สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

การพัฒนาเครื่องปรับอากาศชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศผสมน้ำ

Air Conditioner With Hybrid Evaporative Condenser

T 1 0 3 1 3 1

นายจักรพงษ์ กิจมานะเจริญพงษ์

นายดนัย ลดาอัมพร

นายสมศักดิ์ ประดิษฐบงกช

เลขหมู่.....
เลขทะเบียน 103131
วัน,เดือน,ปี 28 ส.ค. 2552
.b.....
.i.....

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2551

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญานิพนธ์ปีการศึกษา 2551

ภาควิชา วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าคุณทหารลาดกระบัง

เรื่อง การพัฒนาเครื่องปรับอากาศชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศผสมน้ำ

Air Conditioner With Hybrid Evaporative Condenser

ผู้จัดทำ

1. นายจักรพงษ์ กิจมานะเจริญพงษ์ รหัสประจำตัว 48010107
2. นายดนัย ลดาอัมพร รหัสประจำตัว 48010286
3. นายสมศักดิ์ ประดิษฐบงกช รหัสประจำตัว 48010937

_____ อาจารย์ที่ปรึกษา

(รศ.ดร. มงคล มงคลวงโรจน์)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพัฒนาระบบปรับอากาศด้วยระบบไฮบริด

นาย จักรพงษ์ กิจมานะเจริญพงษ์
นาย ดนัย ลดาอัมพร
นาย สมศักดิ์ ประดิษฐบงกช
รศ.ดร.มงคล มงคลวงโรจน์ อาจารย์ที่ปรึกษา
ปีการศึกษา 2551

บทคัดย่อ

ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ ได้รับความนิยมเป็นอย่างมาก เพราะเป็นระบบที่ง่าย ราคาไม่แพง ไม่ต้องบำรุงรักษามากนัก แต่ด้วยแนวคิดที่จะพัฒนาระบบใหม่ ให้มีประสิทธิภาพที่ดีขึ้น และประหยัดพลังงานมากขึ้น โครงการนี้จึงกำเนิดขึ้น การพัฒนาระบบปรับอากาศแบบไฮบริด ใช้หลักการถ่ายเทความร้อนด้วยน้ำและอากาศ กล่าวคือ ใช้การถ่ายเทความร้อนแบบแฝง และการถ่ายเทความร้อนแบบรู้สึกสัมผัสได้ โดยใช้ร่วมกับสารทำความเย็น R-22 และเครื่องปรับอากาศขนาด 1 ตัน โดยการทดลองจะแบ่งออกได้หลายการทดลอง ดังนี้คือ การหาระดับน้ำที่คอยล์ร้อนอยู่ในเครื่องควบแน่น ซึ่งที่ระดับน้ำ 90 ลิตรจะให้ประสิทธิภาพที่สูงที่สุด การหาลักษณะของคอยล์ร้อนเพื่อที่จะได้ประสิทธิภาพที่ดีที่สุด โดยลักษณะวงกลมจะดีที่สุด และสุดท้ายคือการตั้งอุณหภูมิห้องเพื่อที่จะหาประสิทธิภาพมากที่สุด ทั้งแบบมีภาระ 1100 W และแบบไม่มีภาระ คือตั้งอุณหภูมิห้องไว้ที่ 25 องศา นั่นหมายความว่า คอยล์ร้อนแบบวงกลม ที่อยู่ในระดับน้ำ 90 ลิตร และตั้งอุณหภูมิห้องไว้ที่ 25 องศา จะทำให้ ได้ประสิทธิภาพการทำความเย็นสูงสุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

Development Air-Conditioner with Hybrid Evaporative Condenser

Mr. Jakkrapong Kitmanacharounpong

Mr. Danai Ladaumporn

Mr, Somsak Praditbongkotch

Assoc. Prof.Dr Mongkol Mongkolwongloj Advisor

Abstract

This project is to develop the air conditioning system with hybrid cooling unit for the best performance and minimize the input energy. The hybrid cooling system consist of an evaporative condenser. This cooling system is based on both latent heat and sensible heat transfer principle to obtain the lowest temperature of the refrigerant at the condenser outlet. This project used an air conditioning with R-22 and 1 ton capacity. In the experiment, we got many testing results. The highest efficiency can be obtained at cooling water capacity of 90 litres with Circular shape condenser coil and the best coefficient of performance occurred at indoor temperatures 25°C.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กิตติกรรมประกาศ

ปริญญานิพนธ์ฉบับนี้จัดทำขึ้นเพื่อให้นักศึกษาได้นำความรู้จากที่ได้ศึกษามามาประยุกต์ใช้กับการปฏิบัติ เป็นการเพิ่มพูนความรู้ ประสบการณ์ และยังสามารถนำไปใช้กับชีวิตการทำงานของนักศึกษาได้ในอนาคต

ในการจัดทำปริญญานิพนธ์นี้จะสำเร็จมิได้เลยหากขาดคำแนะนำ และแนวทางจาก อาจารย์ มงคล มงคลวงโรจน์ ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษา ผู้ทำปริญญานิพนธ์ขอขอบคุณอาจารย์เป็นอย่างสูง

ขอขอบคุณอาจารย์คณะวิศวกรรมศาสตร์ภาคเครื่องกลทุกท่านที่ให้คำแนะนำ แนวทาง และข้อเสนอแนะในการทำวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ด้วยดีเสมอมา

สุดท้ายนี้ขอขอบพระคุณบุพการีผู้ให้กำเนิด เลี้ยงดู ส่งเสียให้ผู้ทำปริญญานิพนธ์ได้ศึกษาเล่าเรียน และให้การสนับสนุนในการทำปริญญานิพนธ์นี้อย่างเต็มที่

หากปริญญานิพนธ์ฉบับนี้มีความผิดพลาดประการใดก็ขออภัยมา ณ ที่นี้ด้วย

คณะผู้จัดทำ

นาย จักรพงษ์ กิจมานะเจริญพงษ์

นาย ดนัย ลดาอัมพร

นาย สมศักดิ์ ประดิษฐบงกช

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VIII
สารบัญรูปภาพ	IX
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงงาน	1
1.3 ขอบเขตของโครงงาน	2
1.4 วิธีการดำเนินงานวิจัย	2
บทที่ 2 ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในการวิจัย	3
2.1 ทฤษฎีการทำความเย็น	3
2.1.1 การทำความเย็น	3
2.1.2 สารทำความเย็น	3
2.2 หน่วยของการทำความเย็น	5
2.3 ประเภทของการทำความเย็น	5
2.4 วัฏจักรการทำความเย็น	5
2.4.1 กระบวนการอัดไอ	6
2.4.2 กระบวนการควบแน่น	7
2.4.3 กระบวนการลดความดัน	8
2.4.4 กระบวนการระเหย	9
2.4.5 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎี	10

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

	หน้าที่
2.4.6 วัฏจักรการทำความเย็นทางปฏิบัติ	12
2.4.7 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นทางปฏิบัติ	12
2.5 อุปกรณ์การทำความเย็น	15
2.5.1 คอมเพรสเซอร์	15
2.5.2 คอนเดนเซอร์	17
2.5.3 อุปกรณ์ควบคุมปริมาณและลดความดันของสารทำความเย็น	21
2.5.4 เครื่องระเหย	23
2.6 การถ่ายเทความร้อน	27
2.5.1 การนำความร้อน	27
2.5.2 การพาความร้อน	28
2.7 สมการแบร์นูลลี	29
2.8 ตัวเลขเรย์โนล	30
2.9 การสูญเสียแรงดัน	31
2.9.1 สมการของดาร์ซี่	31
2.9.2 การสูญเสียแรงดันของของไหลแบบลามิน่า	32
2.9.3 การสูญเสียแรงดันของของไหลแบบเทอร์บูเรนจ์	32
2.9.4 การสูญเสียแรงดันในวาล์วและข้อต่อต่างๆ	33
2.9.5 ความยาวเสมือน	35
2.10 องค์กรมาตรฐานสากลโลก	35
2.10.1 ขั้นตอนการทดสอบ	36
2.10.2 ผลการทดสอบที่ต้องการ	36
บทที่ 3 อุปกรณ์ และวิธีการทดลอง	38
3.1 ชุดอุปกรณ์ในการทดลอง	38
3.1.1 บริเวณภายในห้อง	39

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ (ต่อ)

	หน้าที่
3.1.2 บริเวณภายนอกห้อง	40
3.2 การบริการระบบ	46
3.2.1 เกจแมนิโฟลด์	46
3.2.2 การทำสุญญากาศ	49
3.2.3 การใส่น้ำยาเข้าระบบ	51
3.2.4 การบานแฟลร์ท่อ	52
3.3 วิธีการทดลอง	53
3.3.1 การทดลองที่ 1	53
3.3.2 การทดลองที่ 2	54
3.3.3 การทดลองที่ 3	54
บทที่ 4 ผลการทดลอง	56
4.1 ความยาวคอยล์ร้อน 15 เมตร Heater 1.1 kw และหลอดไฟ 200 w	56
4.1.1 ผลการทดลองคอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม	56
4.1.2 ผลการทดลองคอยล์ร้อนรูปแบบสี่เหลี่ยม	57
4.1.3 ผลการทดลองคอยล์ร้อนรูปแบบเกลียว	58
4.1.4 ผลการทดลองคอยล์ร้อนรูปแบบทั่วไป	59
4.2 ความยาวคอยล์ร้อน 15 เมตร รูปแบบวงกลม	60
4.2.1 การทดลองหาปริมาณน้ำ	60
4.2.2 Heater 1.1 kw ที่ปริมาณน้ำ 90 ลิตร	64
4.2.3 ไม่มีภาระ ที่ปริมาณน้ำ 90 ลิตร	69
บทที่ 5 วิเคราะห์ผลการทดลอง	74
5.1 วิเคราะห์ผลการทดลอง	74

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ(ต่อ)

หน้าที่

5.1.1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น
กับรูปแบบลักษณะคอยล์ร้อนแบบต่างๆ 74
5.1.2 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น
กับระดับน้ำต่างๆกันในคอยล์ร้อนแบบวงกลม 75
5.1.3 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น
กับอุณหภูมิภายในห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลมโดยมีภาระอยู่ที่ 1100 w 76
5.1.4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น
กับอุณหภูมิภายในห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลมโดยไม่มีภาระ 77
5.1.5 ความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำ
กับอุณหภูมิห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลม 78

บทที่ 6 สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ 79
6.1 สรุปผลการทดลอง 79
6.2 ข้อเสนอแนะ 80

บรรณานุกรม 81

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ ตาราง

ตารางที่	หน้าที่
2.1 ชนิดของสารทำความเย็นที่นิยมใช้	4
2.2 ตัวแปรในสมการแบร์นูลลี	29
2.3 ค่าความขรุขระสัมพัทธ์ของผิวภายในท่อ	32
2.4 ค่า K สำหรับวาล์วและข้อต่อ	34
2.5 แสดงค่ามาตรฐานขององค์กรมาตรฐานโลก	36
4.1 ผลการทดลองการทดสอบคอยล์ร้อนแบบวงกลม	56
4.2 ผลการทดลองการทดสอบคอยล์ร้อนแบบสี่เหลี่ยม	57
4.3 ผลการทดลองการทดสอบคอยล์ร้อนแบบเกลียว	58
4.4 ผลการทดลองการทดสอบคอยล์ร้อนแบบทั่วไป	59
4.5 ผลการทดลองการทดสอบปริมาณน้ำ 30 ลิตร	60
4.6 ผลการทดลองการทดสอบปริมาณน้ำ 50 ลิตร	61
4.7 ผลการทดลองการทดสอบปริมาณน้ำ 70 ลิตร	62
4.8 ผลการทดลองการทดสอบปริมาณน้ำ 90 ลิตร	63
4.9 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 17°c	64
4.10 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 19°c	65
4.11 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 21°c	66
4.12 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 23°c	67
4.13 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 25°c	68
4.14 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 17°c	69
4.15 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 19°c	70
4.16 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 21°c	71
4.17 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 23°c	72
4.18 ผลการทดลองการทดสอบปรับอากาศที่อุณหภูมิ 25°c	73

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ

	หน้าที่
รูปที่ 2.1 แผนภาพขั้นตอนในวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ	6
รูปที่ 2.2 วงจรทางกล หรือวงจรทางท่อของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ	6
รูปที่ 2.3 แผนภาพการถ่ายโอนความร้อนรู้สึกออกที่คอนเดนเซอร์เพื่อการควบแน่น	7
รูปที่ 2.4 แผนภาพการลดความดันจากความดันควบแน่นเป็นความดันกลายเป็นไอ	9
รูปที่ 2.5 แผนภาพการถ่ายโอนความร้อนเข้าสู่สารทำความเย็นที่เครื่องระเหย	10
รูปที่ 2.6 แผนภาพวัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎี	11
รูปที่ 2.7 แผนภาพวัฏจักรการทำความเย็นทางปฏิบัติ	12
รูปที่ 2.8 คอมเพรสเซอร์แบบหมุน	16
รูปที่ 2.9 แผนภาพการอัดไอสารทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์แบบหมุน	16
รูปที่ 2.10 แผนภาพโครงสร้างและส่วนประกอบเครื่องควบแน่นแบบระเหย	17
รูปที่ 2.11 แผนภาพส่วนประกอบและการไหลของอากาศผ่านหอทำความเย็น	19
รูปที่ 2.12 แผนภาพส่วนประกอบหอทำความเย็นแบบอากาศผ่านตามธรรมชาติ	20
รูปที่ 2.13 แผนภาพส่วนประกอบหอทำความเย็นแบบบังคับอากาศไหลผ่าน	21
รูปที่ 2.14 แผนภาพตำแหน่งในวัฏจักรของวาล์วควบคุมปริมาณและลดความดันสารทำความเย็น	22
รูปที่ 2.15 วงจรท่อเครื่องทำความเย็นใช้หลอดรูเล็กควบคุมสารทำความเย็น	23
รูปที่ 2.16 แผนภาพตำแหน่งเครื่องระเหยในวัฏจักรบนแผนภาพมอลเลียร์	24
รูปที่ 2.17 แผนภาพสถานะสารทำความเย็นในเครื่องระเหยแบบแห้ง	25
รูปที่ 2.18 แบบทั่วไปของอีแวปโพเรเตอร์แบบท่อเปลือย	26
รูปที่ 2.19 อีแวปโพเรเตอร์แบบแผ่น	26
รูปที่ 2.20 อีแวปโพเรเตอร์แบบครีบ	27
รูปที่ 2.21 รูปท่อเพื่อใช้ในการหา สมการแบร์นูลลี	29
รูปที่ 2.22 ระบบที่ใช้ในการหา สมการทอลลิซีรี่	30
รูปที่ 2.23 การทดลองของ เรย์โนล์	31

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ(ต่อ)

	หน้าที่
รูปที่ 2.24 แสดงภาพท่อผิวในขรุขระ	32
รูปที่ 2.25 กราฟมูดดี้	33
รูปที่ 2.26 ข้อต่อชนิดต่างๆ	34
รูปที่ 3.1 แสดงวงจรของระบบชุดทดลอง	38
รูปที่ 3.2 เครื่องระเหย	39
รูปที่ 3.3 heaterแบบครีบ	39
รูปที่ 3.4 เครื่องทำหมอก	40
รูปที่ 3.5 Condensing unit	40
รูปที่ 3.6 Cooling Tower	41
รูปที่ 3.7 Thermo couple	41
รูปที่ 3.8 เกจวัดความดัน	42
รูปที่ 3.9 เกจแมนิโฟลด์	42
รูปที่ 3.10 ปั๊มน้ำแรงดันสูง	43
รูปที่ 3.11 แสดงระบบหัวฉีด	43
รูปที่ 3.12 แผงระบายความร้อน	44
รูปที่ 3.13 คอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม	44
รูปที่ 3.14 คอยล์ร้อนรูปแบบสี่เหลี่ยม	45
รูปที่ 3.15 คอยล์ร้อนรูปแบบกรวย	45
รูปที่ 3.16 คอยล์ร้อนรูปแบบทั่วไป	46
รูปที่ 3.17 วาล์ว A วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิดทั้งคู่	47
รูปที่ 3.18 วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งเปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิด	47
รูปที่ 3.19 วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิด	48
รูปที่ 3.20 วาล์ว A และวาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิดทั้งคู่	48
รูปที่ 3.21 ปั๊มสุญญากาศ	49
รูปที่ 3.22 การทำสุญญากาศระบบ	50

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญรูปภาพ(ต่อ)

	หน้าที่
รูปที่ 3.23 การชาร์จน้ำยาเข้าระบบ	52
รูปที่ 3.24 การบานแฟลร์ท่อ	53
รูปที่ 5.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า COP กับ รูปแบบลักษณะของคอยล์ร้อนแบบต่างๆ	74
รูปที่ 5.2 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า COP กับปริมาณน้ำ	75
รูปที่ 5.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับอุณหภูมิภายในห้องของ คอยล์ร้อนแบบวงกลมโดยมีภาระอยู่ที่ 1100 w	76
รูปที่ 5.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับอุณหภูมิภายในห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลมโดยไม่มีภาระ	77
รูปที่ 5.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำกับอุณหภูมิห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลม	78

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1
บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

ด้วยความเจริญก้าวหน้าทางด้านวิทยาศาสตร์ และเทคโนโลยี ทำให้มนุษย์ในปัจจุบัน มีสิ่งอำนวยความสะดวกมากมาย และด้วยกำลังการสร้างอันมหาศาลขาดความคิดไตร่ตรองอย่างละเอียดถี่ถ้วน ทำให้เกิดการใช้ทรัพยากรอย่างสิ้นเปลือง เพื่อนำมาใช้เป็นพลังงานให้กับสิ่งอำนวยความสะดวกนี้เอง ทำให้ในปัจจุบันนี้กำลังอยู่ในช่วงวิกฤตพลังงาน และสภาวะโลกร้อน เป็นผลให้ หลายหน่วยงานเร่งเข้ามาแก้ไขปัญหาดังกล่าว

เราปฏิเสธไม่ได้ว่า การทำความเย็นนั้นเข้ามาเป็นส่วนหนึ่งในชีวิตประจำวันไปแล้ว ไม่ว่าจะเป็นระบบทำความเย็นภายในครัวเรือน หรือระบบทำความเย็นที่ใช้ในอุตสาหกรรม ทั้งหมดทั้งสิ้นนี้อาศัยการ การนำความร้อนภายในห้อง ถ่ายเทออกนอกห้อง ซึ่งเป็นส่วนหนึ่ง ที่ทำให้เกิดสภาวะโลกร้อน และยังเป็นการใช้พลังงานอย่างมากมาย ซึ่งนับตั้งแต่อดีตถึงปัจจุบันนี้ ก็ได้มีการค้นคว้า พัฒนาเครื่องทำความเย็น ให้มีประสิทธิภาพให้ดียิ่งขึ้น เพื่อให้ใช้พลังงานน้อยที่สุด ไม่ว่าจะเป็นการใช้วิธีบายพาส การทำความเย็นแบบดูดซึม การทำความเย็นแบบใช้น้ำระบายความร้อนสวนกลับ ซึ่งจะเป็นการลดการใช้พลังงานและการตัดต่อส่วนการทำงานของคอมเพรสเซอร์ เป็นต้น

โครงงานนี้ได้นำเทคนิคในการช่วยเพิ่มประสิทธิภาพให้กับเครื่องคอนเดนเซอร์ โดยเปลี่ยนเครื่องคอนเดนเซอร์ มาใช้การระบายความร้อนแบบ ไฮบริด คือ ใช้การระบายความร้อนแบบสัมผัสและการระบายความร้อนแบบความร้อนแฝงนั่นเอง เพื่อการระบายความร้อนให้ดียิ่งขึ้น กว่าการระบายความร้อนแบบสัมผัสอย่างเดียว ซึ่งสามารถทำให้เครื่อง คอมเพรสเซอร์ทำงานน้อยลง ทำให้เป็นการลดการใช้พลังงานที่จะจ่ายให้กับเครื่องคอมเพรสเซอร์ ทำให้ประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่มขึ้น นอกจากนี้ยังได้จัดเรียงรูปแบบคอยล์ร้อนแบบต่างๆกัน แล้วนำมาวิเคราะห์เพื่อใช้เป็นข้อมูลพื้นฐานในการพัฒนาต่อไปได้ในอนาคต

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงงาน

1.พัฒนาเครื่องควบแน่นของระบบปรับอากาศแบบระบายความร้อนด้วยน้ำและอากาศ

2.ทดลองหาสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้เครื่องปรับอากาศที่ใช้เครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำและอากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1.3 ขอบเขตของโครงงาน

1.ศึกษาเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนขนาด หนึ่งตัน

2.พัฒนาเครื่องควบแน่นแบบระบายความร้อนด้วยน้ำ และอากาศ โดยจัดวางคอยล์ร้อนในลักษณะต่างๆ เพื่อให้ได้รูปแบบการจัดวางที่มีประสิทธิภาพสูงสุด

1.4 วิธีการดำเนินงานวิจัย

โครงงานนี้แบ่งออกเป็น 4 ขั้นตอน ขั้นตอนที่ 1 เป็นการศึกษาทฤษฎีการทำความเย็นแบบไฮบริด และการแลกเปลี่ยนความร้อนของคอยล์ร้อนในลักษณะต่างๆกัน รวมถึงการคำนวณต่างๆของทั้งการแลกเปลี่ยนความร้อนและการทำความเย็นแบบไฮบริด

ขั้นตอนที่ 2 การออกแบบชุดคอยล์ร้อน และ การจัดหาอุปกรณ์ที่จะต้องใช้ในการติดตั้งชุดคอยล์ร้อน เมื่อทำการติดตั้งเสร็จก็จะต้องทำให้ระบบเป็นสุญญากาศ และดูดอากาศชื้นออกจากระบบ หลังจากนั้นก็ทำการใส่สารทำความเย็นเข้าไป และทำการเดินระบบเพื่อทำการทดสอบ รายละเอียดทั้งหมดนี้รวมถึงวิธีการทดลองจะอยู่ในบทที่ 3

ขั้นตอนที่ 3 เมื่อทำการทดลองเสร็จเรียบร้อยแล้ว ก็จะนำผลที่ได้มาคำนวณและวิเคราะห์ เพื่อหาประสิทธิภาพการทำความเย็น โดยส่วนนี้จะรวมอยู่ในบทที่ 4

ขั้นตอนที่ 4 นำผลที่ได้จากขั้นตอนที่ 3 มาทำการวิเคราะห์และสรุปผล ทั้งหมดและประโยชน์ที่ได้จากการวิจัยครั้งนี้ ข้อเสนอแนะต่างๆ รวมทั้งการปรับปรุงแก้ไขเพิ่มเติมอุปกรณ์ต่างๆที่ใช้ในงานวิจัยเพื่อให้ได้ผลงานที่ดียิ่งขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 2
ทฤษฎีพื้นฐานที่ใช้ในการวิจัย

2.1 ทฤษฎีการทำความเย็น

2.1.1 การทำความเย็น (Refrigeration)

การทำความเย็นเป็นสาขาหนึ่งของวิทยาศาสตร์ ที่กล่าวถึงวิธีในการลดและรักษาระดับอุณหภูมิของเนื้อที่ว่างหรือวัตถุให้ต่ำกว่าระดับอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม โดยทั่วไปสามารถนิยามการทำความเย็นอย่างสั้นๆว่าเป็นกระบวนการเคลื่อนย้ายความร้อนออกจากสถานที่หนึ่งที่ให้อุณหภูมิของสถานที่นั้นลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิภายนอก ซึ่งอัตราความร้อนที่ต้องเคลื่อนย้ายออกจากสถานที่นั้นๆ เพื่อลดอุณหภูมิลงหรือรักษาระดับอุณหภูมิที่ต้องการไว้จะเรียกว่า ความร้อนที่คิดเป็นภาระ (Heat load) จะเป็นผลรวมของความร้อนจากแหล่งความร้อนต่างๆ เช่น ความร้อนที่เกิดจากการรั่วซึม ความร้อนจากร่างกายคน ความร้อนจากผลิตภัณฑ์ ความร้อนจากมอเตอร์ ความร้อนจากหลอดไฟ หรือความร้อนจากอุปกรณ์ ต่างๆ และสิ่งเหล่านี้จะมีผลในการ คำนวณหาขนาดของอุปกรณ์ทำความเย็น

2.1.2 สารทำความเย็นที่เป็นของเหลว (Liquid Refrigerant)

ขณะที่ของเหลวเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ มันสามารถดูดความร้อนแฝงไว้ได้เป็นจำนวนมากซึ่งได้นำมาใช้เป็นหลักการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นในปัจจุบัน การกลายเป็นไอของของเหลวในลักษณะเป็นตัวทำความเย็นมีข้อดีกว่าการหลอมละลายของของแข็ง และการกลายเป็นไอสามารถควบคุมได้ง่ายกว่าผลของความเย็นที่ได้จากการกลายเป็นไอของสารทำความเย็น สามารถที่จะเริ่มต้นหรือหยุดขณะใดขณะหนึ่งได้ สามารถที่จะกำหนดความเย็นล่วงหน้าได้ และอุณหภูมิการกลายเป็นไอของของเหลว สามารถควบคุมได้โดยการปรับความดัน และของเหลวที่กลายเป็นไอแล้วสามารถเก็บรวบรวมไว้และพร้อมที่จะทำให้เป็นของเหลวกลับมาใช้ได้อีก ในปัจจุบันของเหลวที่นิยมนำมาเป็นสารทำความเย็นที่แพร่หลาย ก็คือ Fluorinate Hydrocarbon of methane series ใช้ชื่อทางเคมีว่า Monochlorodifluoromethane ($CHCLF_2$) ใช้ชื่อทางการค้าว่า ฟรีออน โดยมีชื่อทางเคมีทั่วไปว่า Refrigerant-22 (R-22) หรือ ฟรีออน-22

ด้วยเหตุที่สารความเย็นเป็นสารผสมจากสารหลายชนิด การเรียกชื่อโดยตรงจึงไม่สะดวก สมาคมวิศวกรเครื่องทำความร้อนเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ (The American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineering – ASHRAE) ได้กำหนดสารความเย็นแต่ละชนิดไว้เป็นตัวเลข โดยกำหนดให้เป็น R-11 , R-12 , R-22 เป็นต้น R หมายถึง Refrigerant และตัวเลขที่ตามมาหมายถึง ชนิดของสารความเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.1 ชนิดของสารทำความเย็นที่นิยมใช้

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

วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทยได้แบ่งประเภทเครื่องทำความเย็น และประเภทของสารความเย็นไว้ดังนี้

ประเภทของระบบทำความเย็น แบ่งตามน้ำหนักของสารความเย็นที่บรรจุในระบบดังนี้

ประเภท ก ระบบที่บรรจุสารความเย็นหนัก 500 กก. หรือมากกว่า

ประเภท ข ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 50 กก. แต่น้อยกว่า 500 กก.

ประเภท ค ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 10 กก. แต่น้อยกว่า 100 กก.

ประเภท ง ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 3 กก. แต่น้อยกว่า 10 กก.

ประเภท จ ระบบที่บรรจุสารความเย็นน้อยกว่า 3 กก.

