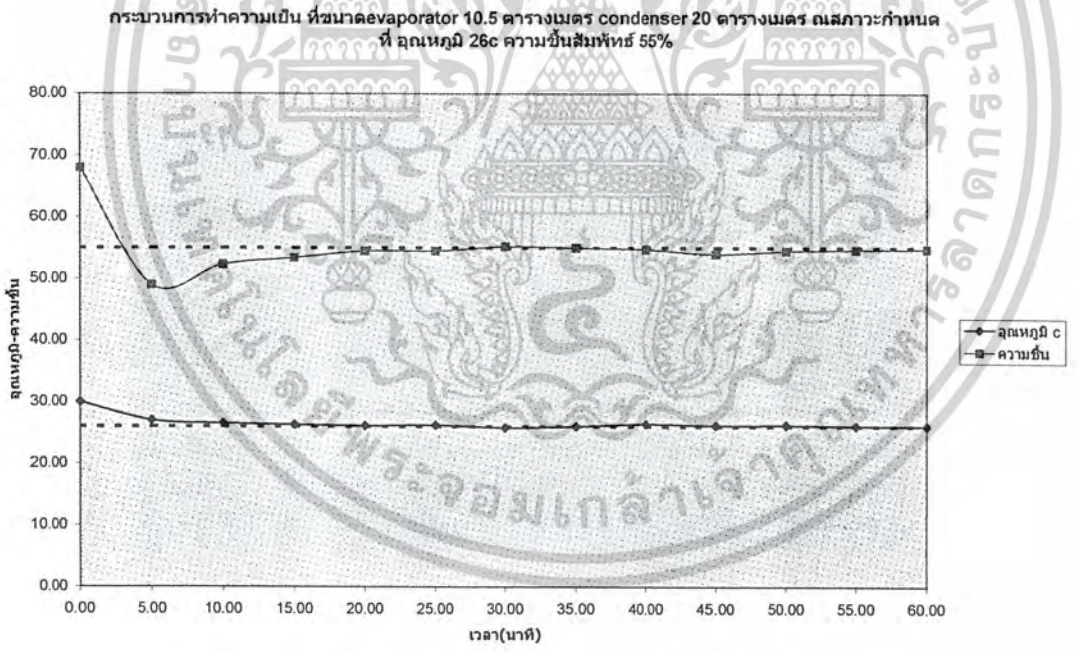


รูปที่ 6 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



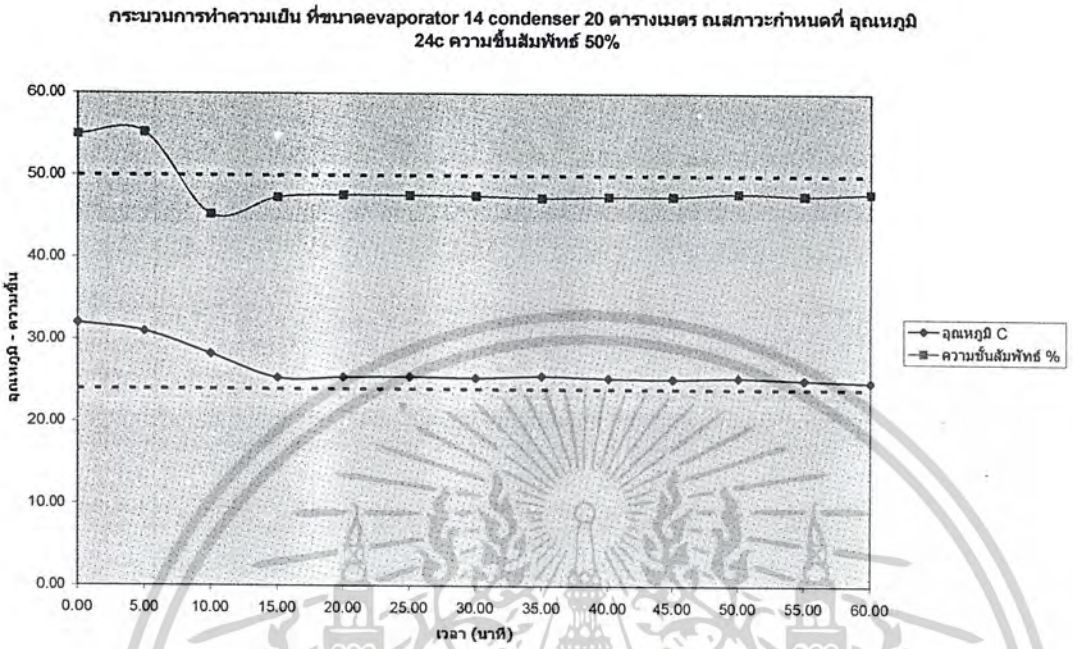
รูปที่ 7 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %



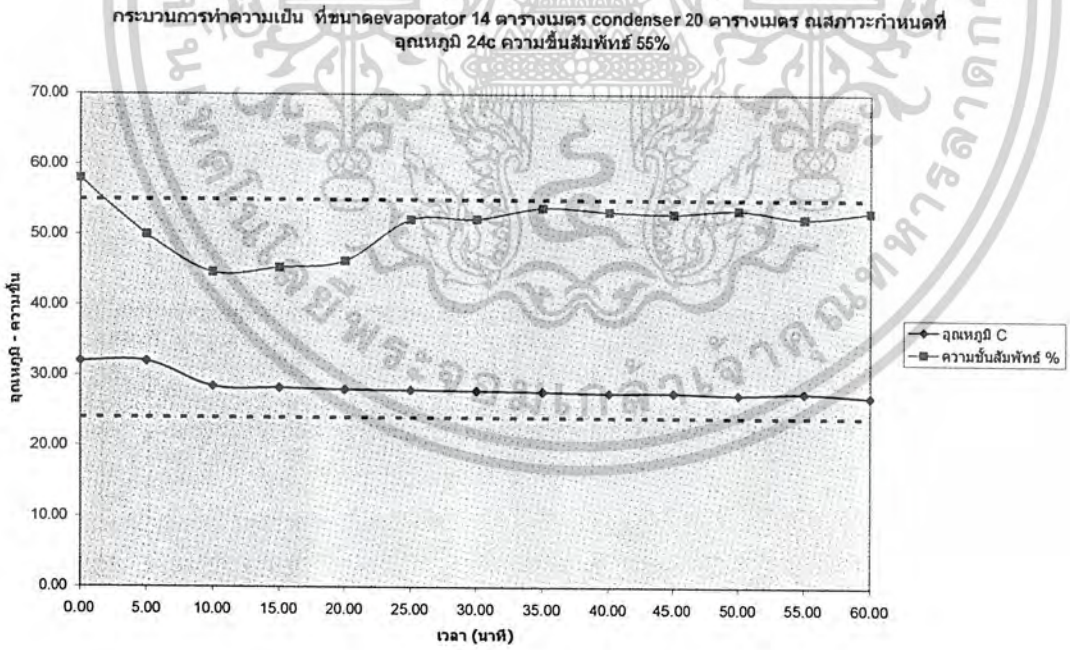
รูปที่ 8 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3 ขนาด evaporator 14 ตารางเมตร

