

การศึกษาการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น

STUDY TO THE HEAT EXCHANGER TURBO FIN TO REDUCE THE TEMPERATURE OF THE REFRIGERANT BEFORE ENTERING THE CONDENSER

นิมิตร จินตนาฤทัยกุล

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2557

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

การศึกษา การเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว
เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น

นิมิตร จินตนาฤทัยกุล

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิตสาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

พ.ศ. 2557

ลิขสิทธิ์ของมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์ การศึกษาการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น
Study to the Heat Exchanger Turbo Fin to Reduce the Temperature of the Refrigerant before Entering the Condenser

ชื่อ - นามสกุล นายนิมิตร จิตนาถทัยกุล

สาขาวิชา วิศวกรรมเครื่องกล

อาจารย์ที่ปรึกษา อาจารย์สถาพร ทองวิก, Ph.D.

ปีการศึกษา 2557

คณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์



..... ประธานกรรมการ

(อาจารย์เทอดเกียรติ ลิ้มปีทีปการ, Ph.D.)



..... กรรมการ

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์วิโรจน์ ฤทธิทอง, Ph.D.)



..... กรรมการ

(อาจารย์มนุศักดิ์ จานทอง, Dr.-Ing.)



..... กรรมการ

(อาจารย์สถาพร ทองวิก, Ph.D.)

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี อนุมัติวิทยานิพนธ์ฉบับนี้
เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิทยาศาสตรบัณฑิต

.....คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์

(ผู้ช่วยศาสตราจารย์สิวกอ อ่างทอง, Ph.D.)

วันที่ 7 เดือน มกราคม พ.ศ. 2558

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำความเย็น ก่อนเข้าเครื่องควบแน่น
ชื่อ – นามสกุล	นายนิมิตร จินตนาฤทัยกุล
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	อาจารย์สถาพร ทองวิก, ปร.ด.
ปีการศึกษา	2557

บทคัดย่อ

งานวิจัยฉบับนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) อัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) และความต้องการพลังงาน (input power) ของเครื่องทำความเย็นขนาด 24560 Btu/h ด้วยสารทำความเย็น R-22 การทดสอบจะทำก่อนการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และหลังการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และแบบท่อร่องเกลียวชนิด Turbo Fin

การทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น จะใช้น้ำเป็นสารตัวกลางในการกำหนดอุณหภูมิทดสอบแทนอากาศ โดยให้น้ำมีการไหลแบบสวนทาง (counter flow) อัตราการไหลของน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต และอีแวปโปเรชันยูนิตมีค่าเท่ากันที่ 0.418 kg/s และอุณหภูมิน้ำมีค่า 15°C และ 45°C ตามลำดับ สำหรับอัตราการไหลของน้ำที่อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะมีค่าคงที่เท่ากับ 0.0127 kg/s ที่อุณหภูมิ 15°C

จากผลการทดลองในการหาค่า COP, EER และค่าความต้องการพลังงาน พบว่ามีค่า 3.35, 11.43 (Btu/h)/W และ 2149 W ตามลำดับ และเมื่อทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ พบว่ามีค่า COP และค่า EER สูงขึ้น 5.05 % ค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง 4.82 % สุดท้ายเมื่อทำการตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว พบว่า มีค่า COP และค่า EER สูงขึ้น 14.62 % และค่าการใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง 12.8 %

คำสำคัญ: อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว การลดอุณหภูมิ

Thesis Title	Study to the Heat Exchanger Turbo Fin to Reduce the Temperature of the Refrigerant before Entering the Condenser
Name - Surname	Mr. Nimitr Jintanrulithaikul
Program	Mechanical Engineering
Thesis Advisor	Mr. Sathaporn Thongwitk, Ph.D.
Academic Year	2014

ABSTRACT

The objective of this research is to compare the coefficient of performance (COP), the energy efficiency ratio (EER), and the input power of the 24,560-Btu/h refrigerator with R-22 refrigerant. The experimental tests are conducted before the installation of the heat exchanger and after the installation of a smooth tube and a spiral groove tube (Turbo Fin).

To control the temperature for testing of refrigeration performance, water is used instead of air. The water flow is arranged to be the counter-flow direction. The water flow rate in the condensing and evaporation units are 0.418 kg/s and the water temperatures are 15 °C and 45 °C respectively. The water flow rate in the heat exchanger is constant and equal to 0.0127 kg / s. at a temperature of 15 °C

The experimental results showed that the COP, EER, and the input power were 3.35, 11.43 (Btu/h)/W, and 2149 W, respectively. When installing the smooth tube, it was found that the COP and EER values increased 5.05 % and the input power fell 4.82 %. Finally, when installing the turbo fin tube, it was found that the COP and EER values increased 14.62 % and the input power fell 12.8 %.