ก. ชนิดไม่ระคายเคืองและไม่ติดไฟ

ประเภท 1 R-744

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

ข. ชนิดติดไฟ

ประเภท 1 R-40, R-1130

ประเภท 1 R-160, R-170, R-290, R-600, R-601, R-611

ค. ชนิดระคายเคือง

ไม่แบ่งประเภท ได้แก่ R-764, R-717

โดยในโครงงานนี้จะใช้สารความเย็น R-22 ในการศึกษา

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.2 หน่วยของการทำความเย็น (Standard Rating of Refrigeration)

หน่วยที่ใช้วัดอัตราการทำความเย็นใช้หน่วยที่เรียกว่า "ตัวของการทำความเย็น" (Ton of Refrigeration) หนึ่งตันของการทำความเย็น หมายถึง ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งบริสุทธิ์ 1 ตัน (2000 ปอนด์) ที่อุณหภูมิ 32°F กลายเป็นน้ำบริสุทธิ์อุณหภูมิ 32°F ภายในเวลา 24 ชั่วโมง

จาก $Q = mL$

เมื่อ Q = ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งจำนวน 1 ตันละลายเป็นน้ำ

m = มวลของน้ำแข็ง (lb)

L = ความร้อนแฝงของน้ำแข็ง = 144 Btu/lb

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

2.3 ประเภทของระบบการทำความเย็น

ในการทำให้อุณหภูมิลดลงจากปกติ (Ambient Air Temperature) ลงมาถึงอุณหภูมิที่ต้องการนั้น สามารถใช้ระบบทำความเย็นได้หลายแบบ ซึ่งมีทั้งชนิดที่เป็นแบบทางกลและไม่ใช่ทางกลดังนี้

1.ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)

2.ระบบทำความเย็นชนิดดูดละลาย (Absorption Refrigeration System)

3.ระบบทำความเย็นด้วยอากาศ (ระบบปิด) (Ari Refrigeration System Closed)

4.ระบบทำความเย็นแบบใช้หัวฉีด-ไอน้ำ (Steam Jet Refrigeration System)

5.ระบบทำความเย็นแบบเทอร์โมอิเลคทริค (Thermoelectric Refrigeration System)

6.ระบบแม่เหล็กที่ใช้ในการทำอุณหภูมิต่ำ (Magnetic System of Producing Low Temperature)

2.4 วัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎี

วัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎีเป็นวัฏจักรอย่างง่าย โดยสมมุติว่า ไอสารทำความเย็นที่ออกมาจากเครื่องระเหย และเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ต้องเป็นไออิ่มตัว ที่อุณหภูมิและความดันการกลายเป็นไอ ส่วนสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์ก่อนจะเข้าสู่อุปกรณ์ลดความดันเป็นของเหลวอิ่มตัวที่อุณหภูมิและความดันควบแน่น การศึกษาวัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎีจึงมีความสำคัญใช้เป็นพื้นฐานที่จะทำความเข้าใจระบบจริง นอกจากนี้ยังใช้เป็นมาตรฐานอ้างอิงให้กับวัฏจักรจริง

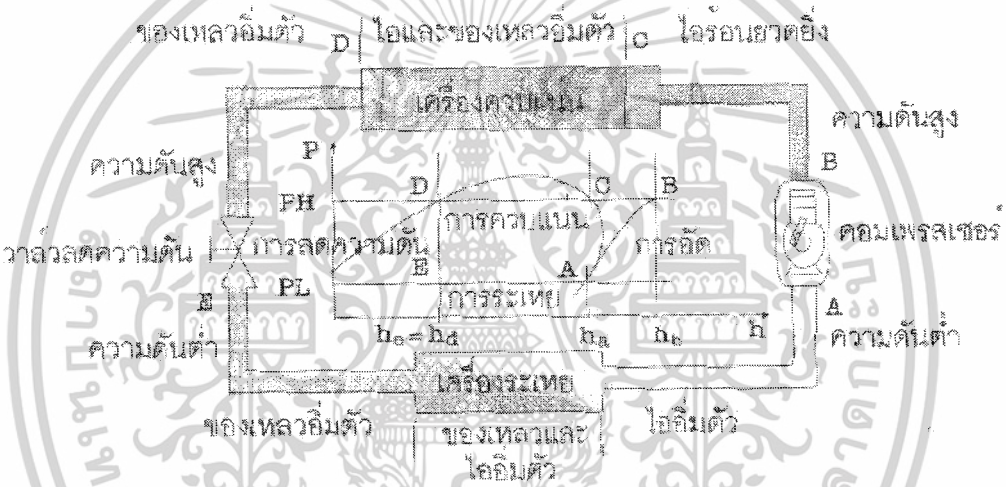
เพื่อความง่าย พิจารณาวงจรท่อเชื่อมต่ออุปกรณ์หลักทั้งสี่เข้าด้วยกัน พร้อมแสดงสถานะที่เปลี่ยนไปในวัฏจักรทางทฤษฎี ประกอบบนเส้นกราฟหลักของแผนภาพมอลเลียร์ เพื่อให้เห็นการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารทำความเย็นแบบควบคุมการเปลี่ยนสถานะหรือ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

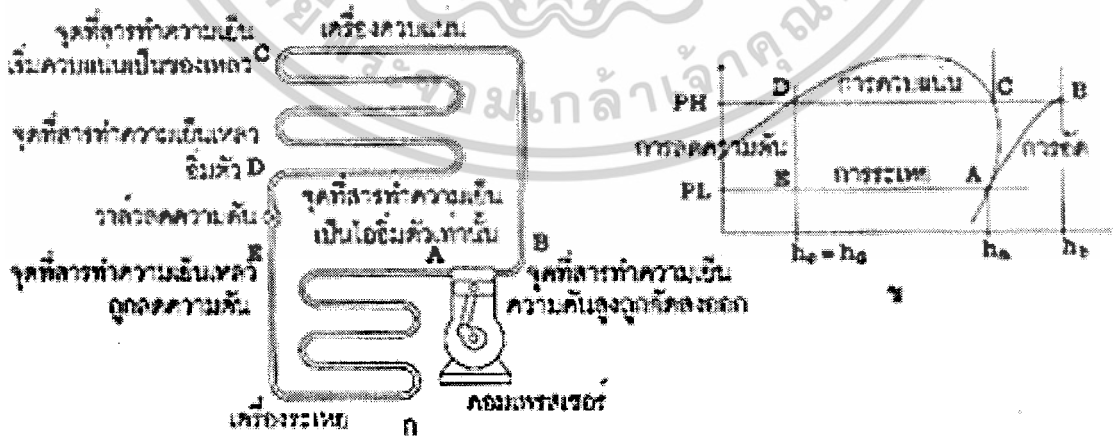
เรียกว่าแบบอัดไอ และแสดงตำแหน่งที่เกิดกระบวนการต่างๆ ของวัฏจักรการทำความเย็นตามทฤษฎี ประกอบด้วย 4 กระบวนการ คือ กระบวนการอัดไอ กระบวนการควบแน่น กระบวนการลดความดัน และกระบวนการรับความร้อนเกิดการระเหยตัว ดังรูปที่ 2.1 วัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎี ประกอบด้วยกระบวนการดังนี้

2.4.1 กระบวนการอัดไอ

กระบวนการอัดไอ วัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎีถือเอาว่า สารทำความเย็นไม่มีการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติ ขณะไหลออกจากเครื่องระเหยผ่านท่อทางกลับเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ถือเป็นสถานะเริ่มต้นในวัฏจักร



รูปที่ 2.1 แผนภาพขั้นตอนในวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอ



รูปที่ 2.2 วงจรทางกล หรือวงจรทางท่อของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตามรูป 2.2 กระบวนการจาก A ไป B ในวัฏจักรคอมเพรสเซอร์ อัดไอสารทำความเย็นทำให้ความดันไอเพิ่มขึ้น จากความดันกลายเป็นไอ (PL) ไปสู่ความดันควบแน่น (PH) เมื่อดูจากวงจรท่อในรูปที่ 2.2 คอมเพรสเซอร์ดูดไอสารจากเครื่องระเหยที่จุด A แล้วอัดได้ไอความดันสูงที่จุด B วัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎีถือเอาว่าเป็นการอัดแบบไอโซโทรปิก (เป็นชนิดพิเศษของแอเดียบาติก) แบบไม่มีแรงเสียดทานหรือเรียกว่าการอัดแบบเอนโทรปีคงตัว

เมื่อไม่มีการเปลี่ยนแปลงเอนโทรปีของไอสารทำความเย็น ตลอดกระบวนการจาก A ไป B เอนโทรปีที่จุด A และ B เท่ากัน บนแผนภาพมอลเลียร์ จุด B จึงอยู่ที่เส้นเอนโทรปีคงตัว(เส้นเดียวกับเส้นที่ผ่านจุด A) ไปตัดกับเส้นความดันคงตัวที่เท่าพอดีกับความดันควบแน่น ซึ่งที่จุด B สารทำความเย็นอยู่ในสภาวะร้อนยวดยิ่ง

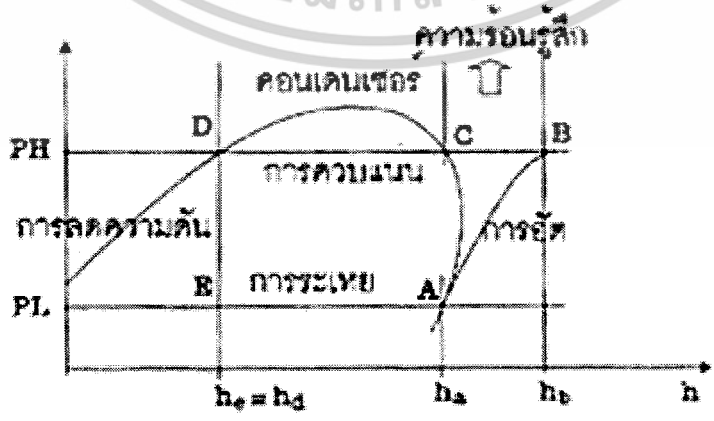
งานที่ใช้ในการอัดไอสารทำความเย็นช่วง A ไป B และเอนทัลปีของไอที่เพิ่มขึ้นเท่ากับงานทางกลกระทำต่อไอ หาได้จากความแตกต่างเอนทัลปีที่จุด B กับจุด A ของไอสารทำความเย็นโดยให้ q_0 แทนพลังงานความร้อนที่เกิดจากงานในการอัดต่อมวลของสารทำความเย็น 1 kg (1 lb)

$$q_w = h_b - h_a$$

q_w เป็นพลังงานความร้อนที่ไอดูดกลืนไว้กลายเป็นไอร้อน ไอร้อนที่ถูกอัดออกมาจากคอมเพรสเซอร์นี้จะมีภาวะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง เพราะอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวแม้จะมีความดันสอดคล้องและเท่ากับความดันไออิ่มตัว

2.4.2 กระบวนการควบแน่น

กระบวนการควบแน่นเป็นขั้นตอนทำให้ไอสารเปลี่ยนไปเป็นสารทำความเย็นเหลวและโดยที่ไอที่ถูกอัดออกมาจากคอมเพรสเซอร์เป็นไอร้อนยวดยิ่ง พลังงานความร้อนที่ไอร้อนยวดยิ่งดูดกลืนไว้นี้ถูกถ่ายโอนให้ตัวกลางระบายความร้อนโดยรอบคอนเดนเซอร์ เกิดกระบวนการต่อเนื่องกันดังนี้



รูปที่ 2.3 แผนภาพการถ่ายโอนความร้อนรู้สึกออกที่คอนเดนเซอร์เพื่อการควบแน่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

กระบวนการควบแน่นเกิดขึ้นในท่อส่วนบนหรือตอนต้นคอนเดนเซอร์ หรือบางส่วนของท่อแก๊สร้อนที่ต่อระหว่างคอมเพรสเซอร์กับคอนเดนเซอร์ เมื่อความร้อนรู้สึกถ่ายโอนออก ทำให้อุณหภูมิของไอลดลงจากอุณหภูมิควบแน่น และได้ไอสารทำความเย็นเป็นไออิ่มตัวที่ปลายท่อคอนเดนเซอร์ เป็นกระบวนการช่วงจาก B ไป C ในรูปที่ 2.3 ปริมาณพลังงานความร้อนที่ถ่ายโอนให้กับตัวกลางช่วยระบายความร้อนหาได้จากผลต่างเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่จุด B กับ C คือ (h_b-h_c)

ตามรูปที่ 2.3 กระบวนการช่วง C ไป D เป็นขั้นตอนที่ไออิ่มตัวถ่ายโอนความร้อนแฝงออก โดยเริ่มที่จุด C จึงเกิดการควบแน่นไอกลายเป็นของเหลว กระบวนการช่วงนี้จึงดำเนินไปตามเส้น C ไป D ซึ่งเป็นเส้นอุณหภูมิและความดันคงตัวบนแผนภาพมอลเลียร์ ปริมาณพลังงานความร้อนจากสารทำความเย็นที่ถ่ายโอนให้กับตัวกลางช่วยระบายความร้อนหาได้จากผลต่างเอนทัลปีที่จุด C กับ D คือ (h_c-h_d)

ปริมาณพลังงานความร้อน (q_c) ที่ถ่ายโอนออกจากไอสารทำความเย็นต่อหนึ่งหน่วยมวล (1 kg,1 lb) ที่คอนเดนเซอร์ ทำให้สารทำความเย็นเกิดการควบแน่น หาได้จากผลรวมของพลังงานความร้อนที่ถ่ายโอนออกตลอดช่วง B ไป D ตามรูป 2.3หาได้ดังนี้

$$q_c = (h_b - h_c) + (h_c - h_d)$$

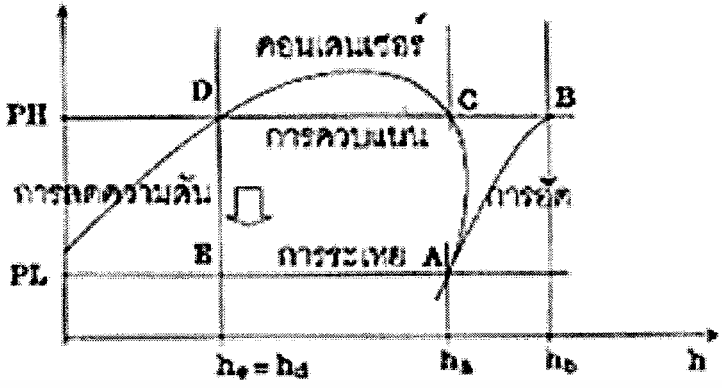
$$= h_b - h_d$$

ในระหว่างกระบวนการกำลังดำเนินอยู่ในช่วย C ไป D เกิดขึ้นบนเส้นอุณหภูมิและความดันคงตัวเดียวกันบนแผนภาพมอลเลียร์ ซึ่งเป็นอุณหภูมิและความดันควบแน่นที่จุด C สารทำความเย็นอยู่ในสภาวะไออิ่มตัว ส่วนที่จุด D สารทำความเย็นอยู่ในสภาวะของเหลวอิ่มตัว

2.4.3 กระบวนการลดความดัน

กระบวนการลดความดัน โดยที่วัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎีถือเอาว่าไม่มีการเปลี่ยนแปลงคุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ของสารทำความเย็นเหลว ตลอดช่วงที่ไหลผ่านท่อนำสารทำความเย็นเหลวจากคอนเดนเซอร์ไปสู่วาล์วลดความดัน แต่เกิดการเปลี่ยนแปลงในวาล์วลดความดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.4 แผนภาพการลดความดันจากความดันควบแน่นเป็นความดันกลายเป็นไอ

ตามรูปที่ 2.4 กระบวนการช่วง D ไป E เกิดในวาล์วลดความดัน เมื่อสารทำความเย็นเหลวผ่านออริฟิซ ของวาล์วลดความดัน เกิดการขยายตัวแบบเอเดียแบติก เป็นช่วงที่เอนทัลปีของสารทำความเย็นไม่มีการเปลี่ยนแปลง ความดันของสารทำความเย็นเหลวลดลง จากความดันควบแน่นเป็นความดันการกลายเป็นไอ ช่วงนี้สารทำความเย็นบางส่วนกลายเป็นไอทันที โดยใช้พลังความร้อนจากการถ่ายโอนพลังงานภายในสารทำความเย็นเอง เกิดขึ้นเมื่อสารทำความเย็นเหลว ผ่านวาล์วจากด้านความดันสูงสู่ด้านความดันต่ำ ตลอดช่วง D ไป E จึงถือว่าไม่มีพลังงานความร้อนเข้าออกและไม่เกิดงาน แต่เอนโทรปีมีการเปลี่ยนแปลง

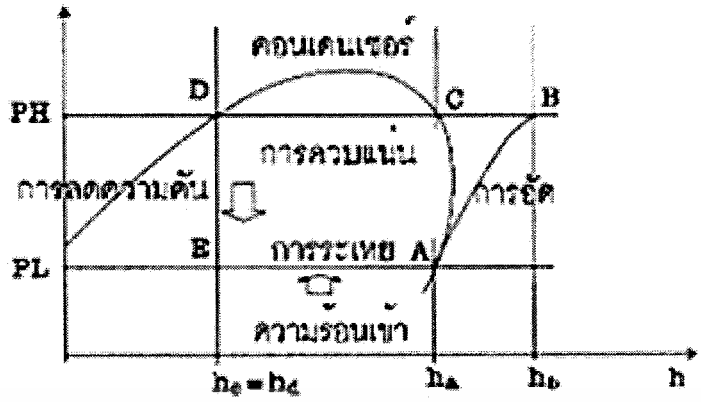
เมื่อเอนทัลปีของสารทำความเย็นไม่เปลี่ยนแปลง ตลอดกระบวนการช่วง D ไป E ที่จุด E ซึ่งอยู่บนเส้นเอนทัลปีคงตัวเส้นเดียวกับจุด D และอยู่บนเส้นความดันการกลายเป็นไอคงตัว แต่มีสารทำความเย็นเหลวบางส่วนกลายเป็นไอที่จุด E ทำให้สารทำความเย็นนี้มีสถานะไอผสมของเหลวหรือเรียกว่าไอเปียก

ที่จุด E แม้คุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ค่าเท่ากับที่จุด D แต่ที่เพิ่มขึ้นมาคือคุณภาพของไอสามารถหาได้จากแผนภาพมอลเลียร์ โดยการประมาณระหว่างเส้นคุณภาพคงตัวสองเส้น จากการประมาณดังกล่าวจะได้คุณภาพไอที่จุด E ซึ่งแสดงว่า สารทำความเย็นเป็นไอเปียก

2.4.4 กระบวนการระเหย

กระบวนการระเหยคือขั้นตอนสารทำความเย็นที่เป็นของเหลวผสมไอได้รับการถ่ายโอนความร้อนให้ คือ ช่วงจาก E ไป A ตามรูปที่ 2.4 ส่วนที่เป็นของเหลวจะเริ่มกลายเป็นไอ และเป็นไอเพิ่มขึ้นจนถึงจุด A ซึ่งอยู่บนเส้นไออิ่มตัว และเป็นไอความดันต่ำ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.5 แผนภาพการถ่ายโอนความร้อนเข้าสู่สารทำความเย็นที่เครื่องระเหย

ตามรูปที่ 2.5 แสดงกระบวนการจาก E ไป A เป็นช่วงที่สารทำความเย็นได้รับความร้อน ระเหยกลายเป็นไอในเครื่องระเหย เกิดขึ้นที่อุณหพลศาสตร์และความดันคงตัว กระบวนการจาก E ไป A จึงเป็นแบบไอโซเทอร์มัล และไอโซบาริก โดยจุด A บนแผนภาพมอลเลียร์ จะอยู่บนเส้นความดันและอุณหภูมิคงตัวเดียวกับจุด E ที่จุด A นี้ ของเหลวจะกลายเป็นไอหมดพอดี หรือเรียกว่า ไออิ่มตัว

ในระหว่างกระบวนการกำลังดำเนินการช่วง E ไป A เอลทัลปีของสารทำความเย็นจะเพิ่มขึ้น เพราะสารทำความเย็นไหลผ่านเครื่องระเหย ได้ดูดกลืนความร้อนจากปริภูมิที่จะทำให้เย็น ปริมาณความร้อนที่ดูดกลืนจากปริภูมินี้หาได้จากความแตกต่างเอนทัลปีระหว่างจุด A กับจุด E ตามรูปที่ 2.5 คือ q_0 หมายถึง ผลการทำความเย็นเป็น kcal/kg หรือ Btu/lb หาได้ดังนี้

$$q_e = h_a - h_e$$

เพราะว่า $h_e = h_d$ ดังนั้น

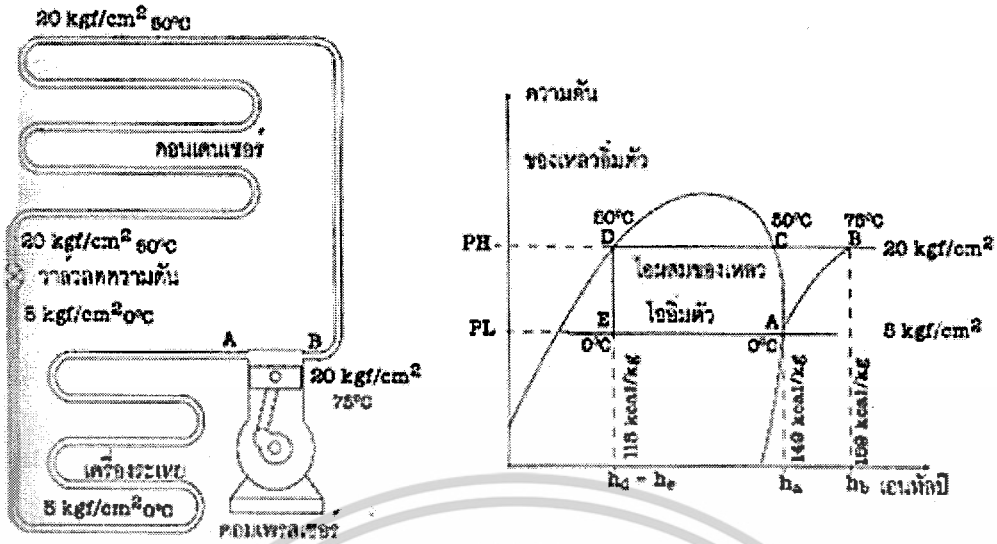
$$q_e = h_a - h_d$$

กระบวนการกลับมาที่ A ซึ่งเป็นจุดเริ่มต้น สารทำความเย็นได้ไหลเวียนครบหนึ่งวัฏจักร และมีคุณสมบัติเหมือนตอนเริ่มต้น คุณสมบัติทางอุณหพลศาสตร์ ของสารทำความเย็นตลอดวัฏจักรสามารถศึกษาได้จากการวิเคราะห์วัฏจักรต่อไป

2.4.5 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎี

เมื่อกำหนดวัฏจักรการทำงานลงไปบนแผนภาพมอลเลียร์ ของสารทำความเย็น ดังรูปที่ 2.6 สามารถวิเคราะห์หาปริมาณทางอุณหพลศาสตร์ได้ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.6 แผนภาพวัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎี

ก. งานที่ใช้ในการอัดต่อหนึ่งหน่วยมวล (w_c) ซึ่งเท่ากับพลังงานความร้อนที่เกิดจากการอัดไอสารทำความเย็น (q_w) จากวัฏจักรที่กำหนดในแผนภาพมอลเลียร์ ของสารทำความเย็น ช่วง A ไป B เป็นการอัดแบบ ไอโซโทรปิก หางานที่ใช้ไปเพื่อการอัดได้ดังนี้

$$w_c = h_b - h_a$$

ข. ปริมาณความร้อนที่ถ่ายโอนออกจากสารทำความเย็นต่อหนึ่งหน่วยมวล (q_c) โดยที่ทำให้ไอสารทำความเย็นกลายเป็นสารทำความเย็นเหลวภายใต้ความดันคงตัว พลังงานความร้อนที่ต้องถ่ายโอนออกจากไอสารทำความเย็นหาได้ดังนี้

$$q_c = h_b - h_d$$

ค. ความสามารถในการทำความเย็นต่อหนึ่งหน่วยมวล(q_e) ความสามารถทำความเย็นได้ของวัฏจักรคือการที่สารทำความเย็นเอาพลังงานความร้อนจากเครื่องระเหยจากปริภูมิที่จะทำให้เย็นได้ดังนี้

$$q_e = h_a - h_d$$

ง. สัมประสิทธิ์สมรรถภาพของวัฏจักร (C.O.P.) คืออัตราการทำความเย็นได้ต่องานเครื่องกลใช้ในการอัดไอสารทำความเย็นได้ดังนี้

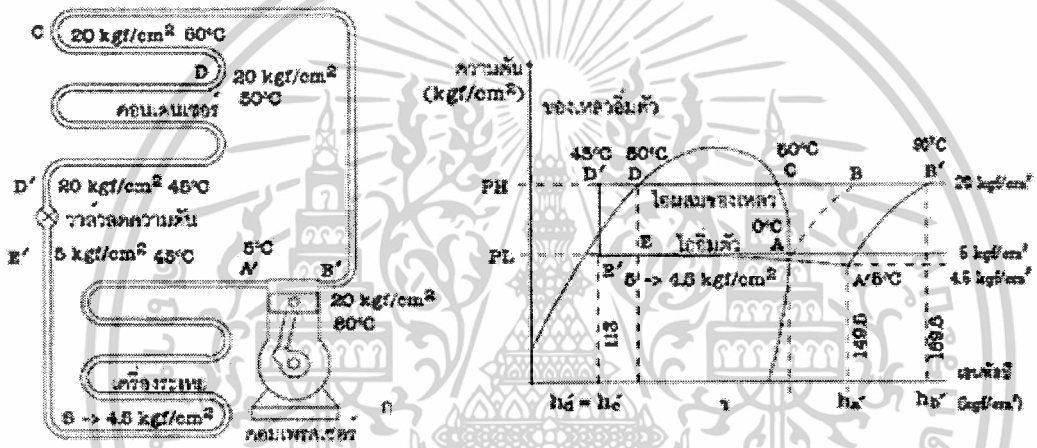
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$C.O.P. = \frac{q_e}{w_c}$$

$$C.O.P. = \frac{(h_a - h_d)}{(h_b - h_a)}$$

2.4.6 วัฏจักรการทำความเย็นทางปฏิบัติ

วัฏจักรการทำความเย็นทางปฏิบัติหรือวัฏจักรทำงานจริงของระบบทำความเย็น ซึ่งได้พิจารณาการลดลงของความดันรวมทั้งสภาวะสถานะของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งต่างๆดังนี้



รูปที่ 2.7 แผนภาพวัฏจักรการทำความเย็นทางปฏิบัติ

ตามรูปที่ 2.7 ข เป็นวัฏจักรที่ได้รับการปรับปรุงโดยการทำให้ไอสารทำความเย็น เย็นก่อนที่จะถูกคอมเพรสเซอร์ดูดเข้าสู่กระบอกสูบหรือห้องอัดมีสภาวะเป็นไอหรือเป็นแก๊ส จึงกำหนดให้ไอสารทำความเย็นได้รับความร้อนเพิ่มจากจุดไออิ่มตัวไปจนถึงจุด A′ (รูปที่ 2.7) ส่งผลทำให้ไอสารทำความเย็นมีระดับอุณหภูมิสูงขึ้นมากกว่าอุณหภูมิอิ่มตัว (อุณหภูมิระเหย) ช่วงของอุณหภูมิที่สูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัว 5°C เรียกว่า ความร้อนยวดยิ่ง (SH) นอกจากนั้นได้ทำให้สารทำความเย็นเหลวอิ่มตัวที่จุด D อุณหภูมิลดอีก 5°C ได้เป็นสารเหลวเย็นยิ่งเรียกว่า ความเย็นยิ่ง (subcool, SC) ที่จุด D′

2.4.7 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นทางปฏิบัติ

เพื่อเป็นการตรวจสอบว่าวัฏจักรทำงานจริงของระบบทำความเย็นที่มีการปรับปรุงแล้ว มีประสิทธิภาพสูงหรือดีกว่าวัฏจักรทางทฤษฎี จึงวิเคราะห์เปรียบเทียบกับวัฏจักรทางทฤษฎีโดยการวิเคราะห์เปรียบเทียบปริมาณต่างๆ พบว่า วัฏจักรทางปฏิบัติหรือวัฏจักรทำงานจริงของระบบทำความเย็นให้ค่าที่สูงกว่า โดยเฉพาะ ค่าความสามารถทำความเย็นขณะที่งานใช้ในการอัดเท่ากัน ส่วนปริมาณ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ความร้อนที่ถ่ายโอนออกที่คอนเดนเซอร์ก็ต้องมากกว่า เพราะปริมาณความร้อนเข้าสู่เครื่องระเหยมากขึ้น (จากความร้อนยวดยิ่งและความเย็นยิ่ง) ส่งผลทำให้ค่า COP หรือ EER ของ วัฏจักรทำงานจริงสูงขึ้น ผลที่เกิดจากการปรับปรุงวัฏจักรทำให้เกิดความร้อนยวดยิ่งและความเย็นยิ่ง ที่ทำให้เกิดผลทางปฏิบัติได้สรุปเป็นข้อๆดังนี้

ก. การเพิ่มความร้อนยวดยิ่ง

การเพิ่มความร้อนยวดยิ่งให้กับวัฏจักรทางปฏิบัติเป็นการป้องกันความเสียหายที่จะเกิดกับคอมเพรสเซอร์ จากแผนภาพมอลเลียร์ประกอบในรูป 2.7 ที่จุด A' ไอร้อนยวดยิ่งที่คอมเพรสเซอร์ดูดเข้าไปสู่ห้องอัด ทำให้เกิดผลอื่นๆ ดังนี้

1. อุณหภูมิของไอสารทำความเย็นทางออกคอมเพรสเซอร์สูงขึ้น ส่งผลให้ต้องใช้คอมเพรสเซอร์ขนาดที่ใช้กำลังงานมากขึ้น หากอุณหภูมิทางออกคอมเพรสเซอร์สูงมากจะทำให้น้ำมันหล่อลื่นในระบบไม่สามารถคงคุณสมบัติในการหล่อลื่นอยู่ได้ อัตราการสึกหรอของกลไกสูง

2. จากแผนภาพมอลเลียร์ ปริมาตรจำเพาะของไอร้อนยวดยิ่งมีค่ามาก ก่อนที่ไอสารจะถูกดูดเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ เมื่ออัตราความเร็วรอบในการอัดเท่าเดิมส่งผลทำให้มวลสารทำความเย็นไหลเวียนในระบบน้อยลง

3. การเกิดเป็นไอร้อนยวดยิ่งในส่วนที่เป็นพื้นที่ใช้งาน (active area) ของเครื่องระเหยเป็นการลดประสิทธิภาพของเครื่องระเหย เพราะพื้นที่ถ่ายโอนพลังงานความร้อนของเครื่องระเหยลดลง

4. ประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์ลดลง เพราะจะต้องใช้พื้นที่ส่วนหนึ่งลดพลังงานความร้อนที่เป็นความร้อนรู้สึกของไอร้อนยวดยิ่งให้เป็นไออิ่มตัว ในแผนภาพมอลเลียร์ คือช่วงจากจุด B' ไป C ก่อนที่จะเกิดการควบแน่นเป็นสารทำความเย็นเหลว

ข. การเพิ่มความเย็นยิ่ง

ส่วนของสารทำความเย็นเหลวที่ออกจากคอนเดนเซอร์(ที่จุด D บนแผนภาพในรูปที่ 2.7) ต้องมีสภาวะเป็นของเหลวอิ่มตัว ในทางปฏิบัติแล้ว จากคอนเดนเซอร์ไปยังวาล์วลดความดันมีระยะห่างกัน ทำให้ท่อนำสารทำความเย็นช่วงนี้ยาว จึงมีสารทำความเย็นบางส่วนเกิดการเดือด เรียกว่าเกิดแฟลชแก๊ส (flash gas) ก่อนจะถึงวาล์วลดความดัน ทำให้สารทำความเย็นเหลวเข้าเครื่องระเหยน้อยกว่ากำหนด ความสามารถในการทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นลดลง วิธีแก้ปัญหาดังกล่าว จึงต้องติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเข้าไปในวงจรท่อ เพื่อถ่ายโอนความร้อนออกจากสารทำความเย็นเหลวอิ่มตัวอีก จากจุด D' ทำให้ระดับอุณหภูมิของสารทำความเย็นเหลวต่ำกว่าอุณหภูมิอิ่มตัว เมื่อลดความดันจะไม่ทำให้เกิดสภาวะไอผสมสารทำความเย็นเหลว การที่สารทำความเย็นเหลวถูกลดอุณหภูมิลง ทำให้ได้สารทำความเย็นเหลวเย็นยิ่ง ซึ่งมีผลทางปฏิบัติดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. ค่าการทำความเย็นของระบบเพิ่มขึ้น ดูจากแผนภาพในรูปที่ 2.7 เห็นว่าได้ค่าการทำความเย็นเพิ่มจากเดิมอีก คือ จาก $h_a - h_d$ เป็น $h_{a'} - h_{d'}$