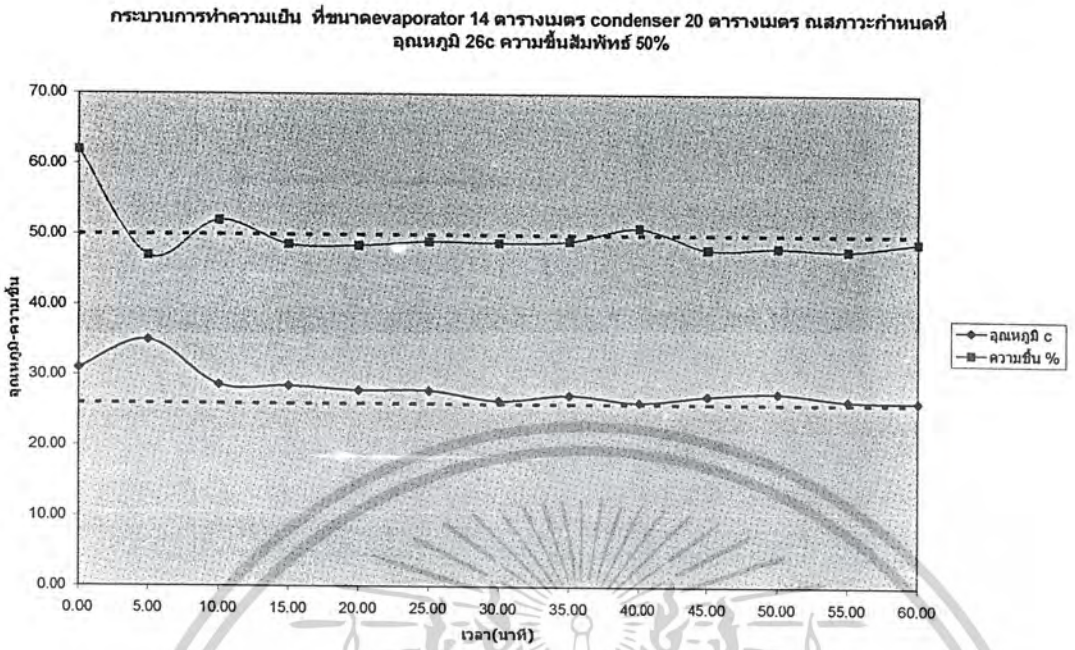


รูปที่ 9 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %

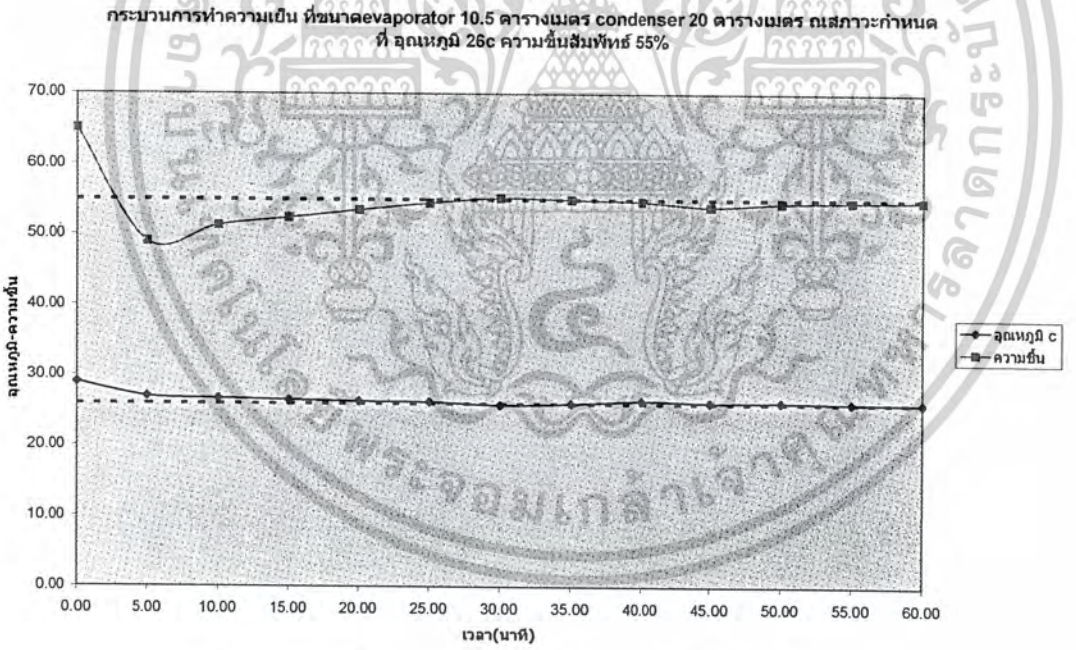


รูปที่ 10 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



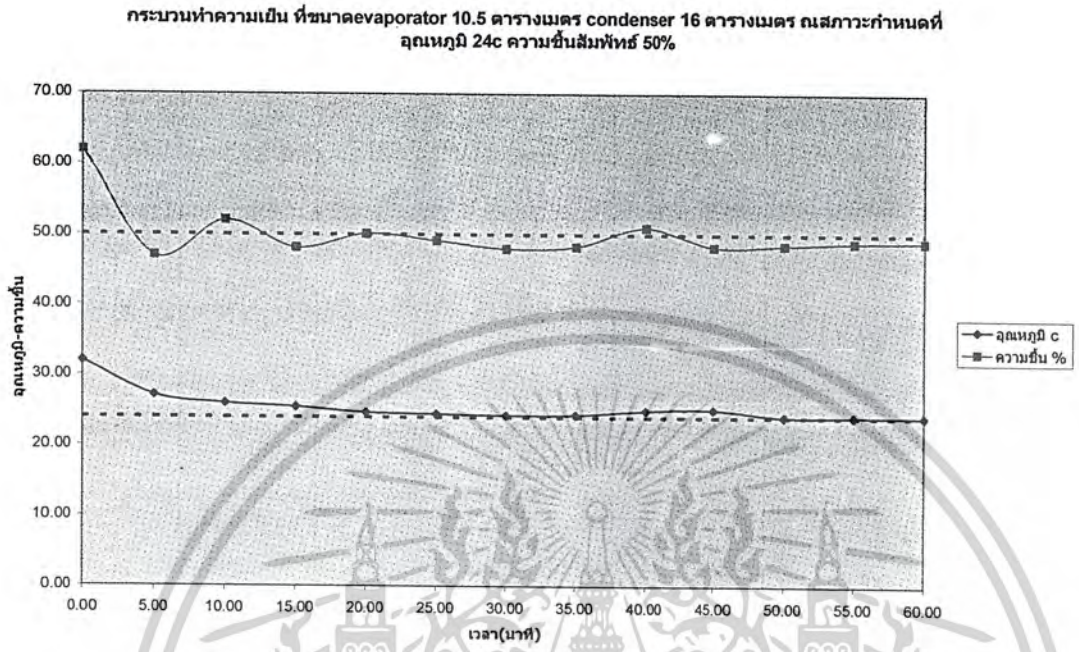
รูปที่ 11 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %



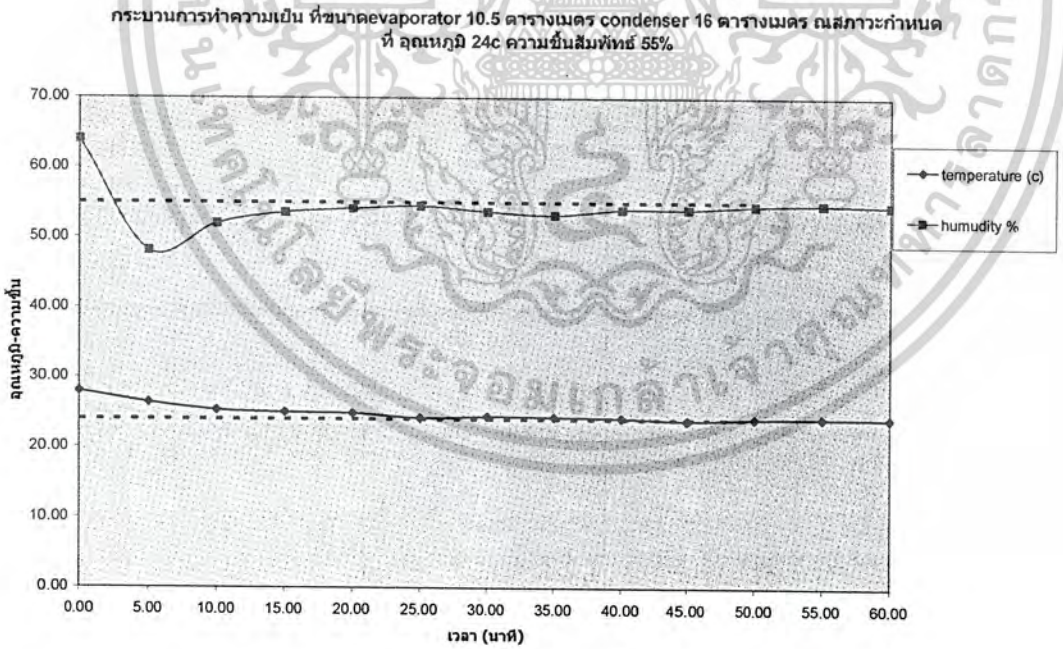
รูปที่ 12 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4 ขนาด condenser 16 ตารางเมตร