2. เมื่อทำความเย็นให้ได้ระดับอุณหภูมิคงตัวค่าหนึ่ง เทียบกับวัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎีพบว่า อัตราการไหลเวียนของสารทำความเย็นในระบบน้อยลง

3. อัตราการไหลโดยปริมาตรของสารทำความเย็นลดลงโดยที่สารทำความเย็นตั้งแต่ออกจากเครื่องระเหยจนเข้าสู่คอมเพรสเซอร์มีปริมาตรจำเพาะคงตัว เมื่ออัตราการไหลของสารทำความเย็นลดลง ปริมาตรสารทำความเย็นเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ลดลง

4. ประสิทธิภาพการทำความเย็นเพิ่ม เพราะงานใช้ในการอัดไอสารทำความเย็นเท่าเดิม แต่ความสามารถการทำความเย็นเพิ่มขึ้น

5. กำลังงานที่คอมเพรสเซอร์ใช้ในการอัดน้อยลง ผลเนื่องมาจากข้อ 3 เมื่ออัตราการไหลของมวลที่พอดีต่อการทำความเย็น 1 kw ลดลง ปริมาตรของมวลสารที่ความเย็นเข้าสู่ คอมเพรสเซอร์ลดลง งานที่ใช้ในการอัดไอสารทำความเย็นจึงลดลงด้วย

ค. ผลกระทบอื่นๆในทางปฏิบัติ

เนื่องมาจากทางปฏิบัติจริงแล้วการออกแบบเพื่อใช้งานรูปแบบเครื่องทำความเย็นให้เหมาะสมกับสภาพใช้งาน ให้สวยงาม อีกทั้งในกระบวนการผลิตมีการต่อท่อ การดัดโค้งงอ ส่งผลให้ความดันในระบบลดลง พอสรุปได้ดังนี้

1. ความดันลดลงในคอนเดนเซอร์ เมื่อลูกสูบคอมเพรสเซอร์อัดไอสารจนถึงศูนย์ตายบน ไอสารทำความเย็นถูกอัดออกจากกระบอกสูบ ครั้นลูกสูบเลื่อนลงจากศูนย์ตายบน วาล์วของคอมเพรสเซอร์ยังไม่ทันปิด ไอความดันสูงในท่องทางอัดดันกลับเข้าสู่กระบอกสูบอีก ความดันไอสารทำความเย็นก็ลดลงเท่ากับความดันไอสารทำความเย็นในคอมเพรสเซอร์

2. ความดันลดลงในคอนเดนเซอร์เนื่องจากความยาวท่อ และความโค้งงอของท่อตลอดช่วงคอนเดนเซอร์ตั้งแต่ไอสารทำความเย็นออกจากคอมเพรสเซอร์ไปจนสิ้นสุดคอนเดนเซอร์

3. ความดันลดลงช่วงทางออกคอนเดนเซอร์ไปยังอุปกรณ์ลดความดันทั้งนี้อาจอยู่ในถังพักสะสมสารทำความเย็น (ถ้ามี) เกิดจากการสูญเสียพลังงานความร้อนให้กับสิ่งแวดล้อมรอบๆท่อจากคอนเดนเซอร์ไปยังวาล์วลดความดัน อุณหภูมิสารทำความเย็นเหลวลดลงความดันลดลงด้วย โดยที่ยังคงสภาพเป็นของเหลวอิ่มตัว ทำให้เกิดผลดีคือ ไม่เกิด แฟลชแก๊ส ก่อนเข้าสู่อุปกรณ์ลดความดัน หากเกิดแฟลชแก๊สขึ้นจะเป็นการลดประสิทธิภาพเครื่องระเหย

4. ความดันลดลงในเครื่องระเหย ส่งผลให้ไอสารทำความเย็นระเหยในเครื่องระเหยที่อุณหภูมิต่ำความดันต่ำ ซึ่งเป็นไอมีปริมาตรจำเพาะมาก ความดันไอสารทำความเย็นด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ต่ำจึงต้องใช้กำลังงานอัดไอสารทำความเย็นมาก การติดตั้งระบบทำความเย็นต้องระมัดระวังมิให้ความดันในเครื่องระเหยลดลงมาก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. ความดันไอสารทำความเย็นลดลง เมื่อไอสารทำความเย็นผ่านลิ้นดูดของคอมเพรสเซอร์ในจังหวะดูด ลูกสูบเคลื่อนลงทำให้เกิดปริมาตรว่างทันทีทันใด ทำให้ความดันไอสารทำความเย็นที่ต้นทางท่อทางดูดเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ลดลง ซึ่งส่งผลให้ไอสารทำความเย็นที่จะถูกอัดในวัฏจักรต่อไปใช้กำลังงานมาก

2.5 อุปกรณ์ทำความเย็น

2.5.1 คอมเพรสเซอร์

เป็นอุปกรณ์หลักหนึ่งในสี่ของเครื่องทำความเย็น ปัจจุบันคอมเพรสเซอร์มีการพัฒนาให้มีประสิทธิภาพสูง ขนาดเล็กลง คอมเพรสเซอร์มีหลายชนิด หลายแบบ แต่ละชนิด แต่ละแบบ มีวิธีการอัดไอสารทำความเย็นแตกต่างกัน ในระบบทำความเย็น คอมเพรสเซอร์ทำหน้าที่อัดไอสารทำความเย็น เป็นไปตามกระบวนการ โพลิโทรปิก และเส้นทางกระบวนการไปตามเส้นเอนโทรปีคงตัว ทำให้ได้ ไอสารทำความเย็น อุณหภูมิสูง ความดันสูง ปริมาตรลดลง โมเลกุลสารทำความเย็นอยู่ใกล้ชิดกัน และส่งไอสารที่อัดได้เข้าสู่อุปกรณ์หลักอื่นต่อเนื่องกันไป

1. ชนิดของคอมเพรสเซอร์ แบ่งตามโครงสร้าง แบบหุ้มปิด หรือ แบบเฮอร์เมติก แบบกึ่งปิด หรือ เซมิเฮอร์เมติก สามารถถอดออกมาทำการซ่อมบำรุงได้ แบบเปิด อุปกรณ์ต้นกำลัง อาจเป็นมอเตอร์ หรือ เครื่องยนต์ก็ได้

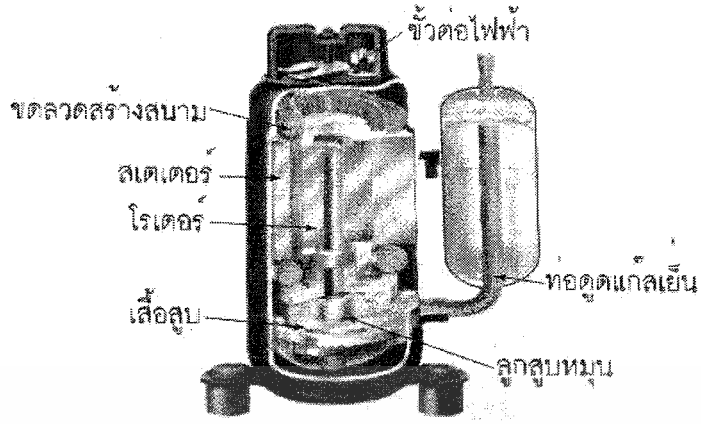
2. ชนิดของคอมเพรสเซอร์ แบ่งตามวิธีการอัด คอมเพรสเซอร์ มีวิธีการอัดไอสารทำความเย็นแตกต่างกัน 5 วิธี คือ คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบอัด โดยลูกสูบเคลื่อนที่ในแนวเส้นตรงภายในกระบอกสูบ แบบหมุนอัดโดยใช้ลูกสูบหมุน แบบหอยโข่งอัดโดยใช้หลักการถ่ายโอนพลังงานจลน์การหมุนให้กับไอสารทำความเย็น และแบบก้นหอยอัด โดยใช้หลักการรีดอัดโดยก้นหอยโคจรรีดอัดไล่สารทำความเย็นให้ไหลเข้าสู่ศูนย์กลางก้นหอย

3. ชนิดของคอมเพรสเซอร์ แบ่งตามวิธีการสร้างความดัน มีอยู่ด้วยกัน 2 วิธี คือ แบบสร้างความดันไอสารทำความเย็นโดยการทำให้ปริมาตรไอสารลดลง (positive displacement compressors) และแบบเพิ่มความดันไอสารทำความเย็นโดยการถ่ายโอนพลังงานจลน์จากการหมุนให้กับไอสาร (dynamic compressors)

4. คอมเพรสเซอร์ แบบหมุน

คอมเพรสเซอร์แบบหมุนเป็นแบบที่วิธีการอัดไอสารทำความเย็นโดยลูกสูบหมุน โดยมีส่วนประกอบพื้นฐานเป็นดังรูปที่ 2.8 ได้รับการออกแบบใช้งานแตกต่างกันอย่างเด่นชัด มีสองแบบดังนี้

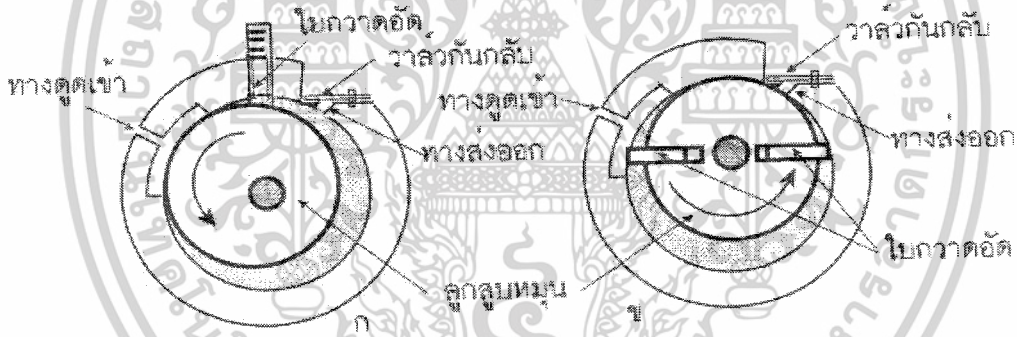
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.8 คอมเพรสเซอร์แบบหมุน

ตามรูปที่ 2.8 เป็นลักษณะของคอมเพรสเซอร์แบบหมุน และแสดงส่วนประกอบหลัก เช่น ลูกสูบหมุน เสื้อสูบ สเตเตอร์ โรเตอร์ ท่อทางดูด และท่อทางส่งออก

- แบบลูกสูบหมุนใบกวาดอัดไออยู่กับที่ ลักษณะส่วนประกอบเป็นดังรูปที่ 2.8 ส่วนที่ทำการอัดไอสารเป็นดังรูปที่ 2.9ก



รูปที่ 2.9 แผนภาพการอัดไอสารทำความเย็นของคอมเพรสเซอร์แบบหมุน

ตามรูปที่ 2.9ก แสดงการทำงานอัดไอสารทำความเย็นแบบลูกสูบหมุน ใบกวาดทำหน้าที่กั้นอัดอยู่กับที่ เมื่อลูกสูบอยู่ในตำแหน่ง B เป็นการสิ้นสุดการอัด และเริ่มดูดไอสารทำความเย็นเข้ามาเต็มห้องอัด และที่ตำแหน่ง A ลูกสูบหมุนมาปิดช่องทางดูด และเริ่มอัดไล่ไอสารทำความเย็นให้มีปริมาตรลดลง จนความดันไอสารทำความเย็นภายในห้องอัดสูงเท่ากับ หรือมากกว่าความดันไอสารทำความเย็นในท่อทางส่งออก วาล์วกันกลับจะเปิดให้ไอสารทำความเย็นความดันสูงอุณหภูมิสูงไปสู่ท่อทางส่งออก แล้วลูกสูบก็จะหมุนอัดไล่ไปจนอยู่ในตำแหน่ง B เป็นการครบวงจรการอัด

แบบลูกสูบหมุนใบกวาดอัดไอเคลื่อนที่ไปพร้อมกับลูกสูบหมุนดังรูปที่ 2.9ข แบบลูกสูบหมุนใบกวาดเคลื่อนที่ไปพร้อมลูกสูบเมื่อลูกสูบหมุนในทิศทางตามลูกศรไอสารทำความเย็นจะถูกดูดเข้ามาอยู่ในช่องว่างระหว่างใบกวาดอัดสองใบที่อยู่ต่อเนื่องกันของช่อง 1 เมื่อลูกสูบหมุนไปจนอยู่ที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำนักหอสมุดกลาง พระจอมเกล้าลาดกระบัง

ตำแหน่ง C ไอสารทำความเย็นจะถูกปิดกั้นให้อยู่ระหว่างใบกวาดอัดและเมื่อไปอยู่ที่ตำแหน่ง D ไอสารทำความเย็นถูกอัดให้มีปริมาตรลดลง ไอสารทำความเย็นมีความดันสูงขึ้นเท่ากับ ความดันไอสารในท่อทางส่งออก วาล์วกันกลับก็จะเปิดให้ไอสารทำความเย็นไหลออกทางส่งออก และช่องที่ 1 ก็กลับมาอยู่ในตำแหน่งเริ่มต้นอีกเป็นการครบวัฏจักร

2.5.2 คอนเดนเซอร์

เป็นอุปกรณ์หลัก หนึ่งในสี่ ของระบบทำความเย็น ทำหน้าที่ถ่ายโอนความร้อนที่ระบบรับไว้ทั้งหมดออกไปจากระบบ คอนเดนเซอร์มีหลายชนิดแต่ละชนิดมีหลายรูปแบบทั้งนี้ต่างได้รับการออกแบบพัฒนาให้เหมาะสมกับแต่ละงานและขนาดเครื่องทำความเย็น ที่สำคัญต้องมีประสิทธิภาพในการถ่ายโอนความร้อน การถ่ายโอนความร้อนก็มีทั้งแบบใช้อากาศ หรือใช้น้ำเป็นตัวกลางในการถ่ายโอนความร้อน การถ่ายโอนความร้อนด้วยอากาศมีทั้งแบบ ตามธรรมชาติ หรือแบบบังคับให้อากาศไหลผ่าน

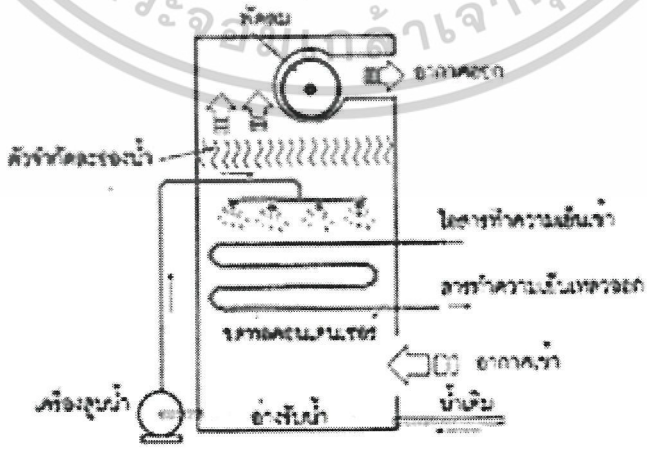
ก. ชนิดคอนเดนเซอร์

แบ่งตามโครงสร้าง มีด้วยกันหลายแบบ ดังนี้ แบบท่อเปลือย แบบเพลท แบบขดท่อใต้ผิว แบบมีครีบแบบแกนรวม แบบขดท่อมีเปลือกหุ้มรวม และแบบชุดท่อขนานและเปลือกหุ้มรวม ชนิดคอนเดนเซอร์ แบ่งตามวิธีการถ่ายโอนความร้อน

1. แบบถ่ายโอนความร้อนด้วยอากาศ ก็แบ่งได้อีกเป็น แบบอากาศไหลผ่านตามธรรมชาติ และแบบบังคับให้ไหลผ่านด้วยพัดลม

2. แบบระบายความร้อนด้วยน้ำ ก็แบ่งได้อีกเป็น ใช้น้ำแล้วทิ้ง และใช้น้ำแล้วหมุนวน

3. แบบเครื่องควบแน่นแบบระเหย วิธีนี้ ถ่ายโอนความร้อนด้วยอากาศและการระเหยตัวของน้ำ เป็นอุปกรณ์ที่ใช้น้ำแบบประหยัด เพราะได้รวมคอนเดนเซอร์ กับชุดควบคุมตัวกลางระบายความร้อนเข้าเป็นชุดเดียวกัน



รูปที่ 2.10 แผนภาพโครงสร้างและส่วนประกอบเครื่องควบแน่นแบบระเหย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้
103131

ตามรูป 2.8 แสดงให้เห็นการไหลผ่านอากาศและการสเปรย์น้ำ ให้เป็นละอองคลุมทั่วคอยล์คอนเดนเซอร์ ที่ไอสารทำความเย็นไหลผ่าน ขณะเดียวกัน เครื่องเป่าลมตอนบน ดูดให้อากาศไหลสวนทางกับน้ำที่สเปรย์ลง ปั๊มน้ำจะสูบน้ำจากอ่างรับน้ำตอนล่างของคอนเดนเซอร์ส่งไปสู่ตัวสเปรย์แล้วพ่นกลับลงมาอีก

ในคอนเดนเซอร์แบบนี้ น้ำและอากาศถ่ายโอนรับเอาความร้อนออกมาจากสารทำความเย็นในคอนเดนเซอร์ ความร้อนส่วนหนึ่งถูกใช้เป็นความร้อนเพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้น้ำกับอากาศ และอีกส่วนถูกใช้เพื่อการระเหยตัวของน้ำ หรือถูกใช้เป็นความร้อนแฝงการกลายเป็นไอของน้ำ จึงต้องให้ความสำคัญทั้งอากาศและน้ำที่เป็นตัวกลางช่วยระบายความร้อน

ปริมาณน้ำที่ฉีดพ่นลงให้ไหลอาบหุ้มทั่วคอนเดนเซอร์ และต้องให้มีปริมาณเพียงพอที่จะทำให้ผิวท่อน้ำไอสารทำความเย็นเปียกชุมทั่วตลอดเวลาเพื่อประสิทธิภาพการถ่ายโอนความร้อนสูงสุด (ระหว่างสารทำความเย็นกับฟิล์มน้ำที่เปียกหุ้มผิวท่อ) อย่างไรก็ตาม การเพิ่มอัตราการไหลเวียนของน้ำให้มากเกินความจำเป็น มากกว่าทำให้ผิวนอกท่อเปียก เป็นการสิ้นเปลืองพลังงานที่ใช้ปั๊มน้ำ มิได้เพิ่มความสามารถของคอนเดนเซอร์เลย

ส่วนอากาศจากภายนอกถูกดูดเข้าด้านข้างตอนล่างด้วยเครื่องเป่าลม ซึ่งเป่าออกทางตอนบน ความสามารถของคอนเดนเซอร์แบบนี้จะเพิ่มขึ้นตามปริมาตรของอากาศที่ไหลเวียนผ่านคอนเดนเซอร์มากขึ้น ในทางปฏิบัติแล้ว ปริมาตรอากาศไหลผ่านคอนเดนเซอร์มากต้องถูกควบคุมความเร็ว โดยความเร็วลมสูงสุดที่ไม่มีละอองน้ำผ่านตัวจำกัดออกไป ซึ่งตัวจำกัดติดตั้งไว้ระดับเหนือหัวสเปรย์ เพื่อป้องกัน หรือขจัดละอองน้ำเล็กๆ ถูกแรงลมอุ้มให้ลอยขึ้นไป เมื่อละอองน้ำดังกล่าวมาถึงตัวจำกัดจะรวมกันเป็นหยดตกลงสู่อ่างรองรับตอนล่าง

ประสิทธิภาพของคอนเดนเซอร์แบบระเหยสูงหรือต่ำขึ้นอยู่กับอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศเข้าสู่คอนเดนเซอร์ หากอุณหภูมิกระเปาะเปียกต่ำ (ไอน้ำในอากาศน้อย) น้ำระเหยตัวได้มากจะมีประสิทธิภาพสูง สำหรับคอนเดนเซอร์แบบระเหยจะสิ้นเปลืองน้ำเนื่องจากการระเหยเป็นไอโดยประมาณที่ 1 ลิตร ต่อหนึ่งตันความเย็นในเวลาหนึ่งชั่วโมง หรือประมาณ 2 แกลลอน และสูญเสียจากละอองน้ำปนไปในอากาศและรั่วซึมอีกประมาณ 2 แกลลอน รวมแล้วจะมีน้ำสูญเสียไปประมาณ 2 ลิตร หรือ 4 แกลลอน ต่อหนึ่งตันความเย็นในเวลาหนึ่งชั่วโมง จำเป็นต้องมีน้ำเพิ่มเข้าไปในอ่างรับน้ำเท่าจำนวนที่สูญเสียไปตามความสามารถระบายความร้อนประมาณ 1054.4 กิโลจูล ความร้อนที่สารทำความเย็นถ่ายโอนออกที่คอนเดนเซอร์จะไปเพิ่มอุณหภูมิให้กับอากาศ และเป็นความร้อนแฝงอยู่ในไอน้ำที่ปะปนไปในอากาศที่ถูกเป่าออกทางตอนบนของคอนเดนเซอร์

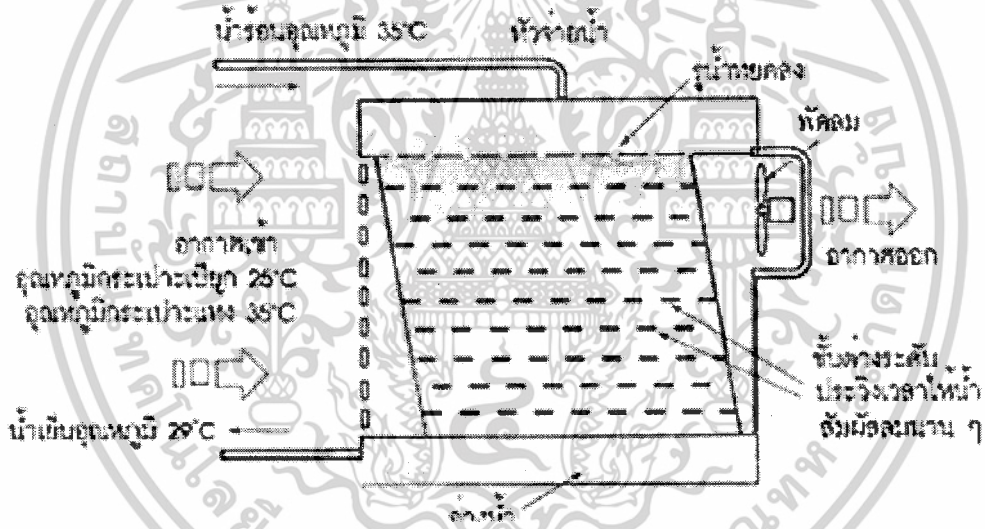
ข้อดีของคอนเดนเซอร์แบบระเหย คือ เรื่องทำความสะอาด เพราะคอนเดนเซอร์เป็นขดท่อเปลือย ทำความสะอาดผิวท่อได้ง่าย เมื่อผิวท่อสะอาดการถ่ายโอนความร้อนได้ดีขึ้น ส่วนข้อเสียคืออากาศที่ออกจากคอนเดนเซอร์แบบระเหยจะมีความชื้นสูง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การพัฒนาคอนเดนเซอร์แบบระเหยให้ประสิทธิภาพสูง โดยให้ไอร้อนสารทำความเย็นที่มาจากคอมเพรสเซอร์ไหลผ่านท่อที่ทางอากาศออกจากคอนเดนเซอร์เพื่อทำลายความร้อนยวดยิ่งของไอสารทำความเย็นก่อนเข้าสู่ส่วนถ่ายโอนความร้อนคอนเดนเซอร์แบบระเหย นอกจากนี้ยังทำให้สารทำความเย็นเหลวเป็นของเหลวเย็นยวดยิ่ง โดยการนำถังพักสารทำความเย็นเหลวไปแช่อยู่ในอ่างสำหรับน้ำตอนล่างคอนเดนเซอร์

4. หอทำความเย็น

หอทำความเย็น (Cooling Tower) เป็นอุปกรณ์ใช้ระบายความร้อนออกจากน้ำที่ส่งมาจากคอนเดนเซอร์ โดยให้อากาศจากภายนอกพัดผ่านน้ำหล่อเย็น ความสามารถของหอทำความเย็นขึ้นอยู่กับปริมาณหรือจำนวนน้ำที่ระเหยไปได้ ทั้งนี้เพราะว่าน้ำส่วนที่ระเหยไปจะดึงเอาความร้อนจากน้ำส่วนที่เหลือไปเป็นความร้อนแฝงในการกลายเป็นไอ ทำให้อุณหภูมิของน้ำส่วนที่เหลือลดลง โดยอัตราการระเหยได้ของน้ำจะสัมพันธ์กับอุณหภูมิกระเปาะเปียก (WB) ของอากาศที่ไหลผ่าน



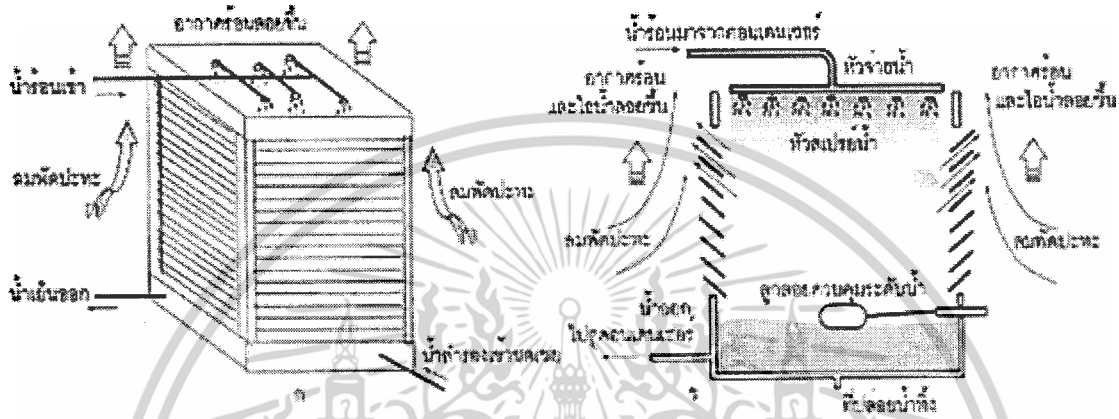
รูปที่ 2.11 แผนภาพส่วนประกอบและการไหลของอากาศผ่านหอทำความเย็น

การใช้หอทำความเย็นต้องทำให้น้ำที่ไหลกลับไปยังคอนเดนเซอร์อุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียกของอากาศภายนอกอาคารได้ 4°C (7°F)(WB) ดังรูปที่ 2.11 โดยที่อากาศภายนอกอาคารอุณหภูมิ 25°C (78°F)(WB) เมื่อผ่านหอทำความเย็น อุณหภูมิน้ำที่จะไหลไปยังคอนเดนเซอร์เป็น 29°C (85°F)(WB) โดยหอทำความเย็นจะใช้กับระบบทำความเย็นขนาดตั้งแต่ 2 ตันขึ้นไป หอทำความเย็นแบ่งออกได้สองแบบดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.1 หอทำความเย็นระบายความร้อนตามธรรมชาติ (Natural Draft Tower)

หอทำความเย็นแบบนี้อากาศที่ไหลผ่านน้ำเป็นไปตามธรรมชาติ ไม่มีอุปกรณ์ใดๆมาช่วยในการไหล วัสดุที่ใช้ทำต้องทนทานต่อสภาพอากาศเช่น ไม้สน ไฟเบอร์ แผ่นโลหะเคลือบสังกะสี น้ำร้อนจากคอนเดนเซอร์ ที่จะทำให้เย็น ไหลเข้าทางตอนบนและถูกพ่นลงหรือ สเปรย์ลง ละอองน้ำหรือหยดน้ำจะตกผ่านอากาศลงสู่อ่างรับน้ำตอนล่างหอทำความเย็น



รูปที่ 2.12 แผนภาพส่วนประกอบหอทำความเย็นแบบอากาศผ่านตามธรรมชาติ

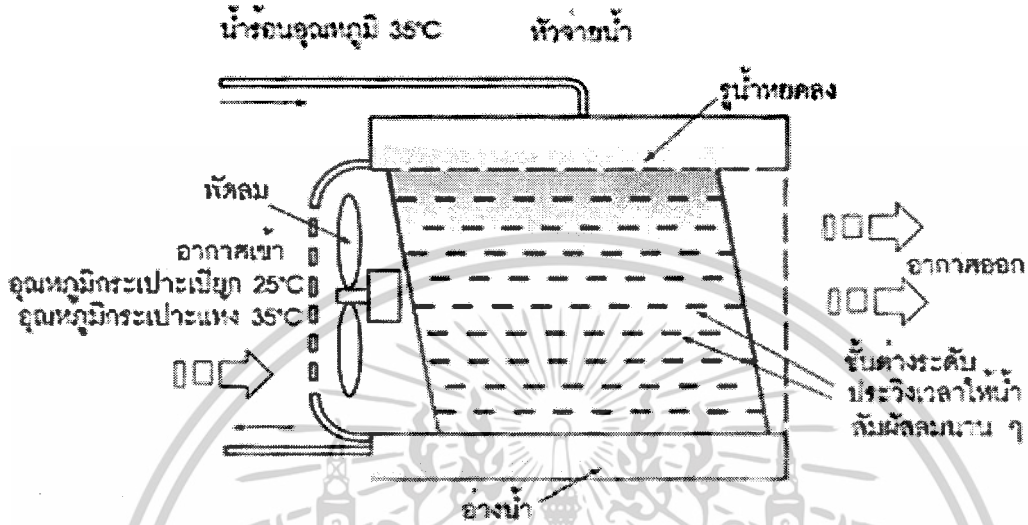
ตามรูป 2.12ก หอทำความเย็นระบายความร้อนตามธรรมชาติ อากาศไหลผ่านตามธรรมชาติจึงจำเป็นต้องติดตั้งอยู่ในที่โล่งหรือในที่ที่มีลมพัดผ่าน หากอยู่ในมุมอับไม่มีอากาศไหลผ่านอุณหภูมิจะสูงกว่าปกติ น้ำที่ระเหยไปจะดึงเอาความร้อนจากน้ำส่วนที่เหลือ ซึ่งเป็นการเพิ่มความสามารถของหอทำความเย็น และจะมีน้ำสำรองที่ถูกควบคุมคุณภาพจากถังพักน้ำไหลเข้ามาชดเชยโดยน้ำที่ไหลเข้ามาถูกควบคุมระดับให้เหมาะสมตลอดเวลาด้วยวาล์วลูกลอย ส่วนรูปที่ 2.12ข แสดงทิศทางการไหลของอากาศวนทางกับน้ำที่สเปรย์ลง หากหอทำความเย็นทำงานปกติอุณหภูมิน้ำที่อ่างรับน้ำของหอทำความเย็นจะสูงกว่าอุณหภูมิกระเปาะเปียก (WB) ประมาณ 5-7°C จากนั้นน้ำจะถูกส่งเข้าไปถ่ายโอนรับเอาภาระความร้อนจากคอนเดนเซอร์แล้วกลับมาสู่ตอนบนของหอทำความเย็นต่อไป

หอทำความเย็นมีความสัมพันธ์กับสภาวะอากาศโดยรอบสองกรณีดังนี้

1. กรณีติดตั้งหอทำความเย็นแบบนี้ในเขตที่อุณหภูมิต่ำ ในฤดูหนาวน้ำอาจแข็งตัว หากไม่มีสารป้องกันการแข็งตัวของน้ำ ต้องใส่ตัวทำความร้อนไว้ในอ่างรับน้ำตอนล่าง
2. น้ำอาจเย็นจัดจนทำให้ความดันหัวลดลงจึงจำเป็นต้องติดตั้งวาล์วอัตโนมัติเพื่อควบคุมความดัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 หอทำความเย็นแบบบังคับอากาศไหลผ่าน (Force Draft Tower) หอทำความเย็นที่บังคับอากาศไหลผ่านมีสองแบบ คือ แบบบังคับให้อากาศไหลเข้าสู่หอทำความเย็นดังรูปที่ 2.13 และแบบดูดอากาศออกจากหอทำความเย็น



รูปที่ 2.13 แผนภาพส่วนประกอบหอทำความเย็นแบบบังคับอากาศไหลผ่าน

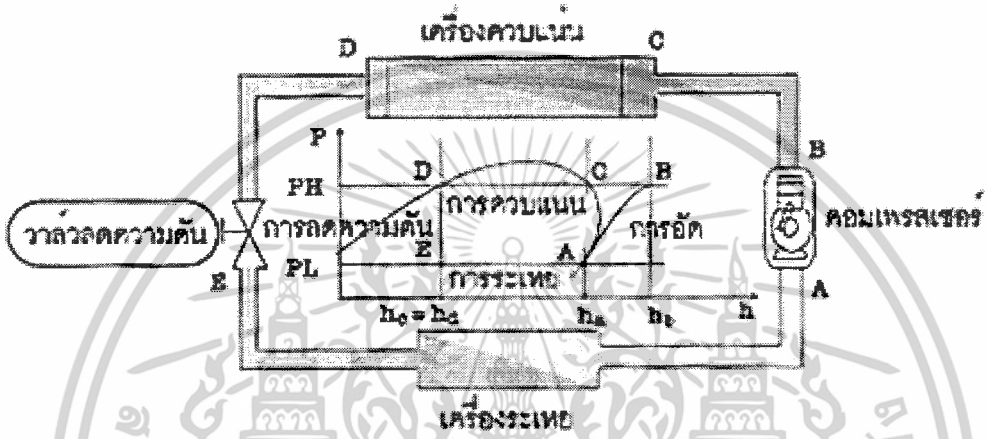
ตามรูปที่ 2.13 เป็นหอทำความเย็นแบบบังคับอากาศไหลผ่าน มีพัดลมช่วยในการบังคับอากาศให้ไหลผ่านพื้นผิวที่เปียก น้ำที่ออกมาจากคอนเดนเซอร์ไหลเข้าถาดน้ำตอนบนหอทำความเย็นที่ก้นถาดนี้มีรูเล็กๆมากมาย น้ำในถาดไหลผ่านรูนี้หยดลงสู่ถาดรองรับตอนล่าง โดยหยดน้ำจะตกกระทบแผ่นกั้นที่ทำเป็นชั้นต่างระดับหลายๆชั้นซ้อนกันเพื่อชะลอความเร็วของหยดน้ำให้น้ำได้อยู่ในอากาศเป็นเวลานานก่อนตกถึงอ่างรองรับ แผ่นกั้นหรือชั้นต่างระดับทำด้วยไม้สนหรือไฟเบอร์ เพื่อเพิ่มพื้นที่ผิวให้กับน้ำ เมื่ออากาศไหลผ่านจะระเหยได้เร็วและเย็นลง ส่วนน้ำที่ระเหยไปถูกทดแทนด้วยน้ำจากระบบน้ำสำรองหรือระบบประปา ซึ่งจะมีวาล์วลูกลอยควบคุมระดับน้ำในอ่างตอนล่างให้เหมาะสมตลอดเวลา

หอทำความเย็นแบบนี้สามารถติดตั้งได้ทุกตำแหน่ง เพราะมีพัดลมบังคับอากาศให้ไหลผ่านติดตั้งภายในอาคารก็ได้ แต่ต้องมีช่องให้อากาศเข้าออก และป้องกันลมธรรมชาติไม่ให้ไหลผ่านสวนทางกับลมจากพัดลม พัดลมดูดอากาศจะถูกควบคุมการเปิด-ปิดด้วยอุณหภูมิของน้ำของหอทำความเย็น ซึ่งจะเป็นการควบคุมความดันหัว ขนาดของหอทำความเย็นแบบนี้จะเล็กกว่าแบบระบายความร้อนตามธรรมชาติที่ความสามารถเท่ากัน การติดตั้งมีความคล่องตัวเพราะมีพัดลมช่วยทำให้เกิดการเคลื่อนที่ของอากาศ การระบายความร้อนให้กับคอนเดนเซอร์แบบบังคับอากาศและน้ำให้ไหลผ่านนั้นต้องมีความเหมาะสม ระหว่างอัตราการไหลเข้าของอากาศหรือน้ำกับปริมาณความร้อนที่ต้องนำออกไปทิ้ง เพื่อประสิทธิภาพของระบบทำความเย็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.5.3 อุปกรณ์ควบคุมปริมาณและลดความดันสารทำความเย็น

อุปกรณ์ควบคุมปริมาณและลดความดันสารทำความเย็นหรือวาล์วลดความดัน เป็นหนึ่งในสี่ของอุปกณ์หลักของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอสารทำความเย็น หากพิจารณาจากวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอสารในแผนภาพมอลเลียร์ ดังรูปที่ 2.14 ในวัฏจักรจะเห็นได้ว่าเป็นอุปกรณ์ที่เชื่อมต่อระหว่างคอนเดนเซอร์กับเครื่องระเหย ในระบบทำความเย็นอุปกรณ์ควบคุมปริมาณและลดความดันสารทำความเย็นมีหลายแบบ และหลักการควบคุมปริมาณสารทำความเย็นก็แตกต่างกันไป



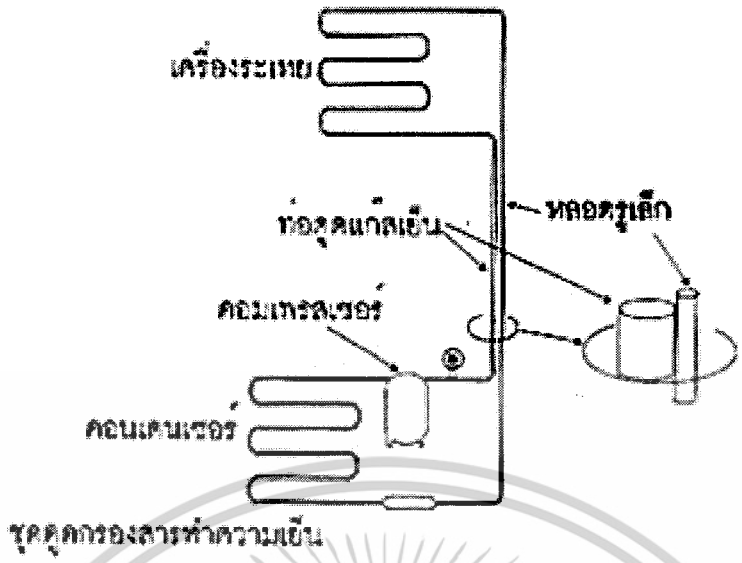
รูปที่ 2.14 แผนภาพตำแหน่งในวัฏจักรของวาล์วควบคุมปริมาณและลดความดันสารทำความเย็น

อุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็น (Refrigerant control) จะควบคุมปริมาณสารทำความเย็นที่ไหลเข้าสู่เครื่องระเหยให้ได้สัดส่วนกับสารทำความเย็น ที่ระเหยในเครื่องระเหย และรักษาระดับค่าความแตกต่างความดัน ระหว่างด้านความดันสูงกับด้านความดันต่ำให้อยู่ในระดับเดิม ให้เหมาะที่สารทำความเย็นจะกลายเป็นไอในเครื่องระเหย และด้านความดันสูงเกิดการควบแน่นในคอนเดนเซอร์ อุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็นมีอยู่ 6 ชนิดพื้นฐาน คือ หลอดรูเล็ก (Capillary Tube) วาล์วระเหยสารทำความเย็นปรับด้วยมือ (Hand Expansion Valve) วาล์วระเหยสารทำความเย็นอัตโนมัติ (Automatic Expansion Valve) วาล์วลูกลอยด้านความดันต่ำ

หลอดรูเล็ก

หลอดรูเล็ก เป็นอุปกรณ์ใช้ควบคุมสารทำความเย็นที่ไม่ซับซ้อน ไม่มีส่วนประกอบใดๆ เคลื่อนไหว มีลักษณะเป็นท่อโลหะเส้นผ่านศูนย์กลางในท่อประมาณ 0.8 ถึง 2.0 mm และยาวประมาณ 1 m ติดตั้งอยู่ระหว่างคอนเดนเซอร์กับเครื่องระเหยดังรูปที่ 2.15

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.15 วงจรท่อเครื่องทำความเย็นใช้หลอดรูเล็กควบคุมสารทำความเย็น

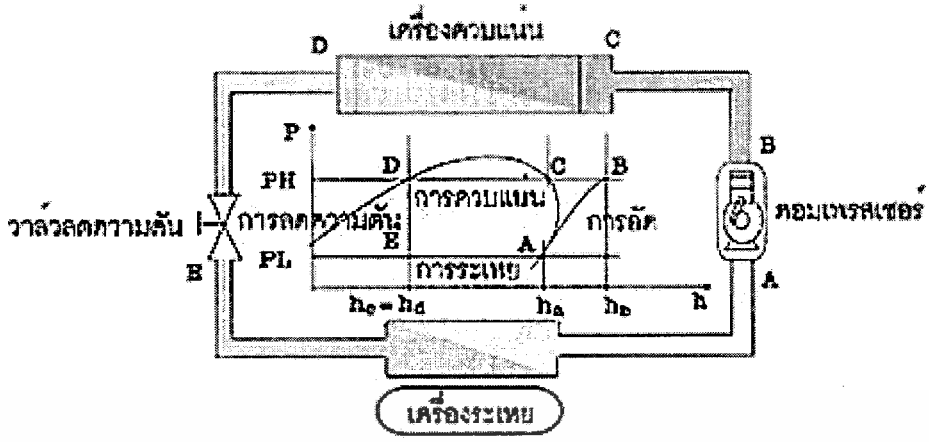
ตามรูปที่ 2.15 แสดงวงจรท่อที่ใช้หลอดรูเล็กเป็นอุปกรณ์ควบคุมปริมาณสารทำความเย็นและลดความดันเชื่อมต่อระหว่างคอนเดนเซอร์กับเครื่องระเหย ในทางปฏิบัติจะแนบติดท่อดูดแก๊สเย็นหรือสอดอยู่ในท่อดูดแก๊สเย็นหรือท่อทางกลับ เพื่อให้เกิดการถ่ายโอนความร้อนไปให้ไอสารทำความเย็นในท่อดูดแก๊สเย็น

การควบคุมสารทำความเย็นของหลอดรูเล็ก ในวงจรท่อของระบบทำความเย็นที่ใช้หลอดรูเล็ก ซึ่งเชื่อมต่อระหว่างคอนเดนเซอร์กับเครื่องระเหยขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางหลอดรูเล็กจะเล็กกว่าเส้นผ่านศูนย์กลางท่อคอนเดนเซอร์ เมื่ออัตราการไหลของสารทำความเย็นคงตัวในวงจรท่อสารทำความเย็นเหลวจากคอนเดนเซอร์เข้าสู่หลอดรูเล็กด้วยความเร็วการไหลสูงขึ้น ความต้านทานการไหลสูงขึ้นความดันของของไหลในหลอดรูเล็กลดลงตามทฤษฎีของแบร์นูลลี ทำให้อุณหภูมิการกลายเป็นไอสารทำความเย็นต่ำลงและเริ่มเกิดแฟลชแก๊สในหลอดรูเล็กจากผลดังกล่าวจึงใช้หลอดรูเล็กทำหน้าที่ลดความดันสารทำความเย็นจากคอนเดนเซอร์ไปยังเครื่องระเหย

2.5.4 เครื่องระเหย

เครื่องระเหย (Evaporator) เป็นอุปกรณ์หลักหนึ่งในสี่ของระบบทำความเย็นแบบอัดไอสารทำความเย็นมีหลายชนิด แต่ละชนิดก็มีหลายแบบ โดยแต่ละชนิดทำหน้าที่ถ่ายโอนรับเอาพลังงานความร้อนจากผลิตภัณฑ์หรือจากปริภูมิเช่นเดียวกัน นอกจากนั้น เครื่องระเหยได้รับการออกแบบรูปทรงให้เหมาะสมกับการใช้งานหรือเหมาะสมกับระดับอุณหภูมิที่นำไปใช้ การทำงานของเครื่องระเหยจะอยู่ในตำแหน่งที่สอดคล้องกับตำแหน่งในวัฏจักรการทำความเย็นดังรูปที่ 2.16

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.16 แผนภาพตำแหน่งเครื่องระเหยในวัฏจักรบนแผนภาพมอลเลียร์

เครื่องระเหยทำหน้าที่ถ่ายโอนรับเอาพลังงานความร้อนไปจากผลิตภัณฑ์หรือปริภูมิ แล้วถูกถ่ายโอนผ่านผนังท่อไปให้สารทำความเย็นภายในท่อเครื่องระเหย สารทำความเย็นที่ถูกลดความดันด้วยอุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็นเมื่อเข้าสู่เครื่องระเหยก็จะเข้าสู่สภาวะอิ่มตัว เปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ และเครื่องระเหยที่ทำให้สารทำความเย็นกลายเป็นไอได้ปริมาณที่มากในหนึ่งหน่วยเวลาเรียกว่า วิสัยสามารถ (Capacity) ของเครื่องระเหยหรือเครื่องทำความเย็น ปริมาณพลังงานความร้อนที่ถ่ายโอนออกไปจากผลิตภัณฑ์ หรือ ปริภูมิจะทำให้ระดับพลังงานความร้อนในปริภูมิต่ำลง หรือเรียกว่าเกิดการทำความเย็น

การถ่ายโอนความร้อนผ่านผนังท่อของเครื่องระเหยได้ดี วัสดุที่ใช้ทำเครื่องระเหยต้องมีคุณสมบัติเป็นตัวนำความร้อนที่ดีและไม่ทำปฏิกิริยาเคมีกับสารทำความเย็นและน้ำมันหล่อลื่นที่ใช้ในระบบ นอกจากนั้น รูปแบบของเครื่องระเหยก็ต้องเหมาะสมกับงานที่ใช้ มีประสิทธิภาพสูงและประหยัด

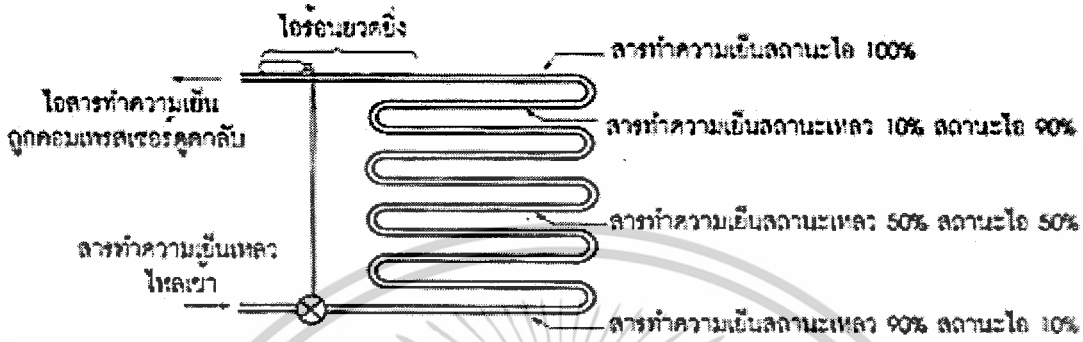
เครื่องระเหยที่ใช้งานในระบบทำความเย็นถูกสร้างและออกแบบใช้งานแตกต่างกันไปเพื่อให้เหมาะสมกับระดับอุณหภูมิใช้งาน และที่สำคัญให้ประหยัดและมีประสิทธิภาพถ่ายโอนความร้อนสูง

ก. ชนิดเครื่องระเหยแบ่งตามวิธีการถ่ายโอนความร้อน

1. ชนิดถ่ายโอนโดยตรง
2. ชนิดถ่ายโอนโดยอ้อม
    2.1 แบบพาความร้อนตามธรรมชาติ
    2.2 แบบบังคับตัวกลางพาความร้อน
3. ชนิดเครื่องระเหยแบ่งตามวิธีป้อนสารทำความเย็น
    3.1 เครื่องระเหยแบบแห้ง (Dry-Type - Evaporator)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เป็นเครื่องระเหยที่ต้องมีการควบคุมปริมาณสารทำความเย็นที่ป้อนเข้าเครื่องระเหย โดยจำกัดพอดีให้กลายเป็นไอหมดก่อนที่จะไปถึงตอนปลายท่อเครื่องระเหย ทำให้มีแต่ไอสารทำความเย็นเท่านั้นในท่อทางกลับ



รูปที่ 2.17 แผนภาพสถานะสารทำความเย็นในเครื่องระเหยแบบแห้ง

ตามรูปที่ 2.17 เป็นแผนภาพสถานะของสารทำความเย็นในเครื่องระเหยแบบแห้ง มีเปอร์เซ็นการกลายเป็นไอเพิ่มมากขึ้น และกลายเป็นไอหมดพอดีเมื่อถึงตอนปลายท่อเครื่องระเหย

การควบคุมการไหลสารทำความเย็นในกรณีนี้สามารถใช้วาล์วระเหยสารทำความเย็นแบบทำงานด้วยอุณหภูมิหรือหลอดรูเล็กเพื่อให้มั่นใจว่า สารทำความเย็นกลายเป็นไอหมดในเครื่องระเหย และกันไม่ให้มีสารทำความเย็นเหลวในท่อทางกลับ กลับเข้าสู่คอมเพรสเซอร์ และสารทำความเย็นถูกทำให้เป็นไอร้อนยวดยิ่งประมาณ 5°C หรือ 10°F ที่ปลายท่อเครื่องระเหย ในทางปฏิบัติประมาณ 10%-20% ของพื้นที่ของเครื่องระเหย

สารทำความเย็นไหลเวียนผ่านระบบที่ใช้เครื่องระเหยแบบนี้ บางส่วนได้กลายเป็นไอที่อุปกรณ์ควบคุมสารทำความเย็น ทำให้ความดันสารทำความเย็นลดลงจากความดันควบแน่นเป็นความดันในการกลายเป็นไอ การป้อนสารทำความเย็นแบบแห้งบางครั้งมีสารทำความเย็นส่วนที่เป็นไอไหลปนรวมเข้าไปในเครื่องระเหย ทำให้มีส่วนที่เป็นของเหลวและส่วนที่เป็นไอผ่านเข้าไปในเครื่องระเหย เมื่อผ่านเครื่องระเหยแบบแห้งสารทำความเย็นจะต้องกลายเป็นไอหมด นอกจากสารทำความเย็นถูกป้อนเข้าเครื่องระเหยมากไปทำให้มีบางส่วนเป็นไอไม่ทัน การไหลผ่านเครื่องระเหยจะไม่มีผลทำให้เกิดความเย็น

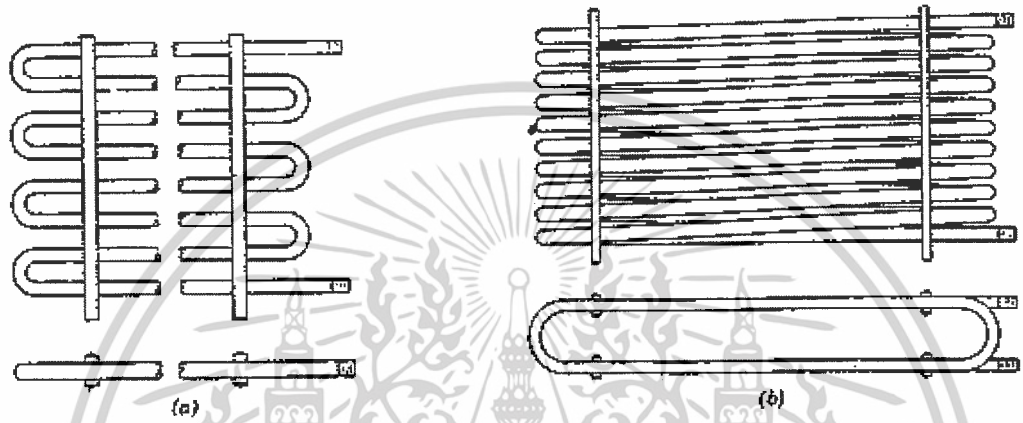
เครื่องระเหยแบบแห้งเป็นเครื่องระเหยมีประสิทธิภาพต่ำ แต่ก็ยังมีการใช้อยู่ เพราะง่ายในการออกแบบและจัดทำให้เป็นรูปทรงโค้งงอได้ ทำให้เล็กกะทัดรัดสำหรับเครื่องทำความเย็นขนาดเล็กได้ และราคาถูก ปัญหาเรื่องน้ำมันหล่อลื่นไหลกลับเข้าสู่คอนเพรสเซอร์น้อย จึงนิยมใช้ทั่วไป และใช้กับสารทำความเย็นกลุ่มแฮโลคาร์บอนด์

ข. ชนิดเครื่องระเหยแบ่งตามวิธีการสร้าง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

1. แบบท่อเปลือย

สร้างจากท่อเหล็กหรือทองแดง ท่อเหล็กมักจะใช้กับสารทำความเย็นพวกแอมโมเนียเพราะทองแดงจะทำปฏิกิริยากับแอมโมเนียแล้วเกิดการสึกหรอ และใช้กับการทำความเย็นขนาดเล็กและสารทำความเย็นที่ไม่ใช้แอมโมเนียอื่นๆ อีแวปโพรเตอร์แบบท่อเปลือยนี้มีหลายขนาดหลายแบบ และมักจะใช้กับงานแต่ละอย่างแยกกันไปรูปร่างโดยทั่วๆ ไปจะเป็นแบบซิกแซก และ oval trombone ดังแสดงในรูปที่ 2.18

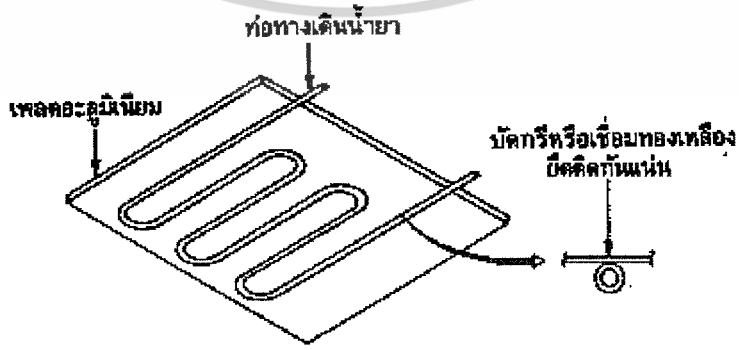


รูปที่ 2.18 แบบทั่วไปของอีแวปโพเรเตอร์แบบท่อเปลือย

(a) ท่อแบบซิกแซก (b) trombone

2. เครื่องระเหยแบบแผ่น

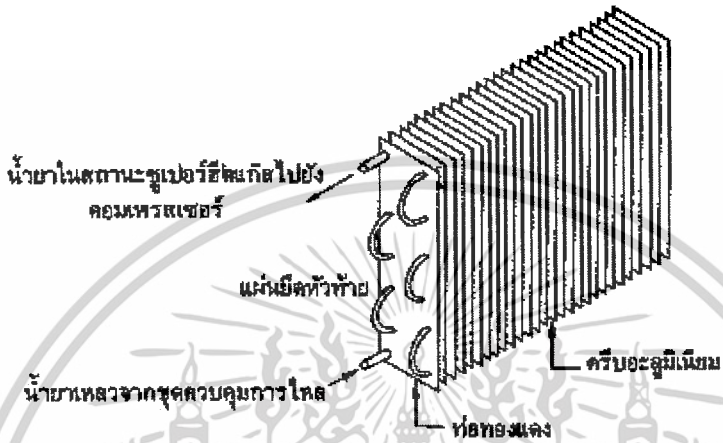
แบบนี้สามารถแบ่งย่อยได้อีกหลายแบบสร้างโดยใช้โลหะ 2 แผ่น แผ่นหนึ่งกดขึ้นรูปเป็นลอนนูนอีกแผ่นเรียบแล้วทำการเชื่อมติดกัน และรอยที่เป็นลอนนูนจะทำเป็นท่อทางของสารทำความเย็นดังรูปที่ 2.19 สำหรับอีแวปโพเรเตอร์แบบนี้ใช้กันอย่างกว้างขวางในพวกตู้เย็นภายในบ้านเพราะทำความสะอาดง่าย และผลิตขายเป็นส่วนมาก



รูปที่ 2.19 อีแวปโพเรเตอร์แบบแผ่น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. อีแวปโพเรเตอร์แบบครีบ เป็นการสร้างจากท่อเปลือยธรรมดาเพียงแต่เพิ่มแผ่นโลหะลงไปที่เรียกว่า ครีบ ตัวครีบจะเป็นลักษณะของพื้นผิวชั้นที่ 2 ซึ่งจะเป็นการเพิ่มพื้นผิวด้านนอกของอีแวปโพเรเตอร์อันจะเพิ่มประสิทธิภาพของการทำความเย็นให้มากขึ้นโดยครีบจะทำตัวเสมือนเป็นตัวเก็บความร้อนมาจากอากาศบริเวณรอบๆ ที่ไม่ได้สัมผัสกับท่อโดยตรงแล้วครีบก็จะทำการถ่ายเทความร้อนให้กับท่อของสารทำความเย็นอีกต่อหนึ่ง



รูปที่ 2.20 อีแวปโพเรเตอร์แบบครีบ

2.6 การถ่ายเทความร้อน

2.6.1 การนำความร้อน

การนำความร้อน เป็นรูปแบบหนึ่งของการถ่ายเทความร้อน ในลักษณะของการแลกเปลี่ยนพลังงานจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูงไปยังบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำ โดยเคลื่อนที่แบบจลน์ หรือการชนกันโดยตรงของโมเลกุล ซึ่งเป็นลักษณะที่เกิดขึ้นในของไหลที่หยุดนิ่ง ส่วนในกรณีของโลหะนั้นจะเป็นการไหลของกระแสอิเล็กตรอน สำหรับของแข็งที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่ดี จะมีจำนวนอิเล็กตรอนอิสระมากมายที่เคลื่อนไหวอยู่ภายในโครงสร้างของโมเลกุล ซึ่งอาจจะกล่าวได้ว่า วัตถุที่เป็นตัวนำไฟฟ้าที่ดีจะเป็นตัวนำความร้อนที่ดีตามไปด้วย

กฎสหสัมพันธ์ของการนำความร้อน โดยถือเอาเกณฑ์การสังเกตจากการทดลอง กำเนิดจาก บิโอท์ แต่ต่อมานักฟิสิกส์ คณิตศาสตร์ ชาวฝรั่งเศส ชื่อ โจเซฟ ฟูริเยร์ นำหลักการนี้มาใช้วิเคราะห์เป็นทฤษฎีความร้อน กล่าวว่า “อัตราการไหลของการนำความร้อนในทิศทางที่กำหนดเป็นสัดส่วนกับพื้นที่ตั้งฉากกับทิศทางการไหลของความร้อนและเกร์เดียนของอุณหภูมิในทิศทางนั้น” สำหรับการไหลของความร้อนในทิศทาง x กฎของฟูริเยร์กำหนดเป็น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$q_x = -kA\frac{dT}{dx}$$

โดยที่ q_x คือ อัตราการนำความร้อนผ่านพื้นที่ A ในทิศทางบวก x

K คือ ค่าสภาพการนำความร้อนของวัตถุ เป็นค่าบวก

จากสมการ ถ้าอุณหภูมิลดลงในทิศทางบวกของ x แล้ว dT/dx เป็นลบ ดังนั้น q_x มีค่าบวก เนื่องจากสมการมีเครื่องหมายลบติดอยู่ เพราะฉะนั้นเครื่องหมายลบจึงต้องใส่ในสมการและเพื่อให้แน่ใจว่า q_x เป็นปริมาณบวก เมื่อการไหลของความร้อนอยู่ในทิศทางบวกของ x ในทางกลับกันเมื่อทางด้านขวามือของสมการเป็นลบ แสดงว่าการไหลของความร้อนอยู่ในทิศทางลบของ x

จุดประสงค์หลัก ในการวิเคราะห์การนำความร้อนก็เพื่อที่จะหา สนามอุณหภูมิในตัวกลางหนึ่งซึ่งเป็นผลจากเงื่อนไข ซึ่งสอดคล้องกับขอบเขตของมัน นั่นคือต้องทราบการกระจายของอุณหภูมิ เมื่อทราบค่านี้ก็จะสามารถหาฟลักซ์ความร้อนที่จุดใดๆ ในตัวกลางนั้น จากกฎของฟูริเยร์ การหาค่านี้ทำได้โดยการใช้กฎของพลังงาน กับปริมาณควบคุมดิฟเฟอเรนเชียน ซึ่งระบุกระบวนการถ่ายเทพลังงาน และใช้สมการอัตราที่เหมาะสม ผลลัพธ์ที่ได้จะเป็นสมการดิฟเฟอเรนเชียน ซึ่งเป็นคำตอบของมัน จะทำให้การกระจายอุณหภูมิในตัวกลางหรือวัตถุนั้น