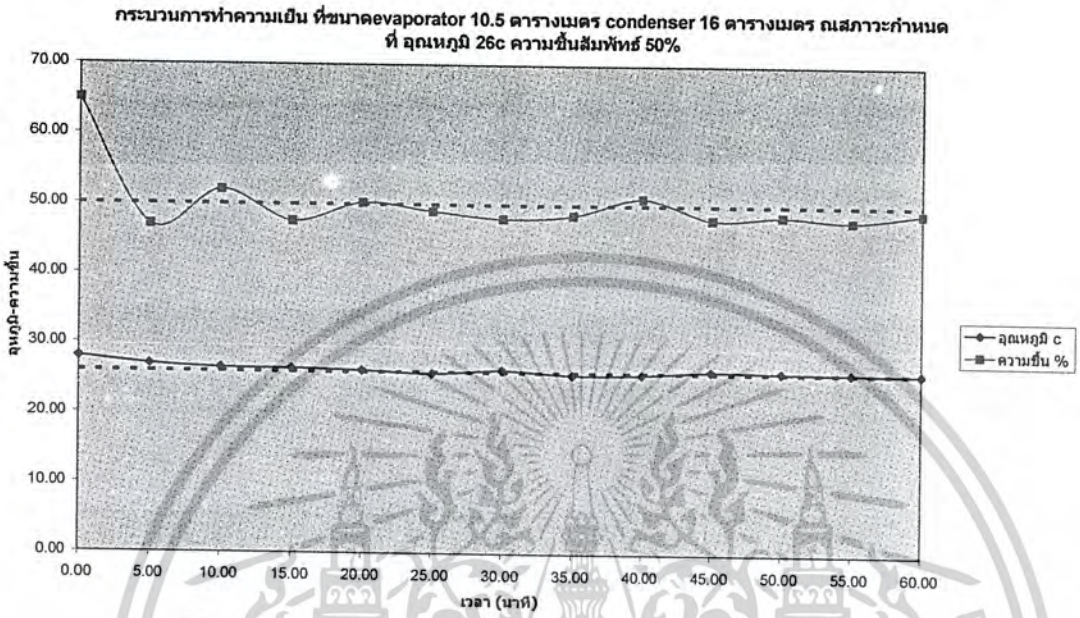


รูปที่ 13 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %

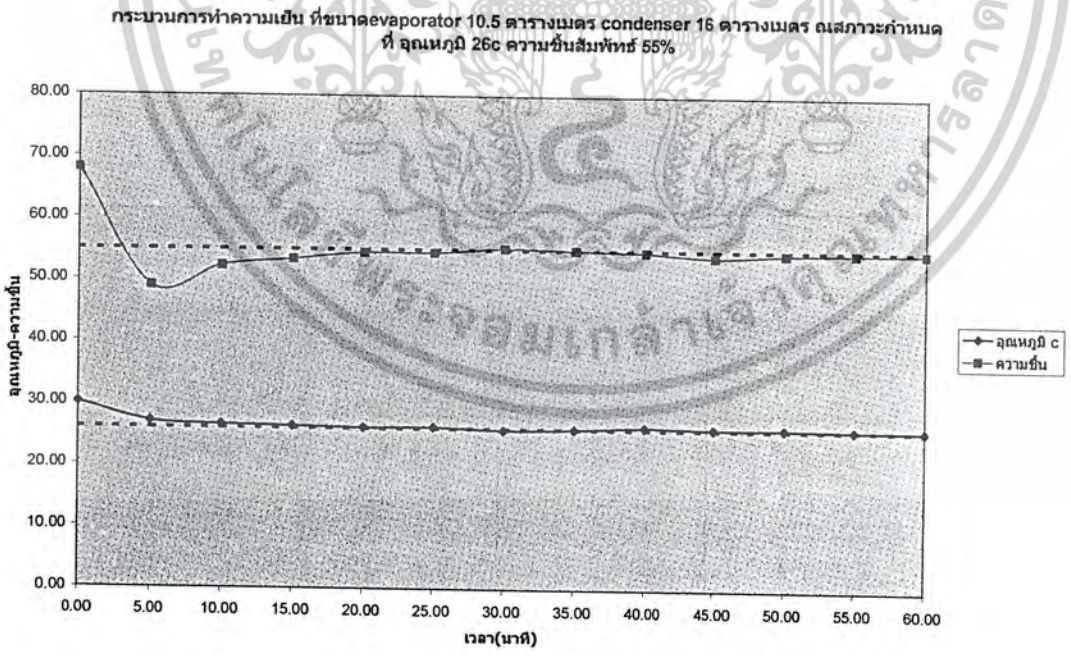


รูปที่ 14 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



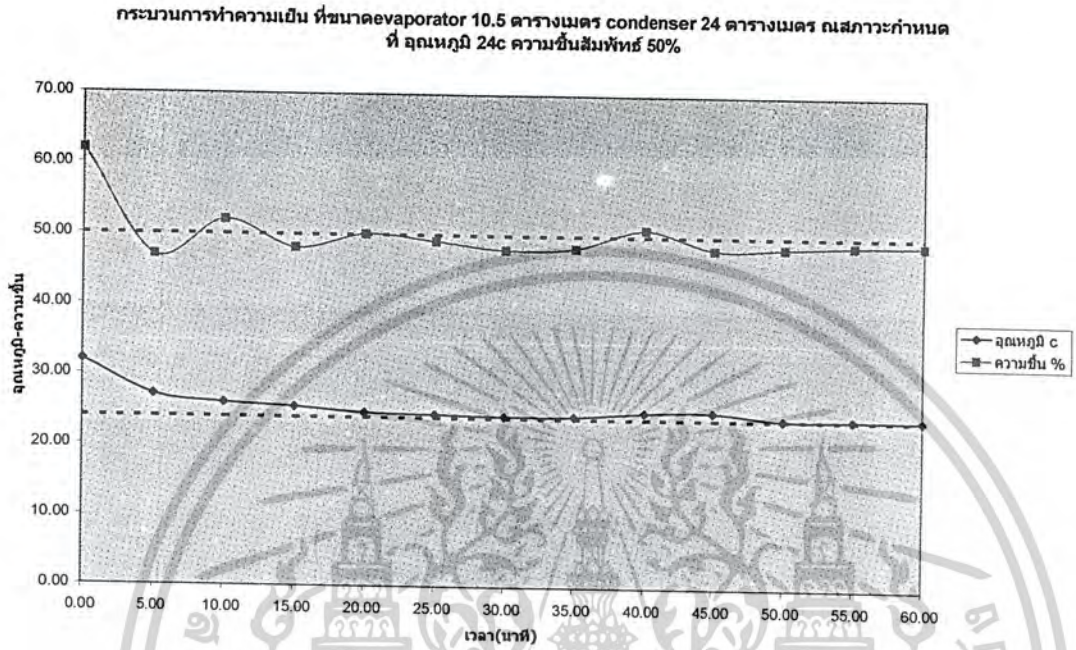
รูปที่ 15 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %



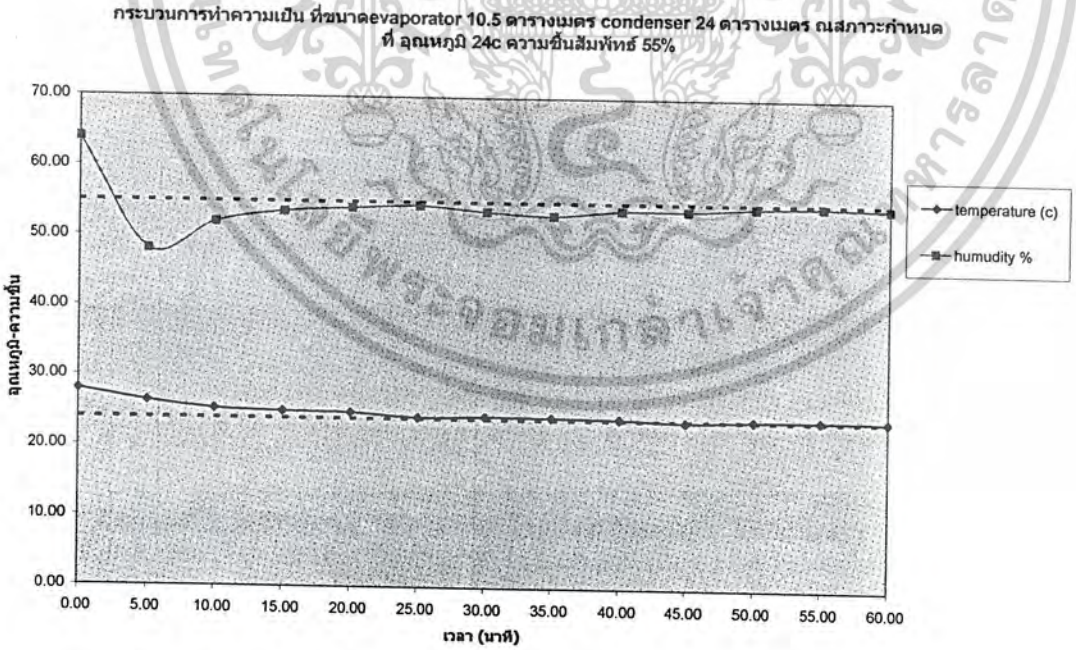
รูปที่ 16 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5 ขนาด condenser 24 ตารางเมตร