2.6.2 การพาความร้อน

เมื่อของไหลไหลผ่านวัตถุที่เป็นของแข็งหรือไหลผ่านภายในช่องทางการไหล โดยที่อุณหภูมิของของไหลและผิวของของแข็งมีค่าแตกต่างกัน การถ่ายเทความร้อนระหว่างของไหลและผิวของของแข็งจะเกิดขึ้นเมื่อของไหลเคลื่อนที่สัมพัทธ์กับผิวของของแข็ง กลไกของการถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อน” ถ้าการเคลื่อนของของไหลเกิดขึ้นโดยการทำขึ้นเองโดยใช้ปั๊มหรือพัดลมเป็นตัวทำให้เกิดแรงกระทำให้ของไหลไหลผ่านบนพื้นผิว การถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า “การพาความร้อนแบบบังคับ” ถ้าการเคลื่อนที่ของของไหลเกิดจากแรงลอยตัว ซึ่งมีผลมาจากความแตกต่างของความหนาแน่นที่เกิดจากความแตกต่างของอุณหภูมิภายในของไหล การถ่ายเทความร้อนแบบนี้เรียกว่า การพาความร้อนแบบอิสระ หรือการพาความร้อนแบบธรรมชาติ การคำนวณหาการกระจายของอุณหภูมิและการถ่ายเทความร้อนแบบการพาในทางปฏิบัติเป็นเรื่องที่สลับซับซ้อนมากในทางวิศวกรรม เพื่อให้การคำนวณหาการถ่ายเทความร้อนง่ายขึ้นระหว่างผิวที่ร้อน T_w และอุณหภูมิของของไหลเย็นที่ไหลผ่านบนผิวที่อุณหภูมิ T_f ค่าสัมประสิทธิ์ การพาความร้อน (h) ถูกกำหนดเป็น

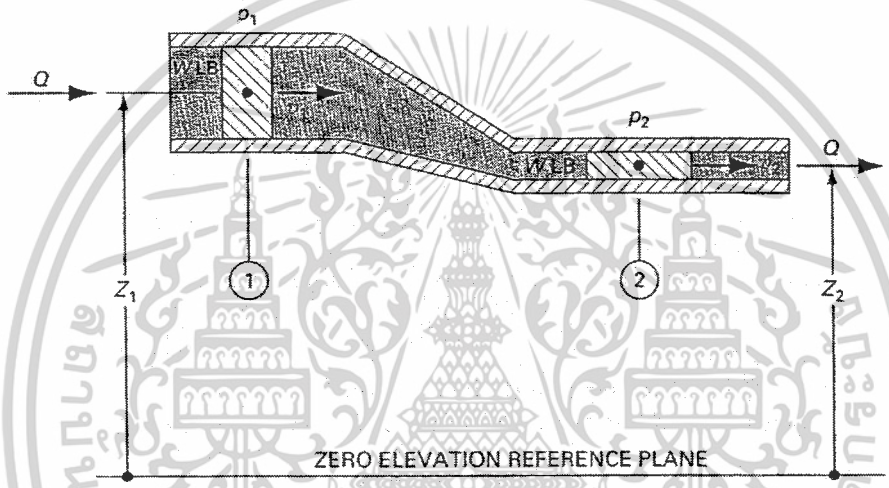
$$q'' = h(T_w - T_f)$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการข้างต้นได้มาจากกฎการเย็นตัวของนิวตัน (Newton's law of Cooling) โดยที่อุณหภูมิมีหน่วยเป็น องศาเซลเซียสหรือองศาเคลวิน และค่าสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h มีหน่วยเป็น $W/(m^2.°C)$

2.7 สมการแบร์นูลลี

สมการแบร์นูลลี เป็นหนึ่งในสมการที่สามารถนำไปอธิบายความสัมพันธ์ ของวงจรไฮโดรลิค หรืออุปกรณ์ต่างๆเช่น วาล์ว ปั๊ม ท่อ เป็นต้น สมการดั้งเดิมของสมการแบร์นูลลี นั้นหาได้จากการประยุกต์กฎการอนุรักษ์พลังงาน ในท่อไฮโดรลิคดังในรูป 2.21



รูปที่ 2.21 รูปท่อเพื่อใช้ในการหา สมการแบร์นูลลี

จากรูปจะได้

ตารางที่ 2.2 ตัวแปรในสมการแบร์นูลลี

Type of Energy	*Station 1*	*Station 2*
Elevation	WZ_1	WZ_2
Pressure	$W\frac{p_1}{\gamma}$	$W\frac{p_2}{\gamma}$
Kinetic	$\frac{Wv_1^2}{2g}$	$\frac{Wv_2^2}{2g}$

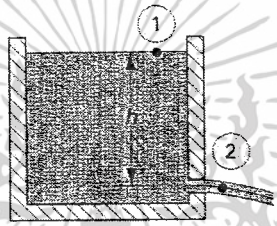
แบร์นูลลี ค้นพบสมการของเขาโดยใช้หลักที่ว่า พลังงานทั้งหมดที่จุดที่ 1 ย่อมเท่ากับพลังงานทั้งหมดที่จุด 2 โดยไม่คิดถึงค่า ความเสียดทานและอื่นๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g}$$

จากสมการของแบร์นูลลี ถ้าเราพิจารณาถึงค่าความเสียดทาน (friction losses , H_l) ระหว่างจุดที่ 1 และจุดที่ 2 รวมถึงการเพิ่มพลังงานจากปั๊ม (Head Pump, H_p) หรือพลังงานจากมอเตอร์ (Head Motor, H_m) สมการดัดแปลงของแบร์นูลลี หรือเรียกว่า สมการพลังงานของแบร์นูลลี จะได้ดังนี้

$$z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2g} + H_p = z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2g} - H_m - H_l$$



รูปที่ 2.22 ระบบที่ใช้ในการหาสมการทอลลิซีรี่

จากรูปข้างต้น จะได้ว่า

1. P1 = P2 = ความดันบรรยากาศ
2. พื้นที่ผิวของแท็งค์น้ำ มีขนาดใหญ่มากจน v_1 มีค่าเข้าใกล้ 0
3. ไม่มีปั๊มหรือมอเตอร์
4. Z_2 ให้อยู่จุดอ้างอิง

ดังนั้น สมการแบร์นูลลีจะได้ดังนี้

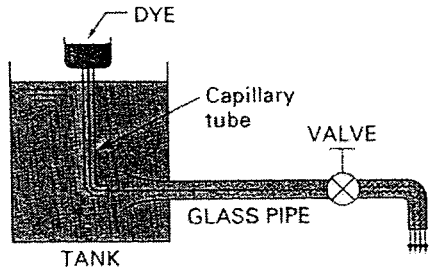
$$h + 0 + 0 + 0 = 0 + 0 + \frac{v_2^2}{2g} + H_l$$

$$v_2 = \sqrt{2g(h - H_l)}$$

2.8 ตัวเลขเรย์โนล์

สิ่งสำคัญที่สุดในการเรียนรู้รูปแบบของการไหลภายในท่อคือ การรู้ว่าการไหลภายในเป็นในลักษณะไหน เป็น Lamina หรือ Turbulent วิธีนี้คิดค้นขึ้นโดย Osborn Reynold

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2.23 การทดลองของเรย์โนล์

ถ้าการไหลภายในท่อเป็นการไหลแบบลามิน่า สีย้อมจะแบบราบเรียบ แต่ถ้าเป็นการไหลแบบเทอร์บูเรนจ์ สีย้อมก็จะผสมกัน สมการเรโนล์ กลายเป็นสมการที่จำเป็นอีกสมการหนึ่ง โดยสมการนี้ขึ้นอยู่กับตัวแปรอิสระดังนี้

$$R_e = \frac{VD\rho}{\mu}$$

โดยถ้า R_e น้อยกว่า 2000 จะเป็นการไหลแบบลามิน่า แต่ถ้า มากกว่า 4000 จะเป็นการไหลแบบเทอร์บูเรนจ์ แต่ถ้าค่าของ R_e อยู่ระหว่าง 2000 ถึง 4000 เรียกว่าจุดวิกฤต คือจุดที่ ลามิน่าเปลี่ยนเป็น เทอร์บูเรนจ์นั่นเอง

2.9 การสูญเสียแรงดัน

ค่าความเสียดทานเป็นเหตุผลหลักในการเกิด การสูญเสียของพลังงาน โดยสูญเสียไปในรูปของความร้อน ที่ให้ไปกับอากาศรอบๆข้าง โดยสามารถแยกย่อย ความเสียดทานออกเป็น 2 แบบ คือ ความเสียดทานในท่อ และความเสียดทานในวาล์ว และชิ้นส่วนต่างๆ

2.9.1 โดยความเสียดทานในท่อหาได้โดยใช้สมการของ Darcy ดังนี้

$$H_L = f\left(\frac{L}{D}\right)\left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

โดย f = สัมประสิทธิ์การเสียดทาน

L = ความยาวของท่อ

D = เส้นผ่านศูนย์กลางของท่อ

V = ความเร็วเฉลี่ยภายในท่อ

g = แรงโน้มถ่วงของโลก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สมการของ Darcy สามารถหาได้ทั้งในเงื่อนไขที่เป็นทั้ง ลามิน่า และ เทอร์บูเรนจ์ ความแตกต่างระหว่าง 2 อย่างนี้คือ ค่าความยาวของท่อ หรือ ค่าความยาวเสมือนของท่อนั่นเอง

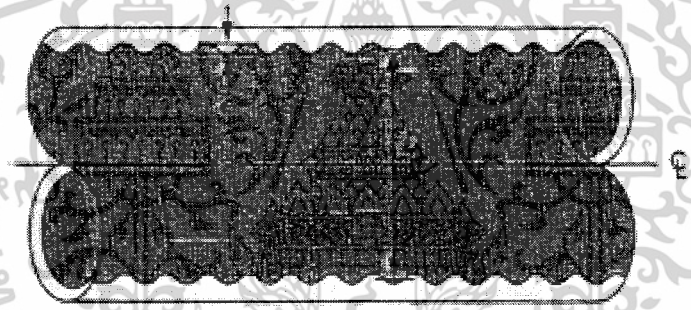
2.9.2 ค่าการสูญเสียแรงดันของของไหลแบบลามิน่า

ในการไหลแบบ ลามิน่า สามารถใช้ค่าความยาวท่อได้เลย แต่ต้องหาค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานดังสมการต่อไปนี้

$$f = \frac{64}{R_e}$$

2.9.3 ค่าสูญเสียแรงดันของของไหลแบบเทอร์บูเรนจ์

สมการของ Darcy สามารถใช้ได้ในการไหลแบบเทอร์บูเรนจ์ แต่ค่าสัมประสิทธิ์การเสียดทานไม่สามารถหาได้ตามปกติแบบทั่วๆไปได้ เพราะมันขึ้นอยู่กับความขรุขระภายในท่อด้วย



รูปที่ 2.24 แสดงภาพท่อผิวในขรุขระ

ตารางที่ 2.3 ค่าความขรุขระสัมพัทธ์ของพื้นผิวภายในท่อ

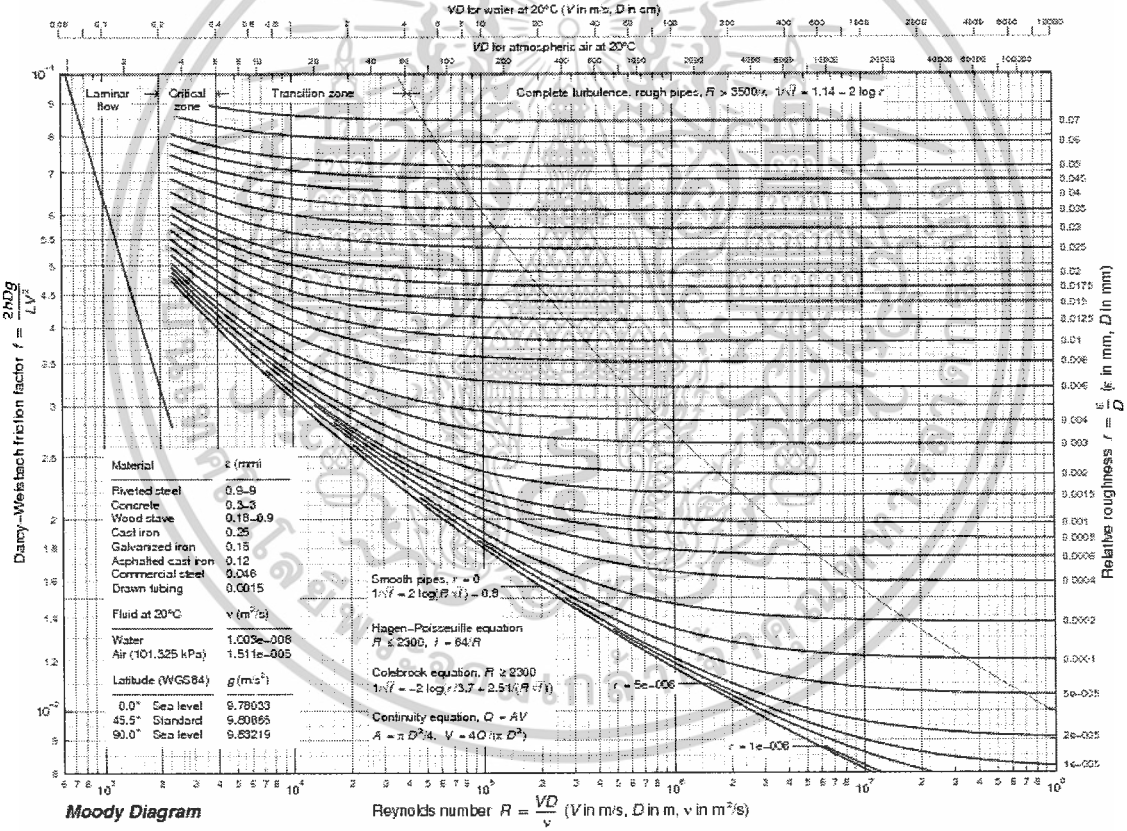
TYPE OF PIPE	ABSOLUTE ROUGHNESS ε(in)	ε(mm)
GLASS OR PLASTIC	SMOOTH	SMOOTH
DRAWN TUBING	0.00006	0.0015
COMMERCIAL STEEL OR WROUGHT IRON	0.0018	0.046
ASPHALTED CAST IRON	0.0048	0.12
GALVANIZED IRON	0.006	0.15
CAST IRON	0.0102	0.26
RIVETED STEEL	0.072	1.8

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สำหรับการไหลแบบ เทอร์บูเรนจ์ จากการทดลองสามารถบอกได้ว่า ค่าความเสียดทานไม่ได้ขึ้นอยู่กับ เลขเรย์โนล์ เพียงอย่างเดียว แต่ยังขึ้นอยู่กับค่าความขรุขระสัมพัทธ์ (Relative roughness) ของท่ออีกด้วย โดยที่ค่าความขรุขระสัมพัทธ์ของท่อสามารถเขียนเป็นสมการได้ดังนี้

$$relative\ roughness = \frac{\varepsilon}{D}$$

เมื่อเราได้ค่าความขรุขระสัมพัทธ์แล้วเราก็นำมาใช้ในการหา ค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทาน ได้จาก มูดดี้กราฟ ซึ่งค้นพบโดย L.F. Moody กราฟแต่ละเส้นแสดงถึงค่าสัมประสิทธิ์ความเสียดทานที่ขึ้นอยู่กับ เลขเรย์โนล์และค่าขรุขระสัมพัทธ์



รูปที่ 2.25 กราฟมูดดี้

2.9.4 การสูญเสียความดันในวาล์วและอุปกรณ์ต่างๆ

ในการเพิ่มอุปกรณ์ต่างๆลงไปในระบบไฮโดรลิก ก็จะเป็นการเพิ่มความเสียดทานให้กับระบบเช่นเดียวกัน เช่น วาล์ว ข้อต่อ ข้องอ เป็นต้น จากการทดลองต่างๆ ปรากฏว่าค่าความเสียดทานที่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เกิดขึ้นกับ ข้อต่อ ข้องอ วาล์วต่างๆ สามารถหาได้จากสมการดังต่อไปนี้

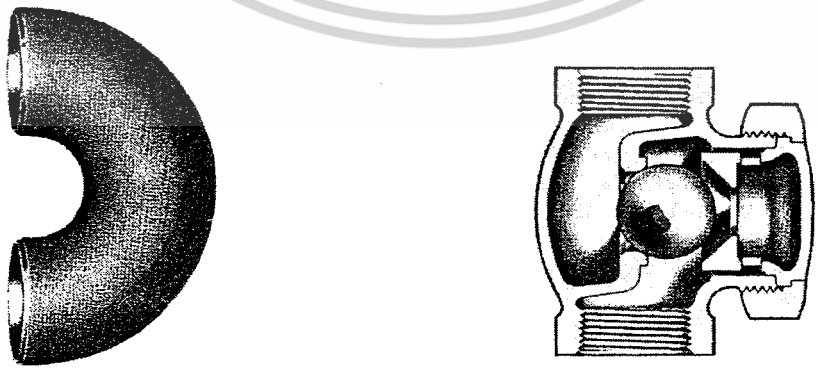
$$H_L = K\left(\frac{v^2}{2g}\right)$$

โดยที่ K คือค่าคงที่ หรือ สัมประสิทธิ์ความเสียหาย โดยค่า K สามารถหาได้ดังนี้

ตารางที่ 2.4 ค่าK สำหรับ วาล์วและข้อต่อชนิดต่าง

VALVE OR FITTING		K FACTOR
GLOBE VALVE:	WIDE OPEN	10.0
	1/2 OPEN	12.5
GATE VALVE:	WIDE OPEN	0.19
	3/4 OPEN	0.90
	1/2 OPEN	4.5
	1/4 OPEN	24.0
RETURN BEND		2.2
STANDARD TEE		1.8
STANDARD ELBOW		0.9
45° ELBOW		0.42
90° ELBOW		0.75
BALL CHECK VALVE		4.0

45° elbow. 90° elbow. Tee.



Return bend. Ball check valve.

รูปที่ 2.26 ข้อต่อชนิดต่างๆ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.9.5 วิธีการหาความยาวเสมือน

ในสมการของ Darcy ข้างต้นแสดงให้เห็นแล้วว่า ความสูญเสียในท่อ ขึ้นอยู่กับ ค่าความเสียดทาน ซึ่งขึ้นอยู่กับความเร็วของของไหล และ ความยาวของของไหล

แต่ความสูญเสียที่เกิดจากวาล์ว และข้อต่อๆต่าง ไม่สามารถหาความยาวที่แท้จริงได้ ดังนั้น Darcy จึงกำหนด ความยาวเสมือนขึ้นมา ซึ่งสามารถหาได้ดังนี้

$$L_e = \frac{KD}{f}$$

สมการข้างต้นเป็นวิธีที่ธรรมดาที่สุด ในการหาความยาวเสมือนของข้อต่อ และวาล์วต่างๆที่มีอยู่ในวงจรไฮโดรลิก ซึ่งสูญเสียพลังงานในส่วนต่าง

2.10 International Standard Organization

เครื่องปรับอากาศแต่ละชนิด มีประสิทธิภาพไม่เท่ากัน และเครื่องปรับอากาศชนิดเดียวกัน แต่ถ้าใช้ในต่างสถานที่กันก็จะมีประสิทธิภาพที่ต่างกัน ถ้าเรานำเครื่องปรับอากาศไปใช้ในพื้นที่ที่มีอากาศเย็น และมีความชื้นในอากาศน้อย แน่นอนเครื่องปรับอากาศย่อมมีประสิทธิภาพที่ดีกว่า แต่ในทางตรงกันข้าม ถ้าเรานำเครื่องปรับอากาศไปใช้ในพื้นที่ที่เป็นเขตร้อนชื้นแล้วละก็ ประสิทธิภาพย่อมไม่ดี แล้วเราจะเชื่อถือได้อย่างไรว่า เครื่องปรับอากาศรุ่นนี้สามารถนำไปใช้ที่ประเทศเราได้

องค์กรมาตรฐานสากล จึงได้จัดทำ ISO 5151 ขึ้นเพื่อใช้ในการอ้างอิงถึงสภาพแวดล้อม ในการทดลองของเครื่องปรับอากาศ รวมทั้งยังหาประสิทธิภาพสูงสุดและต่ำสุดอีกด้วย ซึ่งเราจำเป็นต้องทำให้ตรงตามมาตรฐานขององค์กรมาตรฐานโลกเพื่อที่จะทำให้การทดลองของเราน่าเชื่อถือ ดังนี้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตารางที่ 2.5 แสดงค่ามาตรฐานขององค์กรมาตรฐานสากล

Parameter	Standard test conditions		
	T_1	T_2	T_3
Temperature of air entering indoor side (°C)			
Dry – bulb	27	21	29
Wet – bulb	19	15	19
Temperature of air entering outdoor side (°C)			
Dry – bulb	35	27	46
Wet – bulb	24	19	24
Condenser water temperature (°C)			
Inlet	30	22	30
Outlet	35	27	35
T_1 = Standard cooling capacity rating conditions for moderate climates			
T_2 = Standard cooling capacity rating conditions for cool climates			
T_3 = Standard cooling capacity rating conditions for hot climates			

2.10.1 ขั้นตอนการทดสอบขององค์กรมาตรฐานสากล

1. ปรับตั้งอุณหภูมิที่ชุดควบคุม ตามตาราง 2.5

2. เปิดเครื่องปรับอากาศ โดยตั้งอุณหภูมิตัวเครื่องให้ต่ำที่สุดที่ (15°C) ปรับตั้งใบปรับลมและความเร็วรอบมอเตอร์เพื่อให้ได้ประสิทธิภาพการทำความเย็นมากที่สุด

3. ขณะเครื่องปรับอากาศทำงาน จะต้องไม่มีการตัดการทำงานโดยอุปกรณ์ป้องกันต่างๆที่อยู่ในตัวเครื่อง

4. เมื่ออุณหภูมิห้องเข้าสู่สภาวะที่ตั้งไว้แล้ว ให้เดินเครื่องต่ออีก 1 ชั่วโมง

5. หลังจากเดินเครื่องครบ 1 ชั่วโมง ให้ปิดเครื่องปรับอากาศเป็นเวลา 3 นาที หลังจากนั้นให้เดินเครื่องอีกครั้งหนึ่ง

2.10.2 ผลทดสอบที่ต้องการขององค์กรมาตรฐานสากล

1. ตลอดการทดสอบ เครื่องปรับอากาศจะต้องทำงานได้โดยไม่มีความเสียหายเกิดขึ้น

2. ในช่วงการทดสอบเพื่อเข้าสู่สภาวะที่ตั้งไว้นั้น เครื่องปรับอากาศจะต้องใช้งานได้ตลอดโดยไม่มีการตัดการทำงานจาก อุปกรณ์ป้องกันต่างๆที่อยู่ในตัวเครื่อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

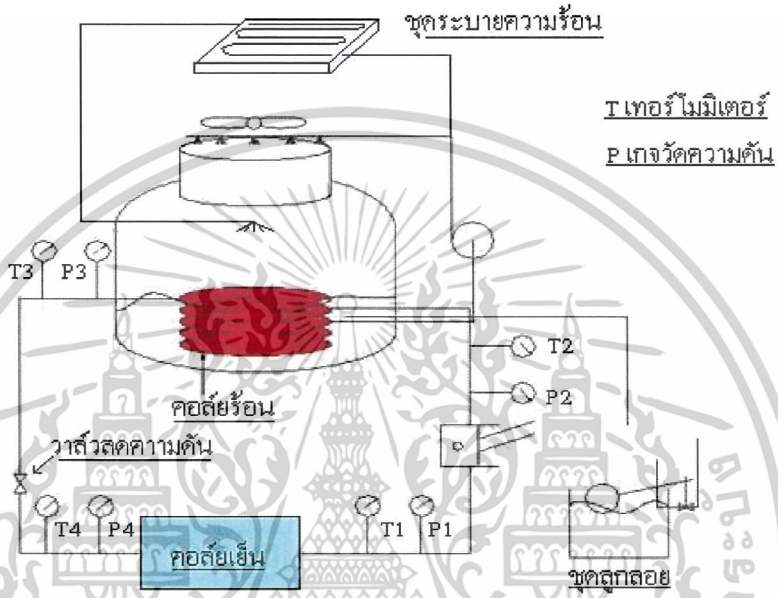
3. เมื่อเปิดเครื่องเริ่มทำงานหลังจากหยุด 3 นาที อุปกรณ์ป้องกันอาจจะตัดการทำงานได้ภายใน 5 นาทีแรกหลังจากเครื่องทำงาน หากผ่านพ้น 5 นาทีแรกไปแล้ว เครื่องจะต้องทำงานโดยไม่มีการตัดการทำงานของอุปกรณ์ป้องกันได้อีก 1 ชั่วโมง

4. หากมีการตัดการทำงานของอุปกรณ์ป้องกันภายใน 5 นาทีแรกหลังจากเครื่องทำงาน เครื่องจะต้องไม่มีความเสียหายเกิดขึ้น และจะต้องเริ่มทำงานได้ภายในเวลา 30 นาที หลังจากมีการตัดการทำงานของเครื่อง และจะต้องทำงานต่อไปอีก 1ชั่วโมง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 3
อุปกรณ์การทดลองและวิธีการทดลอง

3.1 ชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 3.1 แสดงวงจรของระบบชุดทดลอง

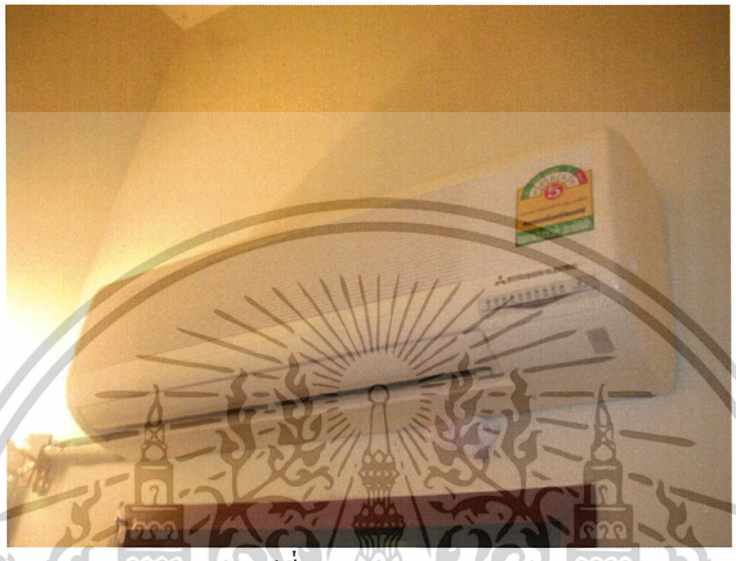
เริ่มต้นจากเครื่องอัดไอจะทำหน้าที่ดูดสารทำความเย็นจากคอยล์เย็นแล้วอัดน้ำยาให้มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงไปยังคอลย์ร้อนเพื่อใช้ระบายความร้อน หลังจากนั้นวาล์วลดความดัน ซึ่งทำหน้าที่ลดความดันของสารทำความเย็นเหลวให้ต่ำลงและจะถูกส่งไปที่คอลย์เย็นขณะที่สารทำความเย็นเหลวระเหยตัวเปลี่ยนสถานะเป็นไอจะดูดรับความร้อนจากอากาศรอบ ๆ ทำให้อากาศรอบ ๆ เย็นลง ไอที่ออกจากคอยล์เย็นก็จะถูกเครื่องอัดดูดและอัดส่งเป็นวัฏจักรต่อไป โดยจะมีเทอร์โมมิเตอร์และเกจวัดความดัน วัดที่จุดต่างๆ ดังภาพ ส่วนน้ำที่อยู่ในเครื่องควบแน่น ก็จะถูกปั๊มดูดขึ้นไปสเปรย์เพื่อระบายความร้อน แล้ววนกลับมาใช้ใหม่เป็นวัฏจักรเช่นเดียวกัน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อุปกรณ์สำคัญที่ติดตั้งในชุดทดลอง แบ่งเป็น 2 ส่วน คือ

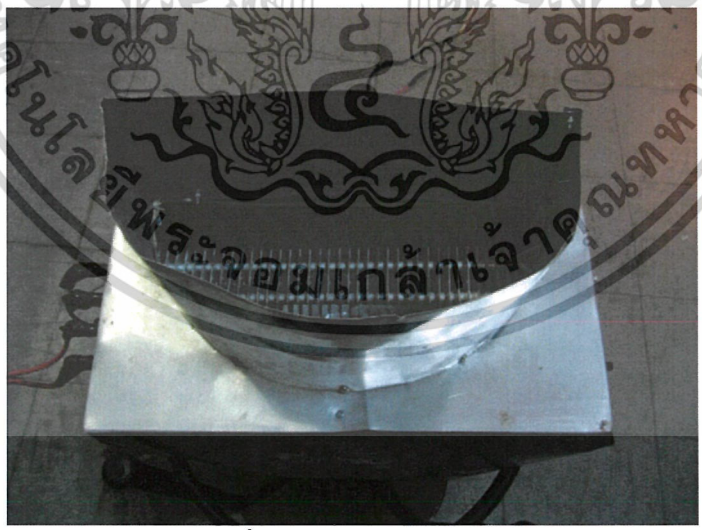
3.1.1. บริเวณภายในห้องทดสอบ

ก. เครื่องระเหย ทำให้สารทำความเย็นเหลวระเหยตัวเปลี่ยนสถานะเป็นไอโดยจะดูดรับความร้อนจากอากาศรอบๆ ทำให้อากาศรอบ ๆ เย็นลง จากนั้นจะถูกพัดลมในเครื่องเป่าออกมา