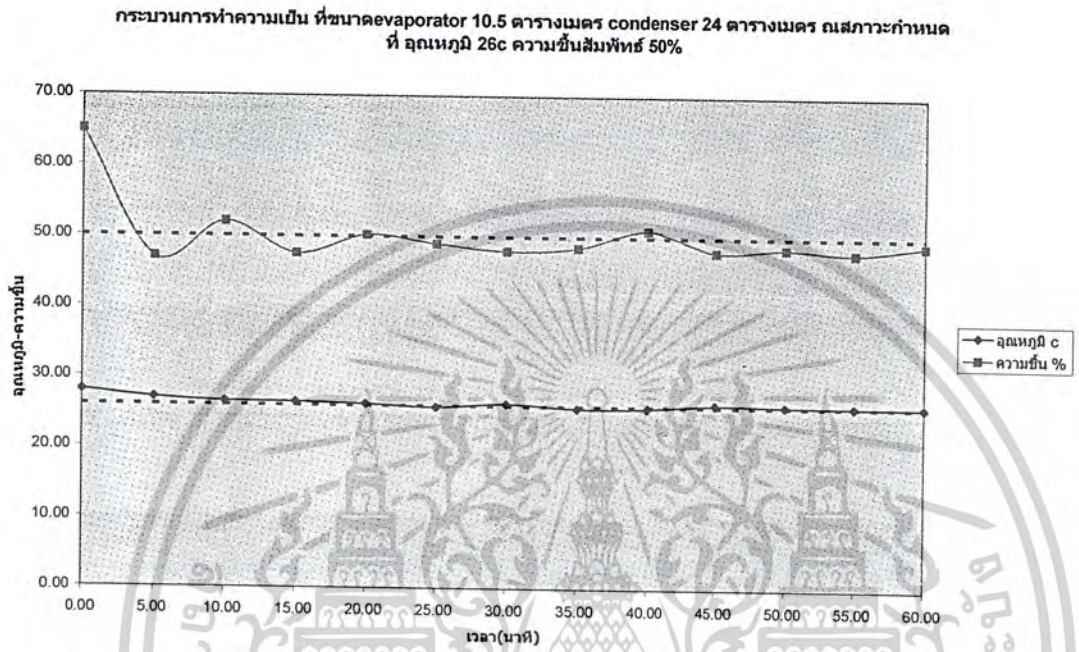


รูปที่ 17 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %

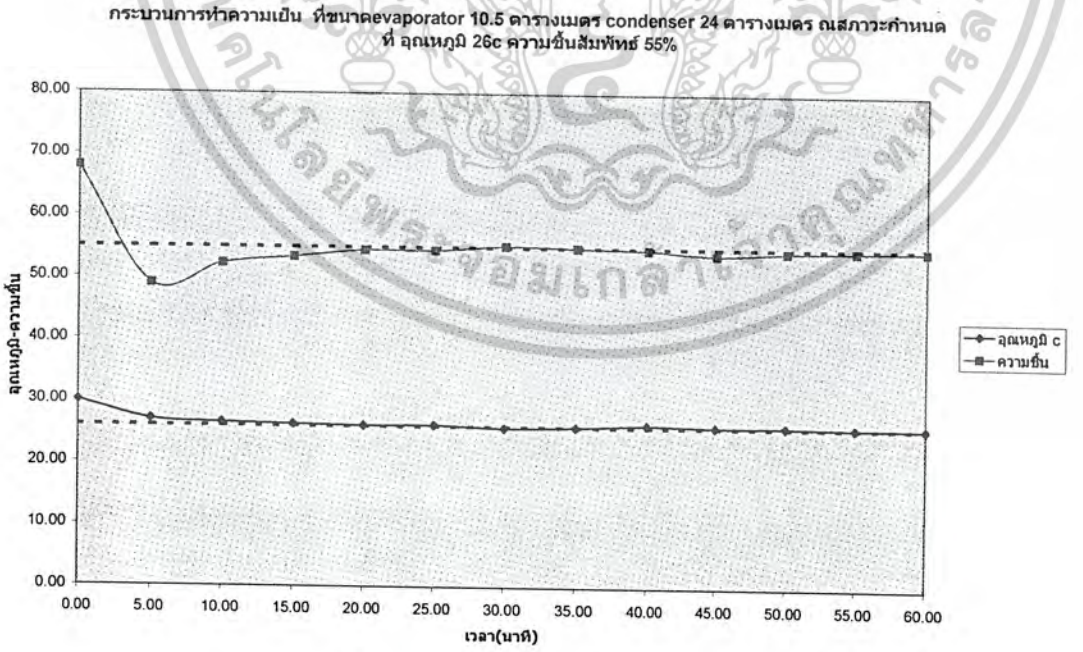


รูปที่ 18 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 24 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 19 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 50 %



รูปที่ 20 สภาวะที่ต้องการ อุณหภูมิ 26 c° ความชื้นสัมพัทธ์ 55 %

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ภาคผนวก ข

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 1 แสดงสัมประสิทธิ์การนำความร้อน K และค่าการนำความร้อน C ของวัสดุที่ใช้ร้างอาคาร(ในหน่วยของ K: Btu/(hr)(ft^2)(F/in) ,หน่วยของ C เป็น Btu/(hr)(ft^2)(F) สำหรบ ความหนาที่แสดงไม่ใช่ต่อ 1 นิ้วความหนา

Material	Description	Conductivity K	Conductance C
Building boards	Corrugated asbestos board	0.48	
	Gypsum board ,such as "sheetrock":	1.41	
	3/8 in		3.1
	1/2in		2.25
	Plywood:	0.8	
	¼ in		3.2
	½ in		1.6
	¾ in		2.0
	Wood:		
	Fir or pine sheathing ,25/32 in		1.02
	Fir or pine ,1 5/8 in		0.4
Flooring materials	Asphalt tile,1/8 in		20
	Carpet with fiber pad		0.48
	Ceramic tile ,1 in		12.5
	Cork tile	0.45	
	Linoleum, 1/8 in		12
	Plywood subfloor, 5/8 in		1.28
	Rubber or vinyl tile , 1/8 in		42.4
	Terrazzo , 1 in		12.5
	Wood subfloor , 25/32 in		1.02
	Wood, hardwood,3/4 in		1.47
Insulating materials: Blanker and batt	Mineral wool, rock wool, Glass wool, Fiberglas ,plystyrene , Urethane ,vermiculite	0.22-0.26	
	Wood fiber	0.25	
Board	Cork	0.34	
	Urethane	0.11	
	Wood or cane fiber	0.35	
	Polystyrene	0.26-0.3	
	Acoustical tile :		0.84
	½ in		0.56
	¾ in		
	Interior finish boards:	0.35	
	½ in		0.7

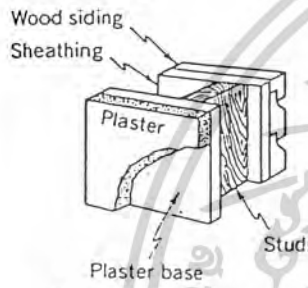
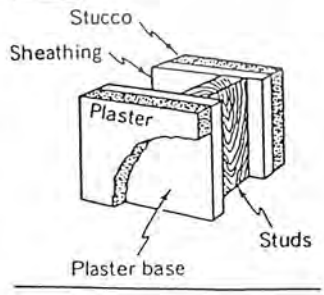
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Material	Description	Conductivity K	Conductance C
Loose fill	Mineral wool	0.30	
	Paper pulp	0.28	
	Vermiculite, expanded	0.48	
	Wood fiber	0.30	
	Cellulose	0.24–0.30	
Masonry materials	Cement mortar	5.0	
	Stucco	5.0	6.6 for 3/4-in. thick
Masonry units	Brick, common, low-density	5.0	1.4
	Brick, high-density (face brick)	9.0	2.6
	Concrete blocks:		
	Sand and gravel aggregate:		
	4 in.		1.40
	8 in.		0.90
	12 in.		0.78
	Cinder aggregate:		
	4 in.		0.90
	8 in.		0.58
	12 in.		0.53
	Stone	12.5	
Plastering materials	Cement plaster	5.0	
	Gypsum plaster	3.30	
	Gypsum lath ("button board") and plaster, plaster thickness assumed 3/8 in.		2.40
	Metal lath and plaster, plaster thickness 3/4 in.		4.40
	Wood lath and plaster		2.50
Roofing materials	Asbestos-cement shingles		4.76
	Asphalt roll roofing, 70 lb		6.50
	Asphalt shingles		2.27
	Built-up roofing, 3/8 in.		3.00
	Slate, 1/2 in.		20.00
	Wood shingles		1.06
Siding materials	Shingles, wood, 16 in., 7 1/2 in. to the weather		1.15
	Siding, redwood, lap, average		1.20
	Aluminum		1.64
	Aluminum, insulated back		0.338
Woods	Maple, oak, and similar hardwoods	1.10	
	Fir, pine, and similar softwoods	0.79	
	Plywood, 5/16 in.		2.57
	California redwood	0.70	

Source: American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, *Handbook of Fundamentals*, cited throughout this book as *ASHRAE Handbook*.