รูปที่ 3.2 Evaporator

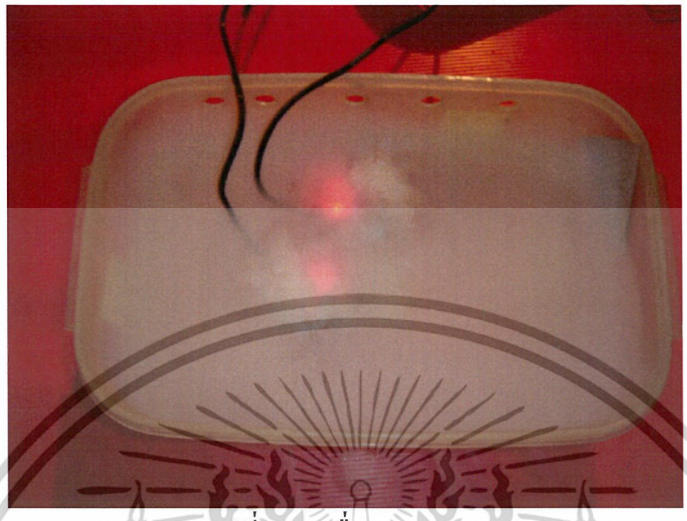
ข. โหลดความร้อน(Heater) แบบครีบ เพื่อให้ความร้อนแก่ห้องทดสอบ



รูปที่ 3.3 heater แบบครีบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

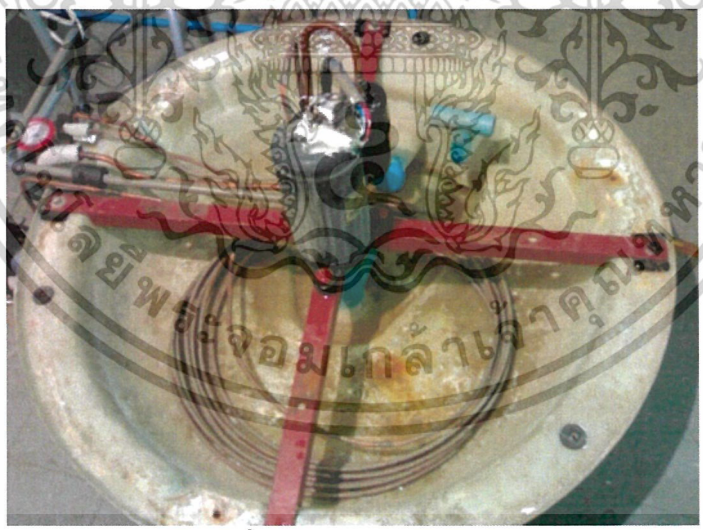
ค. เครื่องทำหมอก เพื่อเพิ่มความชื้นในห้องทดสอบ



รูปที่ 3.4 เครื่องทำหมอก

3.1.2. บริเวณนอกห้องทดสอบ ได้แก่

ก. Condensing unit เป็นชุดระบายความร้อน โดยปกติจะมีน้ำและคอล์ยร้อนใส่อยู่



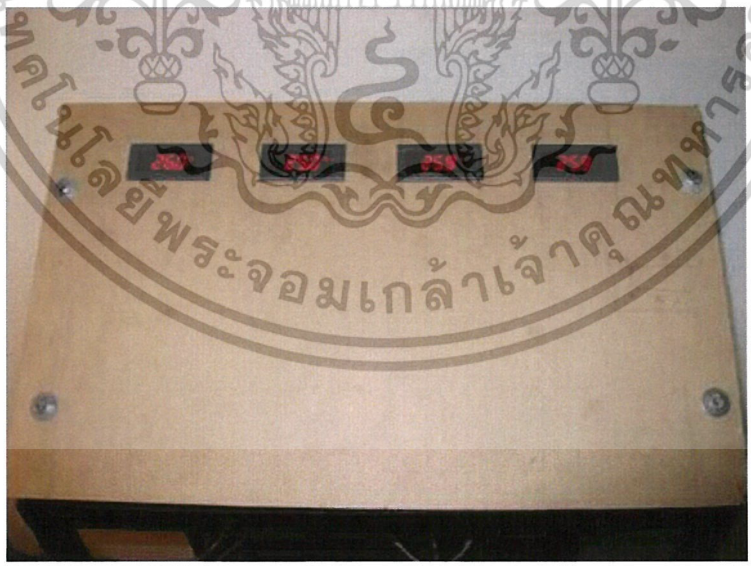
รูปที่ 3.5 Condensing unit

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข. Cooling Tower (หอทำความเย็น)

รูปที่ 3.6 Cooling Tower

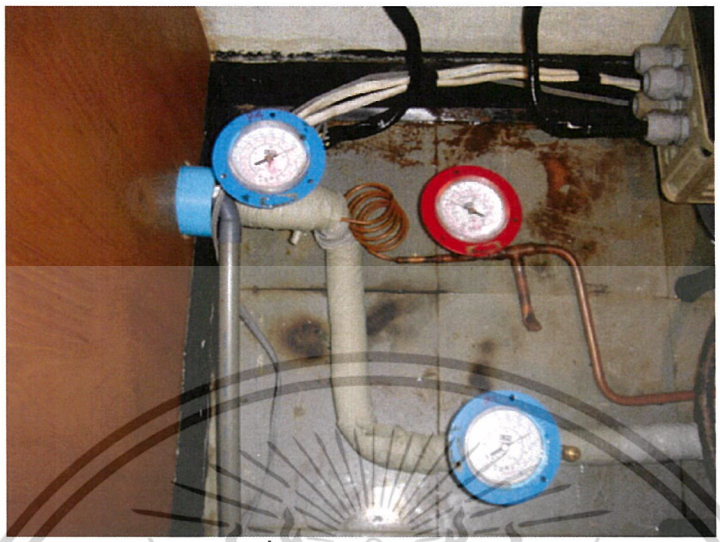
ค. Thermo couple ใช้วัดอุณหภูมิ 4 ตำแหน่ง



รูปที่ 3.7 Thermo couple

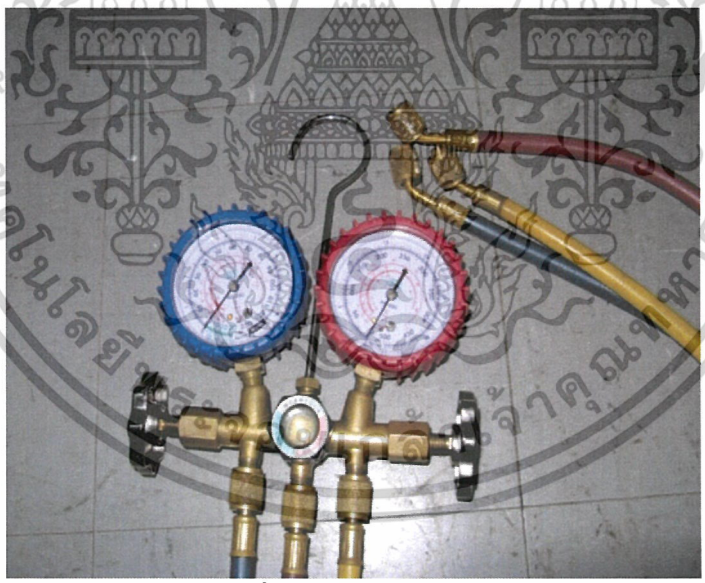
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ง. เกจวัดความดัน



รูปที่ 3.8 เกจวัดความดัน

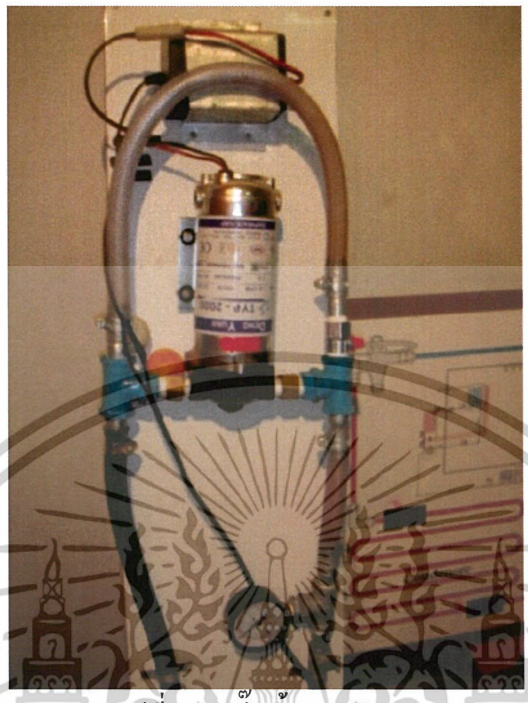
จ. เกจแมนิโฟลด์ ใช้เติมน้ำยาแอร์ ทำสุญยากาศ และนำน้ำยาแอร์ออก



รูปที่ 3.9 เกจแมนิโฟลด์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฉ. ปั๊มน้ำแรงดันสูง



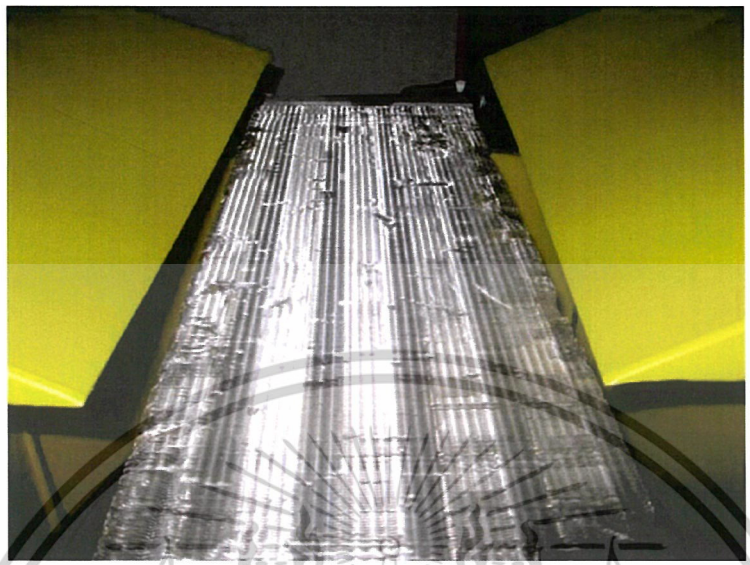
รูปที่ 3.10 ปั๊มน้ำแรงดันสูง

ช. ระบบหัวฉีด

รูปที่ 3.11 แสดงระบบหัวฉีด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

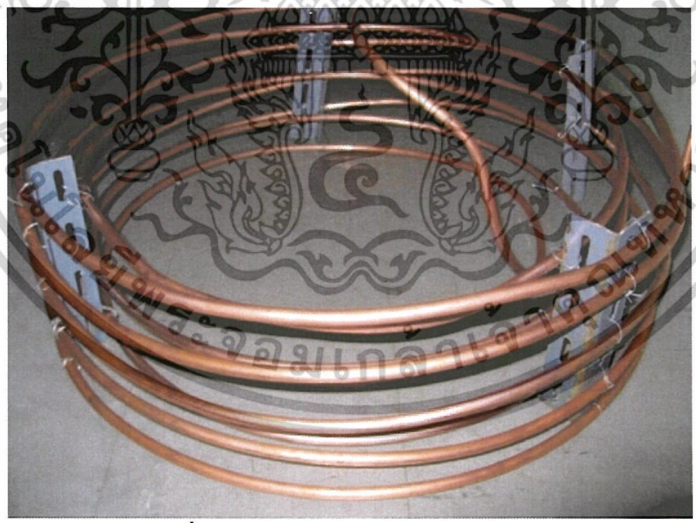
ซ. แผงระบายความร้อน



รูปที่ 3.12 แผงระบายความร้อน

ฌ. คอยล์ร้อน

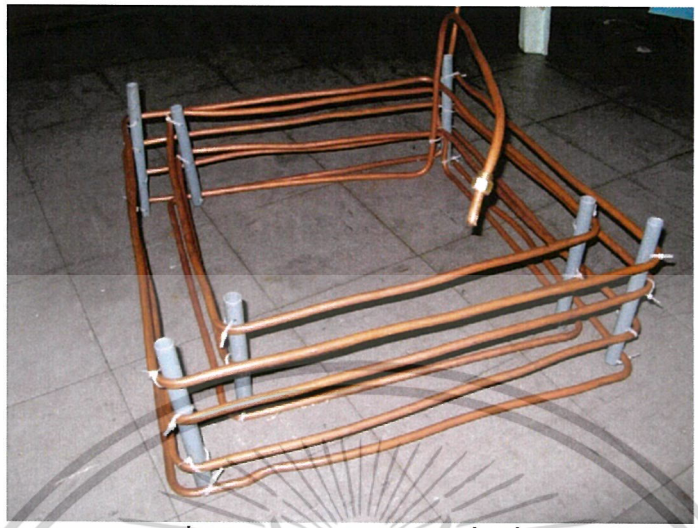
ฌ.1 คอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม



รูปที่ 3.13 คอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม

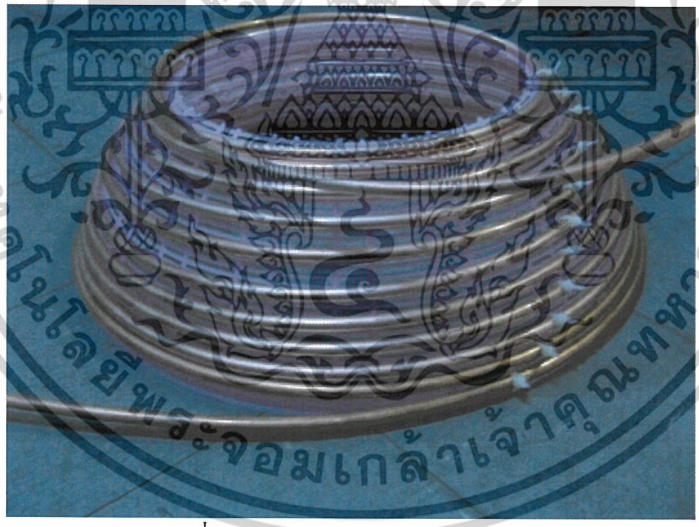
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฌ.2 คอยล์ร้อนรูปแบบสี่เหลี่ยม



รูปที่ 3.14 คอยล์ร้อนรูปแบบสี่เหลี่ยม

ฌ.3 คอยล์ร้อนรูปแบบกรวย



รูปที่ 3.15 คอยล์ร้อนรูปแบบกรวย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ฌ.4 คอยล์ร้อนรูปแบบทั่วไป

รูปที่ 3.16 คอยล์ร้อนรูปแบบทั่วไป

3.2 การบริการระบบ

3.2.1 เกจแมนิโฟลด์

ก. เกจแมนิโฟลด์ ประกอบด้วย

1. เกจวัดความดันด้านสูง (High Pressure Gauge) มีสเกลบอกค่าความดันบนหน้าปัดเพียงอันเดียวตามปกติจะเริ่มจาก 0 – 500 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว

2. เกจวัดความดันด้านต่ำ (Low Pressure Gauge) เป็นเกจวัดความดันแบบผสม (Compound Gauge) ใช้วัดค่าความดันที่สูงและต่ำกว่าความดันบรรยากาศ สเกลที่บอกค่าดันจะบอกตั้งแต่ -30 – 0 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว และ 0 – 250 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว

3. วาล์วปรับด้วยมือ 3 ตัว

4. สายชาร์จน้ำยา

ข. การใช้เกจแมนิโฟลด์

1. ท่อซ้ายมือของเกจแมนิโฟลด์ใช้ต่อเข้ากับด้านความดันต่ำ

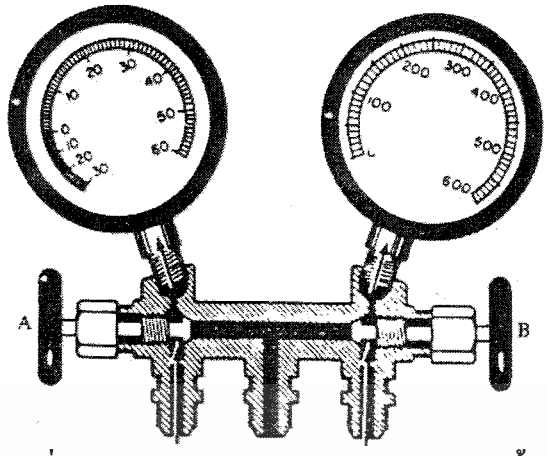
2. ท่อขวามือของเกจแมนิโฟลด์ใช้ต่อเข้ากับด้านความดันสูง

3. ท่อกลางของเกจแมนิโฟลด์ใช้ต่อสำหรับบริการเช่น ปั๊มสุญญากาศ ท่อน้ำยาเป็นต้น

ค. ลักษณะต่างๆ ของการใช้เกจแมนิโฟลด์

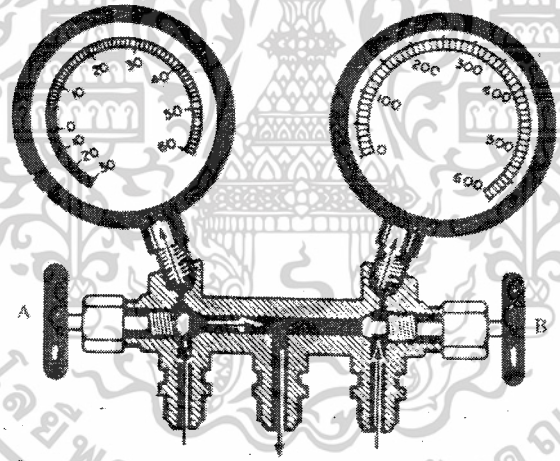
1. ใช้อ่านค่าความดันของระบบ ซึ่งวาล์ว A และวาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิดทั้งคู่ความดันในระบบทางด้านความดันต่ำและความดันสูง อ่านได้จากเกจทั้งคู่

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.17 วาล์ว A วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิดทั้งคู่

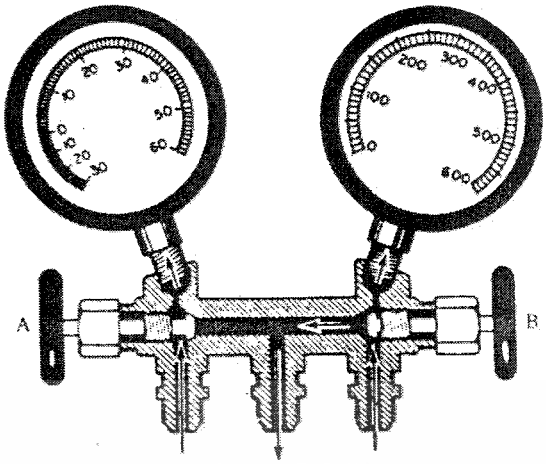
2. ใช้สำหรับชาร์จน้ำยาเข้าระบบหรือปล่อยน้ำยาออกจากระบบ วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งเปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิด ใช้สำหรับให้น้ำยา (สถานะไอ) จากท่อบรรจุน้ำยาผ่านเข้าในระบบในทางกลับกันถ้าปล่อยสายกลางของเกจแมนิโฟลด์ออกจากท่อน้ำยาและวาล์วอยู่ในตำแหน่งนี้แล้วก็จะเป็นการปล่อยน้ำยาออกจากระบบทิ้ง



รูปที่ 3.18 วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งเปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งปิด

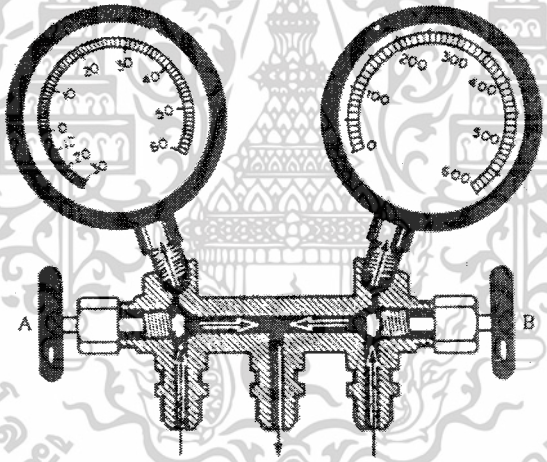
3. ใช้สำหรับไล่อากาศในสาย(Purging) หรือปล่อยน้ำยาออกจากระบบทางด้านความดันสูง วาล์ว A อยู่ในตำแหน่งปิด และวาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิด เป็นการใช้น้ำยาจากระบบทางด้านความดันสูงไล่อากาศในสาย หรือเป็นการปล่อยน้ำยาทิ้งออกจากในระบบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.19 วาล์ว Aอยู่ในตำแหน่งปิด วาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิด

4. ใช้สำหรับทำสุญญากาศระบบ วาล์ว A และวาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิดทั้งคู่ สายท่อกลางของระบบต่อเข้ากับปั๊มสุญญากาศ



รูปที่ 3.20 วาล์ว A และวาล์ว B อยู่ในตำแหน่งเปิดทั้งคู่

ง. ขั้นตอนการใช้เกจแมนิโฟลด์

1. หาตำแหน่งของวาล์วบริการในระบบ
2. คลายฝาครอบสำหรับเกจต่อเข้าเกจที่วาล์วบริการอย่างช้าๆ
3. ตรวจดูว่า วาล์วของเกจแมนิโฟลด์อยู่ในตำแหน่งปิดทั้งคู่หรือยัง
4. ต่อสายเกจเข้ากับวาล์วบริการ
5. ถ้าระบบที่ใช้วาล์วบริการปรับด้วยมือ หรือหมุนวาล์วบริการตามเข็มนาฬิกาประมาณ ¼ รอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6. ขณะนี้ควรอ่านค่าความดันเกจได้บนเกจทั้งคู่ ถ้าไม่มีความดันเกิดขึ้น แสดงว่าภายในระบบไม่มีน้ำยาให้หาตำแหน่งรั่ว และทำการแก้ไข

7. ไล่อากาศในสายที่จุดนี้โดย

7.1 คลายสายที่เกจแมนิโฟลด์เล็กน้อย ปล่อยไอสารความเย็น ทิ้งออกประมาณ 3 วินาที หรือ

7.2 คลายปลายสายกลางของเกจแมนิโฟลด์ออกจากท่อน้ำยาเล็กน้อย ใช้น้ำยาในระบบไล่ อากาศ โดยเปิดวาล์วของเกจแมนิโฟลด์ทั้งคู่ ปล่อยให้น้ำยาจากในระบบรั่วทิ้งออกจาก ปลายสายกลางแล้วจึงขันปลายสายกลางเข้ากับท่อน้ำยาให้แน่น ปิดวาล์วเกจแมนิโฟลด์ ทั้งคู่อีกครั้งหนึ่ง

8. เกจแมนิโฟลด์ขณะนี้พร้อมใช้งานได้แล้ว

3.2.2 การทำสุญญากาศ (Evacuating The System)

การทำสุญญากาศระบบ หรือที่เรียกว่า "การทำแวคคั่ม" จะกระทำภายหลังจากการตรวจรั่วระบบแต่ต้องก่อนที่จะชาร์จน้ำยาเข้าระบบ การทำสุญญากาศเป็นการใช้เครื่องปั๊มสุญญากาศ (Vacuum Pump) ดูดเอาอากาศและความชื้นภายในระบบออกให้หมด ถ้าเป็นระบบเก่าก็รวมการขจัดน้ำยาที่เสื่อมคุณภาพแล้วออกจากระบบ

ในขณะที่กำลังทำสุญญากาศระบบ ค่าความดันของเกจความดันต่ำ จะอ่านได้ต่ำกว่า 0 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว เกจจะแสดงให้เห็นว่าในระบบเป็นสุญญากาศซึ่งหมายถึงว่าความดันในระบบ ขณะนี้น้อยกว่าความดันบรรยากาศ

สิ่งที่สำคัญที่สุดของการทำสุญญากาศคือต้องดูดความชื้นออกจากระบบให้หมด จากหลักการที่ว่าเมื่อลดความดันที่ผิวหน้าของของเหลวจะทำให้จุดเดือดของของเหลวต่ำลงด้วย ฉะนั้นเมื่อระบบสุญญากาศหรือที่ความสูงของปรอทใกล้ 29 นิ้วปรอท น้ำจะมีจุดเดือดที่ 0 องศาฟาเรนไฮต์ ความชื้นที่เหลืออยู่ในระบบจะถูกเปลี่ยนสถานะ และถูกดูดออกมา

รูปที่ 3.21 ปั๊มสุญญากาศ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ก. การทำสุญญากาศระบบควรทำตามขั้นตอนต่อไปนี้

1. ต่อชุดเกจแมนิโฟลด์เข้ากับวาล์วบริการ

2. เปิดวาล์วทั้งคู่ของเกจแมนิโฟลด์

3. ต่อสายท่อกลางของเกจแมนิโฟลด์เข้ากับปั๊มสุญญากาศ

4. เดินเครื่องปั๊มสุญญากาศ

5. เข็มความดันของเกจวัดความดันต่ำเริ่มลดกว่าตำแหน่ง 0 (เกจวัดความดันสูงจะไม่สามารถอ่านค่าได้)

6. เมื่อเข็มวัดความดันต่ำอ่านค่าถึง -29.92 นิ้วปรอทให้เดินเครื่องปั๊มสุญญากาศต่อไปอีก 20 นาที

7. ถ้าเข็มของเกจวัดความดันต่ำไม่สามารถลดลงถึง -29.92 นิ้วปรอท ให้ทำการ ตรวจข้อต่อต่าง ๆ ใหม่ทั้งหมด

8. เกจทางสุญญากาศที่อ่านได้ไม่เป็นที่น่าพอใจ ให้หมุนวาล์วทั้งคู่ของเกจของแมนิโฟลด์ ให้อยู่ในตำแหน่งปิด ถ้าค่าความดันสูงขึ้น (แต่ยังต่ำกว่า 0 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว) แสดงว่า ระบบรั่วให้หยุดเครื่องปั๊มสุญญากาศ แล้วค้นหาที่รั่วและซ่อมใหม่

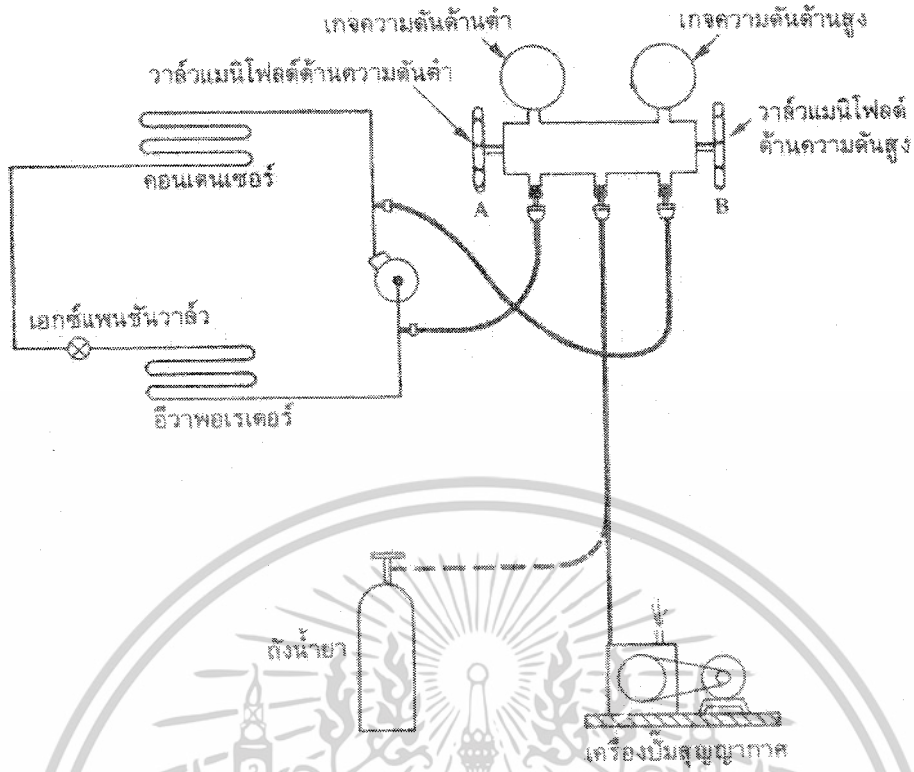
9. ถ้าเกจทางสุญญากาศคงที่ อยู่ในขณะที่วาล์วทั้งคู่ของแมนิโฟลด์เกจ อยู่ในตำแหน่งปิด แสดงว่าปั๊มสุญญากาศไม่ดีพอ

10. ภายหลังจากเดินเครื่องปั๊มสุญญากาศ 20 – 30 นาที แล้วปิดวาล์วทั้งคู่ของเกจแมนิโฟลด์

11. หยุดเครื่องเดินเครื่องปั๊มสุญญากาศ

12. ขณะนี้ระบบทำสุญญากาศเรียบร้อย พร้อมที่จะชาร์จน้ำยาเข้าในระบบต่อไป

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3.22 การทำสุญญากาศระบบ

3.2.3 การใส่น้ำยาเข้าระบบ(Charging The System)

การชาร์จน้ำยาเข้าระบบเป็นการปฏิบัติต่อจากการทำสุญญากาศระบบ สายกลางของแมนิโฟลด์ที่ปลดออกจากปั๊มสุญญากาศ หลังจากการทำสุญญากาศระบบแล้วจะถูกต่อเข้ากับท่อบรรจุน้ำยา

การชาร์จน้ำยาในสถานะไอเข้าในระบบทางด้านความดันต่ำ เป็นการชาร์จไอสารความเย็นเข้าในระบบทางด้านความดันต่ำ โดยเดินมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ดูดน้ำยาเข้าในระบบการเติมน้ำยาเข้าระบบ โดยวิธีนี้จะใช้เวลาเพิ่มขึ้นเล็กน้อย แต่เป็นวิธีที่ธรรมดา ๆ และปลอดภัย

ก. ลำดับการชาร์จน้ำยาในสถานะไอเข้าระบบมีดังนี้

1. ถอดปลายสายกลางของเกจแมนิโฟลด์ออกจากเครื่องปั๊ม แล้วต่อเข้ากับถังน้ำยา

2. เปิดวาล์วท่อน้ำยา(สถานะไอ)

3. ใช้น้ำยาในท่อไล่อากาศที่อยู่ในท่อของเกจแมนิโฟลด์โดยคลายปลายสาย ด้านติดกับเกจแมนิโฟลด์ ออกเล็กน้อยปล่อยให้น้ำยาจากในท่อไล่อากาศออกทิ้งขันปลายสายกลับ แน่นดังเดิม

4. เปิดวาล์ว A ชาร์จน้ำยาเข้าระบบเล็กน้อย ที่ความดันเกจประมาณ 30 ปอนด์ต่อตารางนิ้ว แล้วปิดวาล์ว A

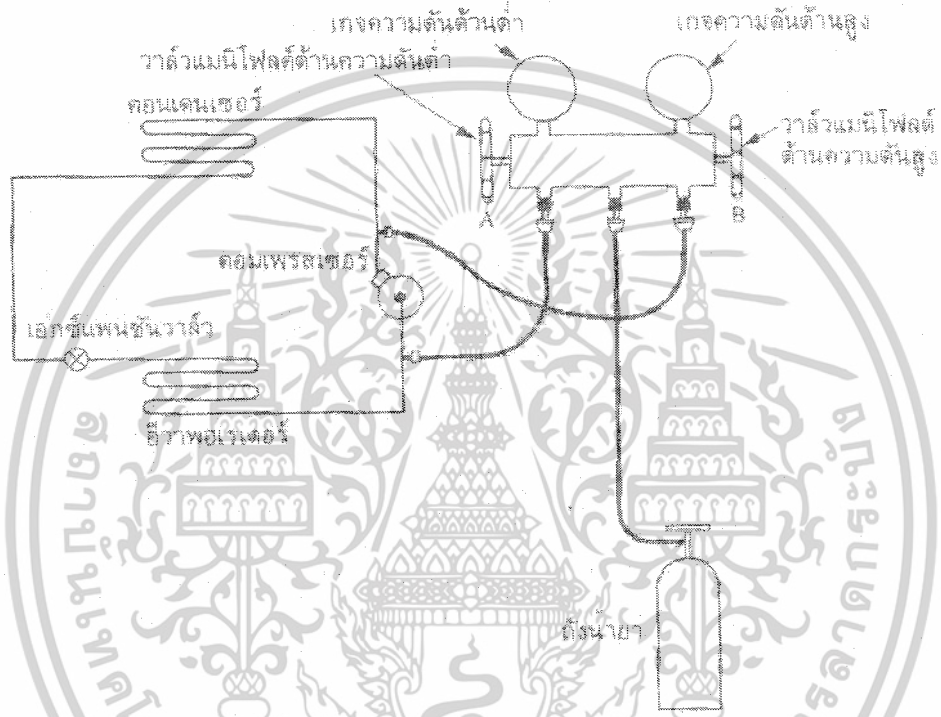
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. เดินมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ของระบบเครื่องทำความเย็น

6. ค่อยเปิดวาล์ว A ควบคุมให้น้ำยาสถานะแก๊ส ชาร์จน้ำยาเข้าในระบบ สังเกตเข็มของเกจแมนิโฟลด์ทางด้านความดันสูงและความดันต่ำให้ได้ตามเกณฑ์

7. ปิดวาล์ว A เมื่อความดันในระบบทางด้านสูงและด้านต่ำได้ตามเกณฑ์

8. ทดลองเดินเครื่องทำความเย็นในขณะที่ยังติดเกจแมนิโฟลด์อยู่กับระบบอย่างน้อย ประมาณ 3 ชั่วโมง



รูปที่ 3.23 การชาร์จน้ำยาเข้าระบบ

3.2.4 การบานแฟลร์ท่อ

ก. การบานแฟลร์ท่อชั้นเดียว (single thickness flare)

ชุดบานแฟลร์ท่อสำหรับบานแฟลร์ท่อชั้นเดียวของท่อทางเดินน้ำยาแอร์ จะประกอบด้วย ตัวจับท่อและตัวบานแฟลร์ท่อ ตัวจับท่อสามารถแยกออกได้ง่ายๆ ด้วยการคลายน็อตหางปลา (wing-nut) เพื่อใส่ท่อและยึดท่อตามขนาดของท่อที่ต้องการบานแฟลร์ ตัวจับท่อบางแบบเมื่อคลายตัวยึดแล้วเลื่อนขนาดรูออกสำหรับร้อยรู สังเกตดูจะเห็นว่าที่ปากรูของตัวจับท่อจะถูกคว้านเป็นมุม 45 องศา เพื่อให้รูปร่างของท่อที่ถูกบานแฟลร์แล้วถูกต้อง

ท่อที่ต้องการบานแฟลร์ควรวางให้สูงกว่าระดับของตัวจับประมาณ1/3ของความสูงของปากรูที่คว้านไว้ (หรือเผื่อว่าเมื่อบานแฟลร์ออกไปแล้ว ปลายท่อจะเต็มพอดีประมาณ1/16 นิ้ว) ถ้าเผื่อปลาย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ท่อมากไปเมื่อบานแฟลร์แล้วปลายท่อจะแตกใช้ไม่ได้ และถ้าเผื่อน้อยเกินไป ผิวหน้าที่จับกับแฟลร์น้อยและข้อต่อน้อยไป อาจรั่วได้ง่าย

ข. ขั้นตอนการทำงานของการบานแฟลร์ ดังแสดงในรูปที่ 3.23 มีขั้นตอนดังนี้ คือ

1. ใส่ท่อที่ตัดและคว้านปลายท่อไว้เรียบร้อยแล้วเข้าในตัวจับท่อ ให้ขนาดของท่อและขนาดของรูเท่าๆกัน ปลายท่อสูงกว่าระดับของตัวจับเล็กน้อยประมาณ 3/16 นิ้ว

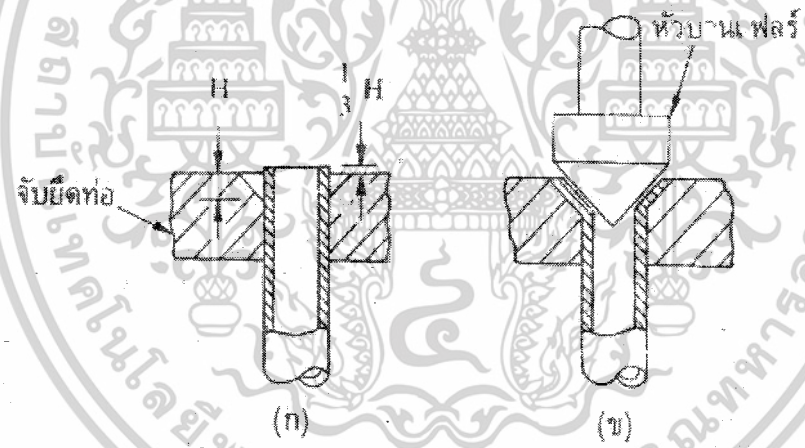
2. ขันยึดตัวจับให้แน่น

3. สวมตัวบานแฟลร์เข้าในตัวจับท่อ

4. หยดน้ำมันคอมเพรสเซอร์เล็กน้อยลงบนกรวยของตัวบานแฟลร์ท่อ ค่อยๆหมุนให้กรวยกดลงบนปลายท่อ

5. เมื่อบานแฟลร์ท่อเรียบร้อยแล้ว ให้คลายเกลียว ถอนกรวยออกและถอดตัวบานแฟลร์ท่อออกจากตัวจับท่อ

6. คลายตัวจับท่อ ถอดเอาท่อที่บานแฟลร์เรียบร้อยแล้วออก



รูปที่ 3. 24 การบานแฟลร์ท่อ

3.3 วิธีการทดลอง

3.3.1 การทดลองที่ 1

ก. เงื่อนไขการทดลอง

1. กำหนดขนาดความยาวของท่อคอยล์ร้อนที่ 15 เมตร และกำหนดความสูงของทุกรูปแบบที่ 18 เซนติเมตร

2. ทดลองโดยใช้คอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม, สี่เหลี่ยม, กรวย และแบบทั่วไป

3. ในแต่ละรูปแบบของคอยล์ร้อนใช้น้ำหล่อเย็น 90 ลิตร

4. ใช้ heater แบบครีบขนาด 1 kW.

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ข. ขั้นตอนการทดลอง

1. เติมน้ำปริมาณ 90 ลิตรลงในหอทำความเย็นซึ่งมีขดท่อคอยล์ร้อนแบบวงกลมวางอยู่

2. เปิดระบบฉีดสเปรย์น้ำ

3. เปิดเครื่องปรับอากาศ โดยตั้งอุณหภูมิภายในห้อง 21 ^{0}C

4. เปิด heater และเครื่องทำหมอกเพื่อให้อยู่ในสภาวะทดสอบ

5. บันทึกผลการทดลองทุกๆ 2 นาทีจนครบ 30 นาที และบันทึกทุกๆ 5 นาทีจนครบ 1 ชั่วโมง โดยสิ่งที่ต้องบันทึก มี

5.1 อุณหภูมิกระเปาะแห้ง (DB) และอุณหภูมิกระเปาะเปียก (WB) ภายในห้องและนอกห้อง

5.2 อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของกระบวนการ ดังรูปที่ 3-1

5.3 ความดันของสารทำความเย็นที่จุดต่างๆของกระบวนการดังรูปที่ 3-1

5.4 กระแสไฟฟ้าของระบบที่ใช้ในการทดลอง

6. นำผลการทดลองไปหาค่าCOP

7. ทำการปล่อยสารทำความเย็นออกจากระบบเพื่อทำการเปลี่ยนรูปแบบของคอยล์ร้อน

8. เติมสารทำความเย็นเข้าระบบเพื่อทำการทดลองที่สภาวะต่อไปเหมือนข้อ 1-7

9. เมื่อได้รูปแบบที่ดีที่สุดโดยการวิเคราะห์จากค่า COP แล้ว จึงนำรูปแบบนั้นไปทำการทดลองที่ 2

3.3.2 การทดลองที่ 2

ก. เงื่อนไขการทดลอง

1. กำหนดขนาดความยาวของท่อคอยล์ร้อนที่ 15 เมตร

2. ทดลองที่โดยใช้คอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม (ได้มาจากค่า COP ที่ดีสุด จากการทดลองที่ 1)

3. ทดลองที่ปริมาณน้ำหล่อเย็น 30 , 50 , 70 , 90 ลิตร

4. ใช้ heater แบบครีบขนาด 1.1 kW.

ข. ขั้นตอนการทดลอง

1. เติมน้ำปริมาณ 30 ลิตรลงในหอทำความเย็นซึ่งมีขดท่อคอยล์ร้อนรูปแบบวงกลมวางอยู่

2. เปิดระบบฉีดสเปรย์น้ำ

3. เปิดเครื่องปรับอากาศ โดยตั้งอุณหภูมิภายในห้อง 21 ^{0}C

4. เปิด heater และเครื่องทำหมอกเพื่อให้อยู่ในสภาวะทดสอบ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5. บันทึกผลการทดลองทุกๆ 2 นาทีจนครบ 30 นาที และบันทึกทุกๆ 5 นาทีจนครบ 1 ชั่วโมง โดยสิ่งที่ต้องบันทึกเหมือนการทดลองที่ 1

6. ทำการทดลองซ้ำอีกครั้ง โดยเปลี่ยนปริมาณน้ำหล่อเย็นเป็น 50 , 70 และ 90 ลิตร ตามลำดับ

3.3.3 การทดลองที่ 3

ก. เงื่อนไขการทดลอง

1. กำหนดขนาดความยาวของท่อคอยล์ร้อนที่ 15 เมตร

2. ทดลองที่โดยใช้คอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม (ได้มาจากค่า COP ที่ดีสุด จากการทดลองที่ 1)

3. ทดลองที่อุณหภูมิภายในห้อง 17 ^{0}C, 19 ^{0}C , 21 ^{0} C , 23 ^{0} C และ 25 ^{0}C ในสภาวะไม่มีภาระและมีภาระ

4. ใช้ปริมาณน้ำหล่อเย็น 90 ลิตร

5. ใช้ heater แบบครีบขนาด 1.1 kW.

ข. ขั้นตอนการทดลอง

1. เติมน้ำปริมาณ 90 ลิตรลงในหอทำความเย็นซึ่งมีขดท่อคอยล์ร้อนรูปแบบวงกลมวางอยู่

2. เปิดระบบฉีดสเปรย์น้ำ

3. เปิดเครื่องปรับอากาศ โดยตั้งอุณหภูมิภายในห้อง 17 ^{0}C

4. บันทึกผลการทดลองทุกๆ 2 นาทีจนครบ 30 นาที และบันทึกทุกๆ 5 นาทีจนครบ 1 ชั่วโมง โดยสิ่งที่ต้องบันทึก เหมือนการทดลองที่ 1

5. ทำการทดลองซ้ำอีกครั้ง โดยตั้งอุณหภูมิภายในห้อง เป็น 19 ^{0}C , 21 ^{0} C , 23 ^{0} C และ 25 ^{0}C ตามลำดับ พร้อมกับเปิด heater เพื่อให้มีภาระในห้อง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4

ผลการทดลอง

4.1 ความยาวคอยล์ร้อน 15 เมตร Heater 1.1 kw และหลอดไฟ 200 w

ผลการทดลองคอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม

ตารางที่ 4.1 การทดสอบคอยล์ร้อนรูปแบบวงกลม

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	25.0	25.5	25.5	25.0	25.0	25.0	25.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.0	24.0	23.5	23.5	23.5	23.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	56.4	56.4	52.6	52.6	52.6	52.6
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	67.1	67.5	67.5	70.5	67.5	67.5	70.5
อุณหภูมิ T_1 (°C)	24.8	16.1	15.1	16.1	15.8	14.7	16.2
อุณหภูมิ T_2 (°C)	24.5	39.0	40.3	38.1	38.7	41.3	36.0
อุณหภูมิ T_3 (°C)	23.8	28.2	28.8	27.0	27.6	27.4	28.5
อุณหภูมิ T_4 (°C)	24.7	2.5	2.3	4.5	3.9	2.1	5.0
อุณหภูมิ Tw (°C)	23.1	23.9	23.2	24.5	24.7	24.4	24.1
ความดัน P_1 (Psig)	143	50	50	50	50	48	48
ความดัน P_2 (Psig)	150	250	250	240	240	240	237
ความดัน P_3 (Psig)	150	250	250	240	240	240	235
ความดัน P_4 (Psig)	140	60	60	57	58	57	55
Sensible Heat Capacity(W)		1300	1300	1300	1300	1300	1300
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1322	1322	1322	1322	1322	1322
Current (A)		4.2	4.1	4.2	4.3	4.1	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.924	0.902	0.924	0.946	0.902	0.924
COP		4.150	4.079	4.119	4.157	4.030	4.017

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองคอยล์ร้อนรูปแบบสี่เหลี่ยม

ตารางที่ 4-2 การทดสอบคอยล์ร้อนรูปแบบสี่เหลี่ยม

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	24.5	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.0	24.5	23.5	24.0	23.5	23.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	56.4	53.7	52.6	53.7	52.6	52.6
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	60.1	63.8	63.4	63.8	63.4	67.1	67.1
อุณหภูมิ T_1 (°C)	24.1	16.7	16.5	15.2	14.5	16.3	15.1
อุณหภูมิ T_2 (°C)	24.9	44.0	40.0	42.5	43.1	40.3	42.4
อุณหภูมิ T_3 (°C)	24.6	27.5	26.2	26.5	26.8	27.5	27.9
อุณหภูมิ T_4 (°C)	23.8	0.2	3.6	1.5	0.8	6.7	2.0
อุณหภูมิ Tw (°C)	23.5	24.0	24.5	24.6	25.1	25.4	25.2
ความดัน P_1 (Psig)	148	45	48	48	50	48	48
ความดัน P_2 (Psig)	150	285	287	285	285	285	285
ความดัน P_3 (Psig)	152	280	280	280	280	280	280
ความดัน P_4 (Psig)	145	52	60	65	65	65	65
Sensible Heat Capacity(W)		1300	1300	1300	1300	1300	1300
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1322	1322	1322	1322	1322	1322
Current (A)		4.3	4.2	4.4	4.1	4.2	4.3
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.946	0.924	0.968	0.902	0.968	0.946
COP		3.656	3.606	3.631	3.713	3.614	3.593

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองคอยล์ร้อนรูปแบบกรวย

ตารางที่ 4-3 การทดสอบคอยล์ร้อนรูปแบบกรวย

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.5	24.0	24.0	24.0	24.0	24.0
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	53.7	50	53.2	53.2	53.2	53.2
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	63.8	63.8	67.1	67.1	63.8	63.1	63.1
อุณหภูมิ T_1 (°C)	24.1	14.4	13.7	15.8	13.9	15.2	15.7
อุณหภูมิ T_2 (°C)	24.6	43.1	46.6	42.2	49.3	37.9	40.5
อุณหภูมิ T_3 (°C)	23.8	29.0	30.1	29.0	31.0	28.4	28.3
อุณหภูมิ T_4 (°C)	24.0	2.3	1.1	3.6	1.2	3.3	1.2
อุณหภูมิ Tw (°C)	23.1	24.2	24.9	25.0	25.6	25.5	26.7
ความดัน P_1 (Psig)	145	50	50	50	50	48	50
ความดัน P_2 (Psig)	150	247	249	249	250	248	252
ความดัน P_3 (Psig)	150	247	249	249	250	248	250
ความดัน P_4 (Psig)	140	67	68	70	70	65	65
Sensible Heat Capacity(W)		1300	1300	1300	1300	1300	1300
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1322	1322	1322	1322	1322	1322
Current (A)		4.3	4.1	4.2	4.2	4.2	4.1
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.946	0.902	0.924	0.924	0.924	0.902
COP		4.002	3.958	3.989	3.909	3.921	3.985

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองคอยล์ร้อนรูปแบบทั่วไป

ตารางที่ 4-4 การทดสอบคอยล์รูปร้อนแบบทั่วไป

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0	25.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.0	24.0	23.0	23.5	23.5	23.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	59.7	53.2	62.2	66.0	62.6	62.6
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	67.1	63.8	67.1	67.1	63.8	63.8	63.8
อุณหภูมิ T_1 (°C)	26.6	14.6	16.1	15.9	14.5	14.3	14.8
อุณหภูมิ T_2 (°C)	26.7	48.9	40.9	41.9	43.6	51.0	51.3
อุณหภูมิ T_3 (°C)	26.2	28.2	33.3	34.5	35.1	34.2	33.8
อุณหภูมิ T_4 (°C)	26.5	0.6	5.8	4.5	3.4	1.3	1.2
อุณหภูมิ Tw (°C)	25.2	26.9	27.2	27.5	28.0	28.5	29.6
ความดัน P_1 (Psig)	150	48	50	50	50	48	50
ความดัน P_2 (Psig)	155	282	290	280	280	285	280
ความดัน P_3 (Psig)	155	280	285	280	280	280	280
ความดัน P_4 (Psig)	150	57	72	70	70	70	70
Sensible Heat Capacity(W)		1300	1300	1300	1300	1300	1300
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1322	1322	1322	1322	1322	1322
Current (A)		4.3	4.4	4.1	4.2	4.2	4.3
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.946	0.968	0.902	0.924	0.924	0.946
COP		3.598	3.527	3.557	3.506	3.444	3.554

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2 ความยาวคอยล์ร้อน 15 เมตร รูปแบบวงกลม

4.2.1 การทดลองหาปริมาณน้ำ

ผลการทดลองที่ปริมาณน้ำ 30 ลิตร

ตารางที่ 4-5 การทดสอบปริมาณน้ำที่ 30 ลิตร

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	25.0	26.5	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.0	23.5	23.5	23.0	23.0	23.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	53.2	52.5	52.6	48.8	52.1	52.6
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	54.5	58.7	64.6	64.6	67.8	64.6	64.6
อุณหภูมิ T_1 (°C)	24.7	16.1	15.9	16.0	16.3	15.8	16.0
อุณหภูมิ T_2 (°C)	24.9	41.0	44.0	41.1	40.0	40.0	42.0
อุณหภูมิ T_3 (°C)	24.5	33.3	34.1	33.5	32.8	33.0	33.2
อุณหภูมิ T_4 (°C)	24.4	5.8	6.0	6.1	5.9	5.8	5.9
อุณหภูมิ Tw (°C)	24.5	27.6	27.8	28.2	29.4	29.5	30.1
ความดัน P_1 (Psig)	145	50	48	50	50	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	150	287	285	290	288	286	287
ความดัน P_3 (Psig)	150	287	285	290	288	285	285
ความดัน P_4 (Psig)	140	70	72	72	70	71	70
Sensible Heat Capacity(W)		1300	1300	1300	1300	1300	1300
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1322	1322	1322	1322	1322	1322
Current (A)		4.2	4.1	4.3	4.3	4.3	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.924	0.902	0.946	0.946	0.946	0.924
COP		3.530	3.452	3.481	3.548	3.520	3.534

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองที่ปริมาณน้ำ 50 ลิตร

ตารางที่ 4-6 การทดสอบปริมาณน้ำที่ 50 ลิตร

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	25.0	25.5	25.5	25.5	26.0	26.0	25.5
อุณหภูมิในห้อง	30.0	23.5	24.0	24.0	24.0	24.0	23.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	52.6	53.2	50.0	50.0	50.0	52.6
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	63.8	67.5	67.5	67.5	64.6	64.6	64.2
อุณหภูมิ T_1 (°C)	25.3	14.0	14.4	15.1	15.4	16.0	14.5
อุณหภูมิ T_2 (°C)	25.5	44.3	41.5	40.2	41.9	42.5	42.3
อุณหภูมิ T_3 (°C)	25.1	33.5	30.7	30.6	30.8	31.4	34.5
อุณหภูมิ T_4 (°C)	25.2	1.2	2.1	3.0	3.7	3.2	1.5
อุณหภูมิ Tw (°C)	25.1	27.7	27.4	28.6	28.9	28.7	29.1
ความดัน P_1 (Psig)	150	50	45	48	48	48	50
ความดัน P_2 (Psig)	155	250	251	250	250	250	250
ความดัน P_3 (Psig)	155	250	250	250	250	250	250
ความดัน P_4 (Psig)	145	59	56	57	55	57	58
Sensible Heat Capacity(W)		1300	1300	1300	1300	1300	1300
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1322	1322	1322	1322	1322	1322
Current (A)		4.1	4.2	4.2	4.2	4.3	4.1
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.902	0.924	0.924	0.924	0.946	0.902
COP		3.768	3.719	3.790	3.793	3.799	3.794

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองที่ปริมาณน้ำ 70 ลิตร

ตารางที่ 4-7 การทดสอบปริมาณน้ำที่ 70 ลิตร

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	25.5	25.5
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.0	24.0	23.5	23.5	23.5	23.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	53.2	53.2	53.2	53.2	48.6	48.6
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	64.4	64.4	67.8	64.4	64.4	67.5	64.2
อุณหภูมิ T_1 (°C)	25.1	15.2	14.8	15.6	15.4	15.9	15.2
อุณหภูมิ T_2 (°C)	25.7	39.4	38.9	41.2	39.8	40.5	38.9
อุณหภูมิ T_3 (°C)	25.2	28.4	27.8	29.1	28.6	27.4	30.2
อุณหภูมิ T_4 (°C)	24.8	3.3	1.8	2.4	2.9	2.1	3.5
อุณหภูมิ Tw (°C)	25.0	26.3	26.6	26.5	26.4	26.3	26.7
ความดัน P_1 (Psig)	150	48	50	50	50	50	48
ความดัน P_2 (Psig)	155	248	250	245	248	250	250
ความดัน P_3 (Psig)	155	248	250	245	245	250	250
ความดัน P_4 (Psig)	145	72	68	70	73	71	70
Sensible Heat Capacity(W)		1300	1300	1300	1300	1300	1300
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1322	1322	1322	1322	1322	1322
Current (A)		4.2	4.2	4.3	4.1	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.924	0.924	0.968	0.902	0.924	0.924
COP		3.923	3.997	4.013	3.840	3.997	3.835

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองที่ปริมาณน้ำ 90 ลิตร

ตารางที่ 4-8 การทดสอบปริมาณน้ำที่ 90 ลิตร

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0	26.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.0	23.5	23.5	23.0	23.5	23.0
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	53.2	52.6	52.6	52.6	52.6	52.1
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	64.6	61.4	61.4	64.6	64.6	61.4	64.6
อุณหภูมิ T_1 (°C)	24.8	16.1	15.1	16.1	16.7	14.7	16.2
อุณหภูมิ T_2 (°C)	24.5	39.0	40.3	38.1	39.6	36.0	36.3
อุณหภูมิ T_3 (°C)	23.8	28.2	28.8	27.0	27.0	27.4	28.5
อุณหภูมิ T_4 (°C)	24.7	2.5	2.3	4.5	3.5	2.1	5.0
อุณหภูมิ Tw (°C)	24.0	24.9	24.8	25.5	25.7	25.4	25.1
ความดัน P_1 (Psig)	143	50	50	50	48	48	48
ความดัน P_2 (Psig)	150	245	245	240	240	240	237
ความดัน P_3 (Psig)	150	240	245	240	240	240	235
ความดัน P_4 (Psig)	135	60	60	60	60	67	65
Sensible Heat Capacity(W)		1300	1300	1300	1300	1300	1300
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1322	1322	1322	1322	1322	1322
Current (A)		4.1	4.1	4.2	4.2	4.2	4.1
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.902	0.902	0.924	0.924	0.924	0.902
COP		4.149	4.079	4.119	4.156	4.030	4.017

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.2 Heater 1.1 kw ที่ปริมาณน้ำ 90 ลิตร

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 17°c

ตารางที่ 4-9 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 17°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	29.5	29.5	29.0	29.0	29.0	29.0	29.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.5	23.0	23.0	22.5	22.0	22.0
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	51.1	55.4	52.1	52.1	52.1	48.8
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	73.1	73.1	72.8	72.8	72.8	72.8	72.8
อุณหภูมิ T_1 (°C)	28.3	12.7	12.1	12.7	11.9	10.7	12.6
อุณหภูมิ T_2 (°C)	28.7	52.7	53.5	52.7	51.1	52.5	50.3
อุณหภูมิ T_3 (°C)	28.1	39.2	40.2	39.2	41.1	41.7	40.3
อุณหภูมิ T_4 (°C)	18.2	0.8	1.1	0.9	1.8	1.8	1.8
อุณหภูมิ Tw (°C)	28.0	34.3	34.9	34.5	34.3	35.6	35.2
ความดัน P_1 (Psig)	160	50	50	50	50	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	165	255	255	250	260	260	260
ความดัน P_3 (Psig)	165	250	252	250	260	260	260
ความดัน P_4 (Psig)	150	60	60	60	60	60	60
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.3	4.4	4.3	4.3	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.946	0.968	0.946	0.946	0.924	0.924
COP		3.641	3.591	3.576	3.508	3.510	3.542

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 19°c

ตารางที่ 4-10 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 19°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	25.0	23.0	23.0	23.0	22.5	23
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	51.1	55.4	52.1	52.1	51.5	51.5
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	66.0	66.0	69.1	69.1	69.1	69.1	69.1
อุณหภูมิ T_1 (°C)	28.1	25.3	12.4	12.9	13.5	13.6	13.8
อุณหภูมิ T_2 (°C)	28.7	48.8	53.4	52.9	48.8	45.7	43.5
อุณหภูมิ T_3 (°C)	28.2	40.5	41.4	40.8	39.6	38.5	36.7
อุณหภูมิ T_4 (°C)	28.0	2.3	2.1	2.1	3.8	5.1	6.1
อุณหภูมิ Tw (°C)	29.0	33.0	34.4	35.2	35.0	35.6	34.4
ความดัน P_1 (Psig)	160	50	50	50	50	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	160	260	265	270	270	270	270
ความดัน P_3 (Psig)	150	255	260	265	265	260	260
ความดัน P_4 (Psig)	140	60	60	62	60	62	60
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.4	4.3	4.3	4.3	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.968	0.946	0.946	0.946	0.924	0.924
COP		3.590	3.501	3.493	3.520	3.563	3.576

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 21°c

ตารางที่ 4-11 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 21°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	28.0	28.0	28.5	28.0	28.0	28.0	28.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	25.0	25.0	24.0	24.0	24.5	24.0
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	51.1	51.1	53.2	53.2	50.6	50.0
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	69.1	69.1	69.4	72.3	69.1	69.1	69.1
อุณหภูมิ T_1 (°C)	27.6	14.5	15.9	13.8	12.9	15.3	15.1
อุณหภูมิ T_2 (°C)	28.0	50.4	46.3	49.6	51.3	45.6	45.1
อุณหภูมิ T_3 (°C)	27.8	37.8	37	38.8	39.3	37.9	37.6
อุณหภูมิ T_4 (°C)	27.5	1.2	3.7	1.8	1.7	3.9	4.5
อุณหภูมิ Tw (°C)	29.0	31.5	31.8	32.0	32.5	32.7	32.9
ความดัน P_1 (Psig)	155	50	50	50	50	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	160	250	250	253	260	256	260
ความดัน P_3 (Psig)	160	248	250	250	250	250	250
ความดัน P_4 (Psig)	140	59	60	60	60	60	60
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.3	4.2	4.2	4.3	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.946	0.924	0.924	0.946	0.924	0.924
COP		3.757	3.739	3.698	3.655	3.651	3.650

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 23°c

ตารางที่ 4-12 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 23°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	29.0	29.5	29.0	29.0	29.0	29.0	29.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	26.0	25.5	25.5	25.5	25.0	25.0
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	52.2	51.6	51.6	51.6	51.1	51.1
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	52.2	50.0	52.2	52.2	52.2	49.5	49.5
อุณหภูมิ T_1 (°C)	27.5	14.9	15.3	14.5	14.8	15.9	16.3
อุณหภูมิ T_2 (°C)	27.9	44.7	46.4	44.7	49.1	43.9	46.4
อุณหภูมิ T_3 (°C)	27.7	25.9	31.3	32.7	33.0	31.2	35.1
อุณหภูมิ T_4 (°C)	27.1	1.2	3.8	3.8	2.4	2.6	2.9
อุณหภูมิ Tw (°C)	28.5	30.2	31.6	31.4	31.6	31.8	31.2
ความดัน P_1 (Psig)	150	45	50	50	50	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	165	240	245	245	250	250	250
ความดัน P_3 (Psig)	165	240	240	245	245	250	250
ความดัน P_4 (Psig)	150	55	58	58	60	60	60
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.2	4.2	4.2	4.3	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.924	0.924	0.924	0.946	0.924	0.924
COP		3.903	3.962	3.868	3.876	3.923	3.853