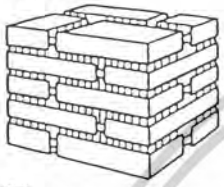
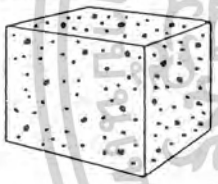
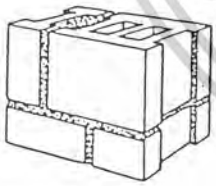
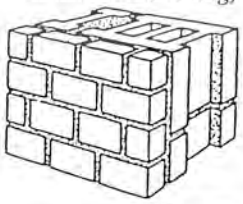
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 2 ค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อน U ของโครงสร้างผนัง Btu/(hr)(ft^2)(F) ที่แตกต่างกันระหว่างอากาศทั้ง 2 ด้าน ไม่มีผลของ studdina

Diagram of Wall and Exterior Finish	Interior Finish	Type of Sheathing					
		Plywood 5/16 in And Building Paper		Wood 25/32 in and Building Paper		Insulating Board 25/32 in	
		No In Sulation	3 in In Sulation	No In Sulation	3 in In Sulation	No In Sulation	3 in In Sulation
Wood siding  Also applicable to: Wood shingles 7 in. exposure Board and batt siding 3/4 in. thick	Gypsum board	0.3	0.069	0.23	0.066	0.2	0.062
	Metal lath and Plaster	0.28	0.082	0.24	0.077	0.2	0.07
	Plywood,or wood Paneling ¼ in	0.3	0.08	0.24	0.076	0.19	0.069
	Wood lath and Plaster	0.29	0.081	0.25	0.076	0.19	0.069
	Insul.board ½ in	0.22	0.064	0.019	0.061	0.16	0.057
Metal siding Backed by insul. Board and Reflective foil	Gypsum lath and Plaster	0.2	0.07	0.19	0.07	0.15	0.064
	Metal lath and Plaster	0.22	0.071	0.2	0.07	0.16	0.065
	Plywood,or wood Paneling 3/8 in	0.23	0.072	0.21	0.071	0.17	0.067
	Wood lath and plaster	0.21	0.071	0.2	0.07	0.15	0.064
Stucco  	Gypsum lath and Plaster	0.39	0.087	0.3	0.08	0.22	0.073
	Metal lath and Plaster	0.42	0.088	0.32	0.082	0.23	0.073
	Plywood,or wood Paneling 3/8 in	0.38	0.087	0.29	0.08	0.22	0.073
	Wood lath and plaster	0.39	0.087	0.3	0.08	0.22	0.073

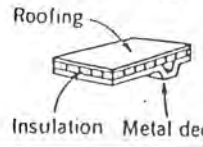
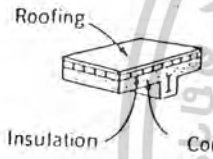
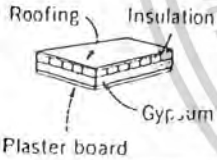
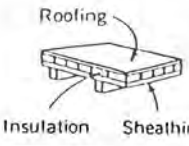
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 3 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U ของผนังอิฐ $Btu/(hr)(ft^2)(F)$ ที่แตกต่างกันระหว่างอากาศทั้ง 2 ด้าน

Diagram of Wall and Type of Masonry	Thick-Ness of Masonry in	Interior Finish and Insulation (If Indicated) Plain Wall,No Interior Finish	Metal Lath and Plaster , Furred	Gypsum Lath 3/8 in and Plaster ,Furred	Gypsum Lath and Plater Plus 1 in Blanker Ins. Furred
Solid brick 	8	0.5	0.32	0.3	0.14
	12	0.35	0.25	0.24	0.13
	16	0.28	0.21	0.2	0.12
Stone	8	0.7	0.39	0.36	0.16
	16	0.28	0.21	0.2	0.12
	12	0.57	0.35	0.33	0.15
	16	0.49	0.32	0.3	0.14
Poured concrete 	6	0.79	0.42	0.39	0.16
	8	0.7	0.39	0.36	0.16
	12	0.58	0.35	0.33	0.15
		Sand and Gravel Aggregate			
Hollow concrete blocks (no exterior facing) 	8	0.56	0.34	0.32	0.15
	12	0.5	0.32	0.3	0.14
		Cinder Aggregate			
(with 4-in. face brick exterior or stone facing) 	8	0.41	0.28	0.27	0.13
	12	0.38	0.26	0.25	0.13
	8	0.33	0.26	0.26	0.11
	12	0.31	0.24	0.24	0.11

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 4 ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U ของหลังคาเรียบ [ใน Btu/(hr) (ft^2)(F)] ที่แตกต่างกันระหว่างอากาศทั้ง 2 ด้าน

Type of Roof Deck (Ceiling Not Shown)	Thickness of Roof Deck, in.	Type of Suspended Ceiling	Insulation on Top of Deck (Covered with Built-up Roofing), in. None	½	1	2	3
Flat metal roof deck 		None	0.67	0.35	0.23	0.15	0.10
		Gypsum bd. and plaster (½ in.)	0.32	0.22	0.17	0.12	0.09
		Acoustical tile (¾ in.)	0.23	0.18	0.14	0.11	0.08
Concrete (light-weight aggregate on gypsum board) 	2	None	0.27	0.20	0.15	0.11	0.08
		Gypsum bd. and plaster (½ in.)	0.18	0.14	0.12	0.09	0.08
		Acoustical tile (¾ in.)	0.15	0.12	0.11	0.08	0.07
	4	None	0.17	0.14	0.11	0.09	0.07
		Gypsum bd. and plaster (½ in.)	0.13	0.11	0.10	0.08	0.06
		Acoustical tile (¾ in.)	0.12	0.10	0.09	0.07	0.05
Gypsum slab on ½-in. gypsum board 	2	None	0.32	0.22	0.17	0.12	0.09
		Gypsum bd. and plaster (½ in.)	0.21	0.17	0.13	0.10	0.08
		Acoustical tile (¾ in.)	0.17	0.13	0.12	0.09	0.07
	3	None	0.27	0.19	0.15	0.11	0.08
		Gypsum bd. and plaster (½ in.)	0.19	0.15	0.13	0.10	0.08
		Acoustical tile (¾ in.)	0.15	0.12	0.11	0.08	0.07
Wood 	1	None	0.40	0.26	0.19	0.13	0.09
		Gypsum bd. and plaster (½ in.)	0.24	0.18	0.15	0.11	0.08
		Acoustical tile (¾ in.)	0.19	0.15	0.13	0.10	0.07
	2	None	0.28	0.20	0.16	0.11	0.08
		Gypsum bd. and plaster (½ in.)	0.19	0.15	0.13	0.10	0.07
		Acoustical tile (¾ in.)	0.16	0.13	0.11	0.09	0.07