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 25°c

ตารางที่ 4-13 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 25°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	27.5	27.0	27.0	27.5	27.0	27.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	50.8	50.3	50.3	50.8	53.2	53.6
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	69.1	66.0	62.9	69.1	69.1	62.9	69.1
อุณหภูมิ T_1 (°C)	27.4	18.1	17.0	19.1	18.5	18.7	15.6
อุณหภูมิ T_2 (°C)	27.7	34.4	37.2	37.4	36.5	40.7	37.2
อุณหภูมิ T_3 (°C)	27.5	29.2	32.3	32.3	31.4	35.2	31.9
อุณหภูมิ T_4 (°C)	27.3	5.9	4.6	4.2	3.8	5.1	4.9
อุณหภูมิ Tw (°C)	29.0	30.5	30.7	30.5	30.5	30.6	30.9
ความดัน P_1 (Psig)	150	48	48	50	50	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	160	240	240	240	240	240	240
ความดัน P_3 (Psig)	160	240	240	240	240	240	240
ความดัน P_4 (Psig)	148	58	58	60	60	60	60
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.1	4.2	4.1	4.1	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.902	0.924	0.902	0.902	0.924	0.924
COP		3.966	3.967	3.993	4.024	4.114	4.005

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4.2.3 ไม่มีภาระ ที่ปริมาณน้ำ 90 ลิตร

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 17°c

ตารางที่ 4-14 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 17°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	28.5	28.5	28.5	28.0	28.0	28.0	28.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.0	23.0	22.0	22.0	22.0	22.0
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	53.2	53.2	54.3	50.9	50.9	50.9
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	69.4	69.4	66.3	51.3	51.3	51.3	51.3
อุณหภูมิ T_1 (°C)	26.9	12.5	11.7	11.3	10.8	10.6	10.5
อุณหภูมิ T_2 (°C)	27.0	50.9	51.8	52.1	52.5	52.5	50.3
อุณหภูมิ T_3 (°C)	26.7	37.3	38.3	38.6	39.1	39.3	40.0
อุณหภูมิ T_4 (°C)	26.6	1.2	1.2	1.2	1.4	1.4	1.9
อุณหภูมิ Tw (°C)	29.0	30.5	31.6	31.7	31.9	32.4	32.7
ความดัน P_1 (Psig)	150	50	50	50	50	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	165	250	255	260	260	260	262
ความดัน P_3 (Psig)	170	250	250	255	255	255	260
ความดัน P_4 (Psig)	150	60	60	60	60	60	60
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.2	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.924	0.924	0.924	0.924	0.924	0.924
COP		3.759	3.664	3.624	3.607	3.597	3.618

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 19°c

ตารางที่ 4-15 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 19°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	29.5	29.0	29.0	29.0	28.5	28.5	28.5
อุณหภูมิในห้อง	30.0	23.0	23.0	23.0	22.5	22.0	22.0
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	52.1	52.1	52.1	51.5	50.9	50.9
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	64.0	66.7	66.7	66.7	63.3	63.3	63.3
อุณหภูมิ T_1 (°C)	27.4	13.7	13.0	14.5	13.6	13.6	13.3
อุณหภูมิ T_2 (°C)	28.3	50.0	51.4	46.1	47.8	42.2	42.6
อุณหภูมิ T_3 (°C)	28.2	37.5	38.2	37.2	38.6	37.2	38.0
อุณหภูมิ T_4 (°C)	28.2	0.6	0.6	3.1	1.7	3.6	2.9
อุณหภูมิ Tw (°C)	28.0	30.2	30.9	31.6	31.7	32.4	32.7
ความดัน P_1 (Psig)	155	50	50	48	48	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	165	245	48	250	250	250	250
ความดัน P_3 (Psig)	160	240	48	248	248	250	250
ความดัน P_4 (Psig)	155	59	57	60	55	60	60
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.3	4.2	4.3	4.2	4.2	4.3
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.946	0.924	0.946	0.924	0.924	0.946
COP		3.782	3.764	3.631	3.625	3.738	3.722

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 21°c

ตารางที่ 4-16 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 21°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	28.0	28.0	28.0	27.5	27.5	28.0	27.5
อุณหภูมิในห้อง	30.0	24.5	24.5	24.5	24.0	24.0	24.0
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	53.7	53.7	53.7	53.2	53.2	53.2
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	66.0	66.0	66.0	68.8	65.7	62.9	65.7
อุณหภูมิ T_1 (°C)	27.7	17.5	16.3	15.9	15.0	15.5	16.0
อุณหภูมิ T_2 (°C)	27.5	38.1	41.7	41.3	44.8	42.1	37.4
อุณหภูมิ T_3 (°C)	27.3	35.1	36.3	35.3	37.7	36.0	33.9
อุณหภูมิ T_4 (°C)	27.2	2.3	1.6	4.9	3.9	3.3	5.5
อุณหภูมิ Tw (°C)	27.0	30.3	30.6	30.4	30.8	30.4	30.5
ความดัน P_1 (Psig)	150	50	50	50	50	50	50
ความดัน P_2 (Psig)	160	245	245	250	250	250	245
ความดัน P_3 (Psig)	160	245	245	248	245	250	241
ความดัน P_4 (Psig)	145	60	60	58	60	60	60
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.3	4.2	4.2	4.2	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.946	0.924	0.924	0.924	0.924	0.924
COP		3.837	3.813	3.805	3.777	3.761	3.885

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 23°c

ตารางที่ 4-17 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 23°c

รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	28.0	27.5	27.5	27.5	27.5	27.5	27.5
อุณหภูมิในห้อง	30.0	26.0	26.5	26.0	26.0	25.5	25.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	52.2	50.8	52.2	49.2	49.2	52.2
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	62.9	62.6	68.8	68.8	62.6	68.8	68.8
อุณหภูมิ T_1 (°C)	26.6	18.0	17.8	16.9	16.7	15.4	15.8
อุณหภูมิ T_2 (°C)	26.7	33.6	35.5	33.8	37.6	33.7	34.3
อุณหภูมิ T_3 (°C)	26.8	30.7	31.7	31.4	33.8	31.4	31.8
อุณหภูมิ T_4 (°C)	26.5	5.4	2.6	7.4	9.2	6.0	5.4
อุณหภูมิ Tw (°C)	27.0	29.5	29.7	29.5	29.0	28.4	28.7
ความดัน P_1 (Psig)	150	48	50	50	50	45	45
ความดัน P_2 (Psig)	160	240	240	240	240	240	240
ความดัน P_3 (Psig)	160	240	240	235	240	240	235
ความดัน P_4 (Psig)	145	55	55	60	60	60	55
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.2	4.1	4.2	4.1	4.2	4.2
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.924	0.902	0.924	0.902	0.924	0.924
COP		3.902	3.990	4.011	3.927	4.027	4.010

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการทดลองการปรับอากาศที่อุณหภูมิ 25°c

ตารางที่ 4-18 การปรับอากาศที่อุณหภูมิ 25°c

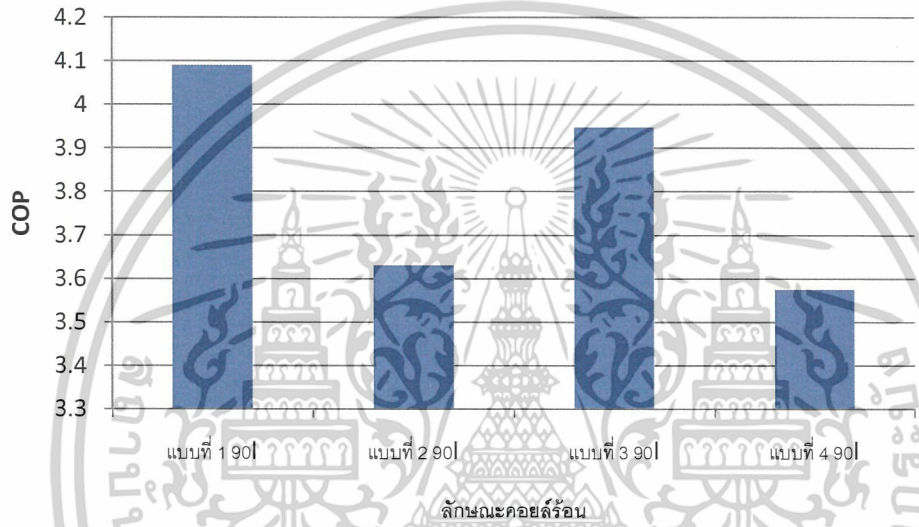
รายละเอียด	เวลา (นาที)						
	0	10	20	30	40	50	60
อุณหภูมินอกห้อง	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0	28.0
อุณหภูมิในห้อง	30.0	27.0	26.5	26.5	27.0	27.0	26.5
ความชื้นสัมพัทธ์ในห้อง%	50.4	53.2	52.7	52.78	53.2	50.3	50.3
ความชื้นสัมพัทธ์นอกห้อง%	66.0	66.0	69.1	69.1	66.0	69.1	66.00
อุณหภูมิ T_1 (°C)	26.3	11.2	12.1	11.8	12.4	11.5	11.2
อุณหภูมิ T_2 (°C)	27.1	42.5	41.3	45.3	44.5	41.8	43.9
อุณหภูมิ T_3 (°C)	26.7	31.3	30.5	32	29.8	31.0	31.0
อุณหภูมิ T_4 (°C)	26.1	1.9	1.8	2.2	2.4	1.7	2.4
อุณหภูมิ Tw (°C)	27.0	27.4	27.5	27.4	27.3	27.5	27.7
ความดัน P_1 (Psig)	150	53	54	53	55	52	53
ความดัน P_2 (Psig)	160	239	240	240	238	240	238
ความดัน P_3 (Psig)	160	240	244	245	240	244	240
ความดัน P_4 (Psig)	140	60	59	60	57	60	58
Sensible Heat Capacity(W)		1100	1100	1100	1100	1100	1100
Latent heat Capacity (W)		22	22	22	22	22	22
Total Capacity (W)		1122	1122	1122	1122	1122	1122
Current (A)		4.2	4.2	4.2	4.1	4.2	4.1
Voltage (V)		220	220	220	220	220	220
Power Input (kW)		0.928	0.928	0.928	0.902	0.928	0.902
COP		4.227	4.308	4.166	4.399	4.161	4.249

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5
วิเคราะห์ผลการทดลอง

5.1 วิเคราะห์ผลการทดลอง

5.1.1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับรูปแบบลักษณะคอยล์ร้อนแบบต่างๆ

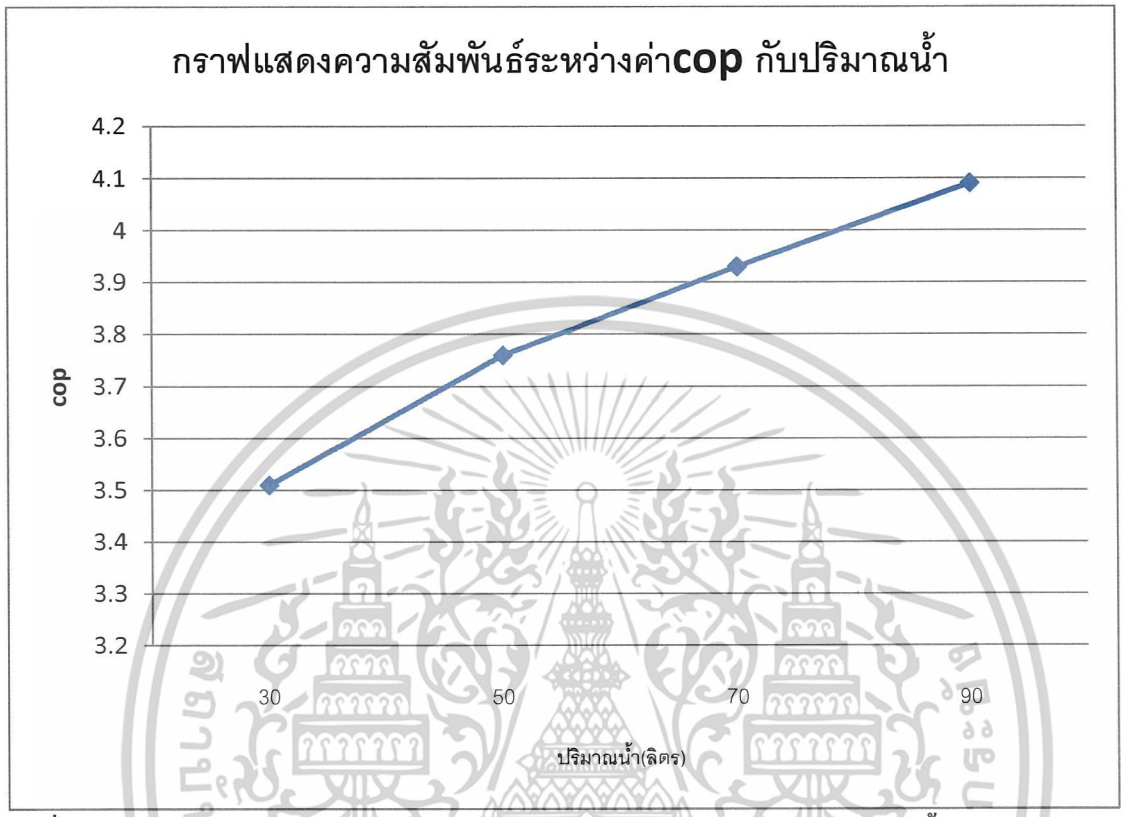


รูปที่ 5.1 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่าง ค่า COP กับ รูปแบบลักษณะของคอยล์ร้อนแบบต่างๆ

จากกราฟที่ 5.1 จะเห็นได้ว่าค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศที่ใช้เครื่องควบแน่นแบบไฮบริดจ์ จะมีค่าสูงกว่า เครื่องปรับอากาศทั่วไป ซึ่งที่รูปแบบคอยล์ร้อนในลักษณะต่างๆกันนี้ แบบที่ 1 หรือแบบวงกลมจะมีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นมากที่สุด สูงกว่าทุกรูปแบบที่ทำการทดลองคือ 4.09 แบบที่ 2 คือแบบสี่เหลี่ยม 3.63 มีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น แบบที่ 3 คือแบบกรวย มีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น 3.96 ส่วนแบบที่ 4 คือแบบทั่วไป มีค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น 3.53 โดยค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นจะแปรผกผันกับค่า Head Loss ที่ได้จากการคำนวณตามสมการในบทที่ 2 เนื่องจากเมื่อ Head Loss มากจะทำให้ความเร็วของสารทำความเย็นช้าลงทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลงตามทฤษฎี

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.2. ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับ ปริมาณน้ำระดับต่างๆกันในคอยล์ร้อนแบบวงกลม

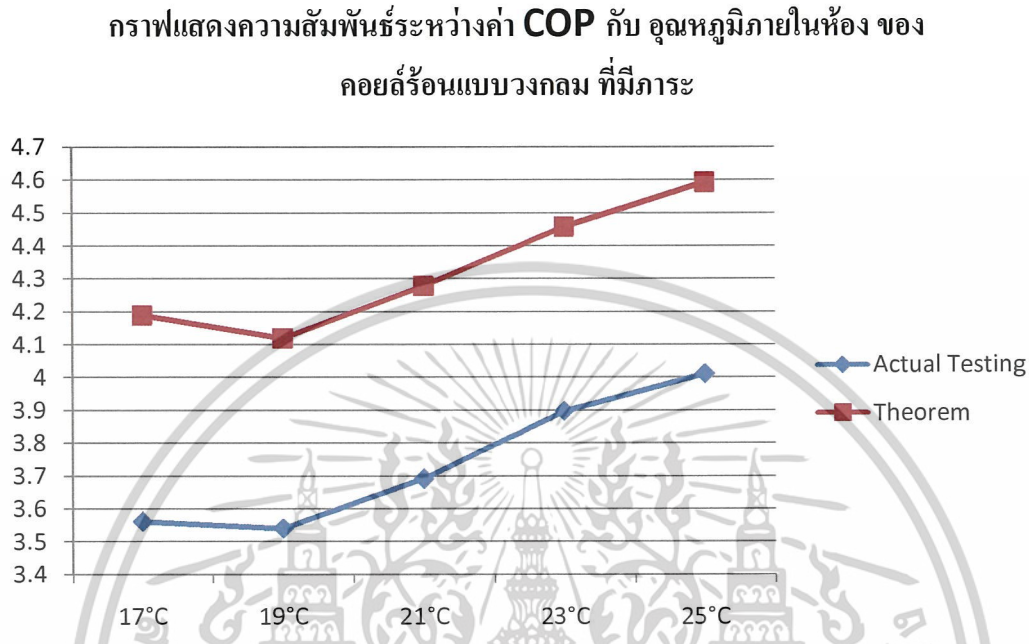


รูปที่ 5.2 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับ ปริมาณน้ำระดับต่างๆกันในคอยล์ร้อนแบบวงกลม

จากรูปที่ 5.2 ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นในคอยล์ร้อนแบบวงกลม ที่ปริมาณน้ำ 90 ลิตร จะให้ประสิทธิภาพที่ดีที่สุด คือ 4.09 เนื่องจากว่าเมื่อมีปริมาณน้ำมากขึ้นทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้นทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น ซึ่งทำให้เกิดเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสเพิ่มขึ้น (การแลกเปลี่ยนความร้อนแบบสัมผัสจะมีประสิทธิภาพดีกว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบแฝง)

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.3. ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น กับอุณหภูมิภายในห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลมโดยมีภาระอยู่ที่ 1100w

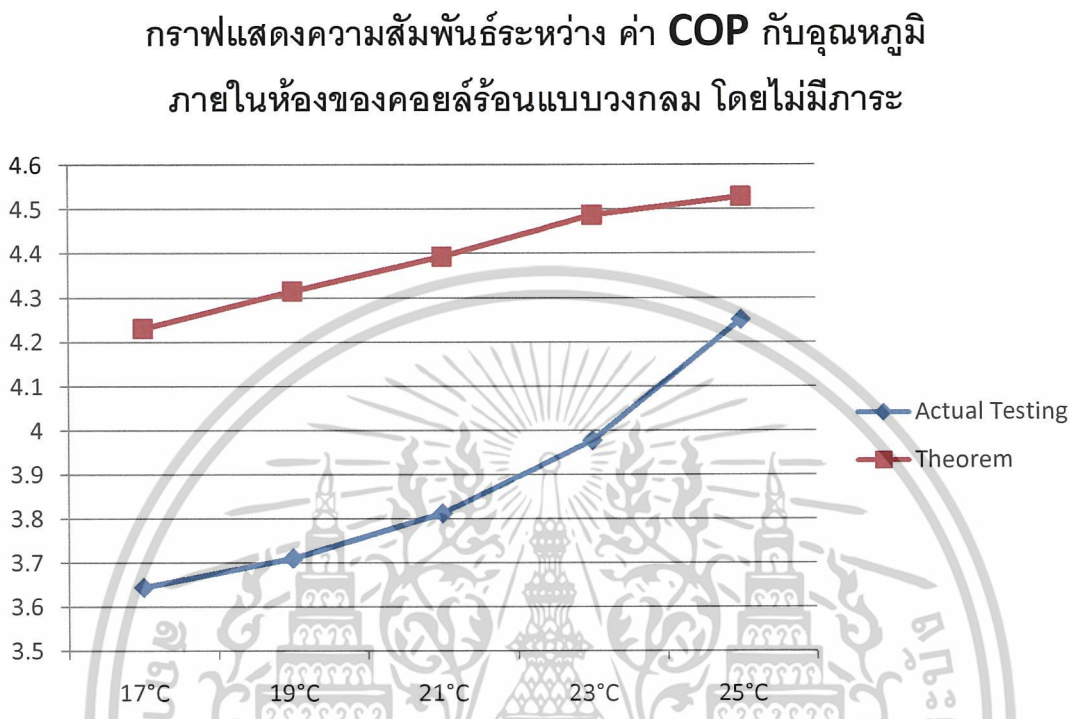


รูปที่ 5.3 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น กับอุณหภูมิภายในห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลมโดยมีภาระอยู่ที่ 1100 w

จากกราฟที่ 5.3 ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของคอยล์ร้อนแบบวงกลม ที่อุณหภูมิ 25°C โดยมีภาระอยู่ที่ 1100w จะมีค่าสูงสุด คือ 4.011 โดยทำการเปรียบเทียบค่าจากทฤษฎี 4.59 ซึ่งสามารถคิดเทียบเป็น 12.65% ที่อุณหภูมินี้จะทำให้เกิดการประหยัดพลังงานที่สุด ในทางปฏิบัติแล้วค่าประสิทธิภาพจะน้อยกว่าค่าประสิทธิภาพทางทฤษฎีเนื่องจากในการปฏิบัติจริงนั้นจะเกิด Pressure drop ในคอนเดนเซอร์ อีวาปโปเรเตอร์ และในทางเข้า-ออกของคอมเพลสเซอร์ ซึ่งจะมีค่ามากหรือน้อยนั้นก็ขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพการทำงานของอุปกรณ์นั้นๆด้วย

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.4 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับอุณหภูมิภายในห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลมโดยไม่มีภาระ

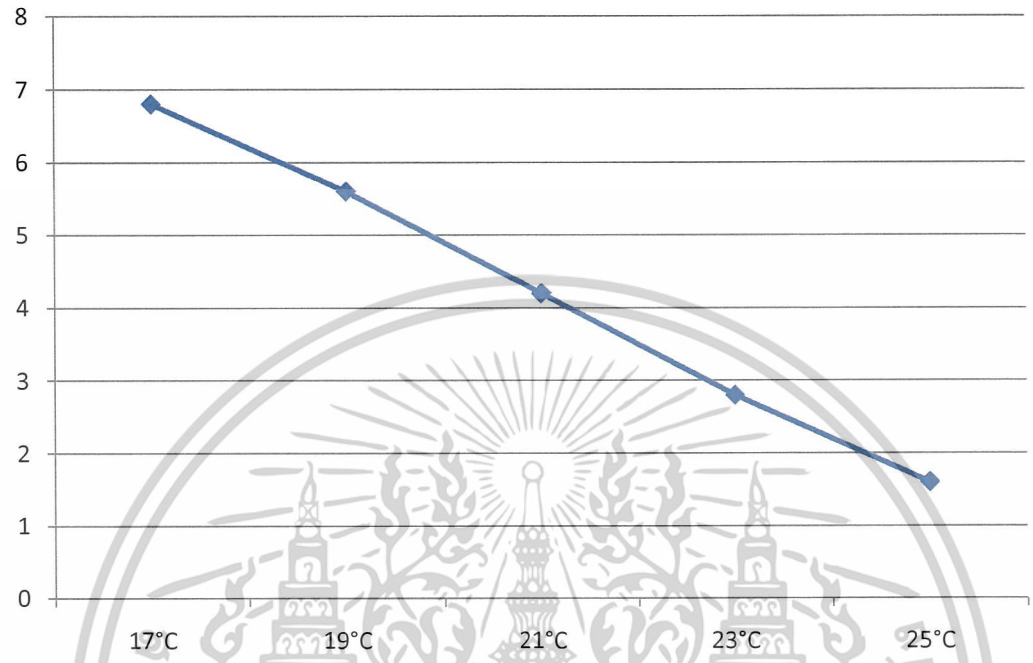


รูปที่ 5.4 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับอุณหภูมิภายในห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลมโดยไม่มีภาระ

จากกราฟที่ 5.4 จะเห็นได้ว่า ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นของคอยล์ร้อนแบบวงกลม ที่อุณหภูมิ 25°C โดยไม่มีภาระ จะมีค่าสูงสุดอยู่ที่ 4.25 โดยทำการเปรียบค่าเทียบจากทฤษฎี 4.53 ซึ่งสามารถคิดเทียบเป็น 6.11% ที่อุณหภูมินี้จะทำให้เกิดการประหยัดพลังงานสูงสุด เนื่องจากในระบบไม่ต้องสูญเสียพลังงานในการทำความเย็นเพิ่มจากภาระทำให้ได้ประสิทธิภาพสูงกว่าในกรณีที่มีภาระ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

5.1.5 ความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำกับอุณหภูมิห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลม



รูปที่ 5.5 กราฟแสดงความสัมพันธ์ระหว่างความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำกับอุณหภูมิห้องของคอยล์ร้อนแบบวงกลม

จากกราฟที่ 5.5 จะเห็นได้ว่า ความแตกต่างของอุณหภูมิน้ำเริ่มต้นกับอุณหภูมิน้ำสุดท้าย ที่อุณหภูมิ 25°C จะมีค่าต่ำสุด คือ 1.6°C ซึ่งหมายความว่า เมื่อความแตกต่างอุณหภูมิน้อยจะทำให้อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิต่ำทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำมีมาก ทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น ในทางตรงข้ามหากว่าน้ำมีอุณหภูมิสูงก็จะทำให้การแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับน้ำน้อยลงก็จะทำให้ประสิทธิภาพลดลง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 6
สรุปผลการทดลอง และข้อเสนอแนะ

6.1 สรุปผลการทดลอง

1. คอยล์ร้อนแบบวงกลม ในปริมาณน้ำ 90 ลิตร ปรับที่อุณหภูมิ 25 °C จะได้ค่า COP เท่ากับ 4.01 ในกรณีที่มีภาระ และ COP เท่ากับ 4.2ในกรณีที่ไม่มีภาระ

2. ค่าความแตกต่างของน้ำหล่อเย็นยิ่งมากจะทำให้ค่า COP น้อย (เนื่องจากน้ำหล่อเย็นมีอุณหภูมิสูง)

3. ปริมาณน้ำมากจะทำให้ค่า cop สูงขึ้น

4. จาก Project นี้ทำให้ค่าประสิทธิภาพเพิ่มจาก air cool(Mitsubishi) 25.31% กรณีมีภาระและ 32.81% กรณีไม่มีภาระ

5. จาก Project นี้ทำให้ค่าประสิทธิภาพเพิ่มจากเอกสารอ้างอิง [9] 13.6% กรณีมีภาระ และ 27.48% กรณีไม่มีภาระ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

6.2 ข้อเสนอแนะ

1. อุปกรณ์ที่ใช้วัดค่าต่างๆควรมีการตรวจสอบเครื่องมือวัด ก่อนทำการทดลอง เพื่อให้การทดลองน่าเชื่อถือมากขึ้น

2. โครงการนี้เลือกทดสอบเฉพาะเวลากลางคืน ซึ่งจะทำให้อุปกรณ์ทุกชิ้นของระบบทดสอบสามารถทำงานได้มีประสิทธิภาพมากกว่าตอนกลางวัน

3. คอยล์ร้อนได้ถูกจำกัดความยาวที่ 15 เมตรที่รุ่นพี่เคยทดลองไว้ แต่ถ้าให้ความยาว 100 เมตร รูปร่างของคอยล์ร้อนอาจจะไม่ใช่รูปแบบที่เลือกก็เป็นได้ เพราะฉะนั้น ยังสามารถทำการทดลองในเรื่องความยาวต่อไปได้อีก

4. ท่อยาว พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนมากขึ้นการลดลงของความดันก็จะมากขึ้น

5. ท่อสั้น พื้นที่แลกเปลี่ยนความร้อนน้อยลงการลดลงของความดันก็จะน้อยลง

6. ในการทดลอง ห้องทดลองแบ่งแยกออกเป็น 2 ส่วน แบ่งเป็นภายในกับภายนอก ซึ่งภายในสามารถตั้งอุณหภูมิได้ตามเงื่อนไขของ องค์กรมาตรฐานสากล แต่ภายนอก เราไม่สามารถควบคุมตามมาตรฐานขององค์กรได้ เราจึงได้ทดสอบในเวลากลางคืนเพื่อที่จะได้รับผลกระทบจากภายนอกให้น้อยที่สุดโดยเฉพาะด้านแสงอาทิตย์ ดังนั้นค่าที่ได้ อาจจะใช้ได้เฉพาะกับประเทศที่อยู่ในเขตร้อนชื้นเหมือนประเทศไทย

7. การควบคุมอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์ต่ำของอากาศในห้องทดลอง จะสามารถควบคุมได้ยากกว่าการควบคุมอุณหภูมิ และความชื้นสัมพัทธ์สูง

8. ในช่วงเริ่มต้นการทดลองค่าที่ได้มีค่าค่อนข้างไม่คงที่

9. อุปกรณ์ที่ใช้วัดค่าไม่ละเอียด

10. ทำความสะอาดชุดหัววัดอุณหภูมิ โดยใช้ผ้าสะอาดเช็ดหัววัดอุณหภูมิให้แห้งสำหรับชุด dry bulb และทำความสะอาดชุด wet bulb โดยผ้าและน้ำที่ใช้จะต้องสะอาด

11. ในการหาค่าเอนทัลปีควรใช้โปรแกรม cool pack เพื่อให้ได้ค่าที่ละเอียดยิ่งขึ้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

[1] อัครเดช สินธุภัค, "กระบวนการปรับอากาศและการทำความเย็น", 2544

[2] ดร.พิชิต ฤกษนันทน์, สะพรั่ง สุวภิรมย์โชติ, "การทำความเย็น", สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี

[3] ผศ.ดร.สมชัย อัครทิวา, อาจารย์ขวัญจิต วงษ์ชารี, "เทอร์โมไดนามิกส์", กรุงเทพฯ : แมคกรอ-ฮิล, 2545

[4] Richard C. Jordan and Gayle B. Priester, "Refrigeration and Air Conditioning" 2 nd edition, NewDelhi, 1973

[5] ผศ.ชูชัย ต.ศิริวัฒนา, " การทำความเย็นและการปรับอากาศ" , กรุงเทพฯ : สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยี (ไทย-ญี่ปุ่น), 2546

[6] วีรศักดิ์ บุญทน, "การทำความเย็น", กรุงเทพฯ, ศูนย์หนังสือแห่งจุฬามหาวิทยาลัย

[7] ผศ.ดร. พงษ์เจต พรหมวงศ์, "การถ่ายเทความร้อน", สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าคุณทหารลาดกระบัง

[8] Anthony Esposito, "Fluid Power 6th Edition", Pearson Education

[9] ปริญญานิพนธ์ "การศึกษาเชิงทดลองของระบบปรับอากาศแบบแยกส่วนที่มีระบบหล่อเย็นแบบไฮบริดจ์ ปี 2549"

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหาและต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้