Source: Abstracted from *ASHRAE Handbook*, 1967.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 5 ผลของอุปกรณ์ลดแสงต่าง ๆ ที่มีต่อความร้อนจากรังสีควงอาทิตย์ที่ได้รับ (คูณกับตัวประกอบความร้อนได้รับจากดวงอาทิตย์ในตาราง 8-12)

Type of Shading Device	Shade Coefficients (SC)
Canvas awning	0.25
Inside venetian blinds, set at 45°, light color	0.55
Inside venetian blinds, set at 45°, dark color	0.64
Roller shades, fully drawn, light color	0.25
Roller shades, fully drawn, dark color	0.59
Single glass: regular sheet	1.00
¼-in. plate glass	0.95
⅜-in. plate glass	0.91
½-in. plate glass	0.88
Roof overhang or marquee, full shading	0.25
Windows shaded by setback from external building surface	0.90
Outside shading screen	0.30
Wood sash (85% gross area equals net glass area)	0.85

ตาราง 6 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน U ของกระจก (ด้านนอก)

Type of Glass	*U*, Btu per (hr)(ft²)(°F)
Single-strength glass	1.13
Double-strength (single-pane) glass	0.75
Extra-heavy plate glass	0.48
Double glass, insulating, ¼-in. air space	0.65
Triple glass, insulating, ¼-in. air spaces	0.47
Storm windows, ¼-in. air space	0.56

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 7 การแทรกซึมผ่านรอยแตก (ลูกบาศก์ฟุตต่อนาทีต่อทางยาวเป็นฟุตของรอยแตก)

Type of Window or Door	Remarks	Wind Velocity, mph		
		5	10	30
Double-hung wood sash	Average window in wood frame, nonweatherstripped	0.12	0.65	1.73
	Same, weatherstripped	0.07	0.40	1.05
	Poorly fitted window in wood frame, nonweatherstripped	0.45	1.85	4.20
	Same, weatherstripped	0.10	1.57	1.53
Steel sash, rolled section	Architectural, projected	0.25	1.03	2.30
	Industrial, pivoted	0.87	2.90	6.20
	Residential casement	0.23	0.87	2.10
	Heavy casement section, projected	0.13	0.63	1.53
	Hollow metal, vertically pivoted	0.50	2.40	4.00
Ordinary wood or metal door	Well fitted, nonweatherstripped	0.90	1.80	4.20
	Same, weatherstripped	0.45	0.90	2.10
	Poorly fitted, nonweatherstripped	0.90	3.70	8.40
	Same, weatherstripped	0.45	1.85	4.20
Glass door	Good installation	3.20	9.60	19.0
Factory door	1/8-in. crack	3.20	9.60	19.0
Metal-sash windows	Aluminum, double-hung or sliding, weatherstripped	0.10	0.53	1.27

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 8 อัตราความร้อนที่ได้รับจากผู้ใช้อาคารของพื้นที่ปรับอากาศ

Degree of Activity	Typical Application	Total Heat Adults, Male, Btu/hr	Total Heat, Adjusted, Btu/hr	Sensible Heat, Btu/hr	Latent Heat, Btu/hr
Seated, at rest	Theater—matinee	390	330	225	105
	Theater—evening	390	350	245	135
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	400	245	155
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	450	250	200
Standing, light work or walking slowly	Department store, retail store, dime store	550	450	250	200
Standing, walking slowly	Drug store, bank	550	500	250	250
Medium activity	Restaurant	490	550	275	275
Light bench work	Factory	800	750	275	475
Moderate dancing	Dance hall	900	850	305	545
Walking 3 mph or moderately heavy work	Factory	1000	1000	375	625
Bowling	Bowling alley				
Heavy work	Factory	1500	1450	580	870

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตาราง 9 อัตราของความร้อนที่ได้รับจากเครื่องมือที่ใช้ในการประกอบอาหารต่าง ๆ โดยตั้งอยู่ในพื้นที่ปรับอากาศ

Appliance	Capacity	Overall Dimensions, in. (Width × Depth × Height)	Miscellaneous Data	Boiler hp or W	Recommended Rate of Heat Gain, Btu/hr			
					Without Hood			With Hood
					Sensible	Latent	Total	All Sensible
GAS-BURNING, COUNTER TYPE								
Coffee-brewer per burner			With warm position		1750	750	2500	500
Coffee urn	5 gal	14-in. dia.			5250	2250	7500	1500
Deep fat fryer	15 lb fat	14 × 21 × 15			7500	7500	15000	3000
Dry food warmer per sq ft of top					560	140	700	140
Griddle, frying per sq ft of top					4900	2600	7500	1500
Short order stove per burner			Open grates		3200	1800	5000	1000
ELECTRIC, COUNTER TYPE								
Coffee brewer per burner				625	770	230	1000	340
Coffee urn, electric	5 gal			3,000	3850	1250	5100	1600
Hotplate		18 × 20 × 13	2 heating units	5,200	5300	3600	8900	2800
Toaster, continuous	720 slices/hr	20 × 15 × 28	4 slices wide	3,000	2700	2400	5100	1600