Keywords: heat exchanger smooth tube, heat exchanger turbo fin, reduce the temperature

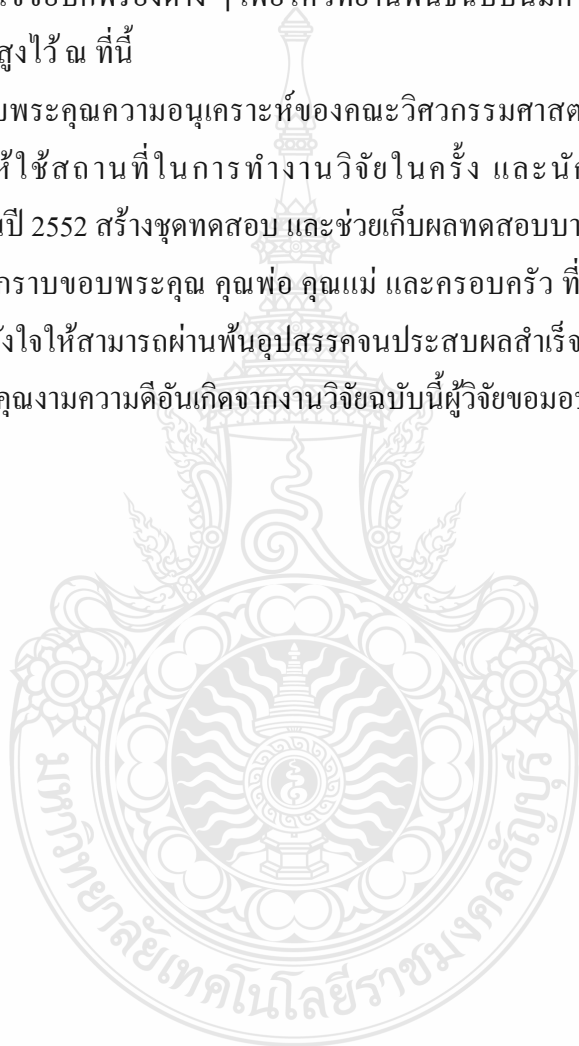
กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์ฉบับนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยความช่วยเหลือเป็นอย่างดีของ ดร. สถาพร ทองวิก อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ดร.เทอดเกียรติ ลิ้มปิที่ปราการ ดร.มนูศักดิ์ จานทอง กรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ศศ.ดร.วิโรจน์ ฤทธิทอง ผู้ทรงคุณวุฒิ ที่กรุณาให้คำแนะนำ และให้คำปรึกษาตลอดจนได้ให้ความช่วยเหลือแก้ไขข้อบกพร่องต่าง ๆ เพื่อให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์ ผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ ที่นี้

ขอกราบขอบพระคุณความอนุเคราะห์ของคณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี ให้ใช้สถานที่ในการทำงานวิจัยในครั้งนี้ และนักศึกษาปริญญาตรี คณะวิศวกรรมเครื่องกล รุ่นปี 2552 สร้างชุดทดสอบ และช่วยเก็บผลทดสอบบางส่วนให้

สุดท้ายนี้ขอกราบขอบพระคุณ คุณพ่อ คุณแม่ และครอบครัว ที่คอยให้ความช่วยเหลือ ให้คำปรึกษาและเป็นกำลังใจให้สามารถผ่านพ้นอุปสรรคจนประสบผลสำเร็จ รวมถึงผู้ที่ไม่ได้กล่าวนามมา ณ ที่นี้ด้วย สำหรับคุณงามความดีอันเกิดจากงานวิจัยฉบับนี้ผู้วิจัยขอมอบแด่ผู้มีพระคุณทุกท่าน

นิมิตร์ จินตนาฤทัยกุล



สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย	(3)
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	(4)
กิตติกรรมประกาศ	(5)
สารบัญ	(6)
สารบัญตาราง	(9)
สารบัญรูป	(10)
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ	(13)
บทที่ 1 บทนำ	
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา	14
1.2 กรอบแนวคิดในการวิจัย	16
1.3 วัตถุประสงค์การวิจัย	18
1.4 สมมติฐาน	18
1.5 ขอบเขตการวิจัย	19
1.6 ขั้นตอนการดำเนินงาน	19
1.7 ประโยชน์คาดว่าจะได้รับ	20
บทที่ 2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	
2.1 พื้นฐานการทำความเข้าใจ	21
2.2 วัฏจักรการทำความเข้าใจแบบอดไอพื้นฐาน	24
2.3 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเข้าใจชนิดอดไอ	29
2.4 สารทำความเข้าใจ	33
2.5 ท่อสารทำความเข้าใจ	36
2.6 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	40
2.7 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง	52
บทที่ 3 วิธีดำเนินการวิจัย	
3.1 แผนการดำเนินงานวิจัย	58
3.2 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย	59

สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
3.3 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการวิจัย	60
3.4 การติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัด	66
3.5 การทดสอบและการเก็บข้อมูล	71
3.6 ตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น	82
3.7 สถานที่ทดสอบ	84
บทที่ 4 ผลการทดลอง	
4.1 บทนำ	85
4.2 ผลการเปรียบเทียบแรงดันสารทำความเย็นออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	88
4.3 ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำความเย็นออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ..	89
4.4 ผลการเปรียบเทียบเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP)	90
4.5 ผลการเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)	91
4.6 ผลการเปรียบเทียบกระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์	92
4.7 ผลการเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์	93
4.8 ผลการทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)	94
4.9 ผลการทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ อุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)	96
บทที่ 5 สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ	
5.1 สรุปผลงานวิจัย	98
5.2 ปัญหาที่พบในการทำวิจัยและแนวทางการแก้ปัญหา	98
5.3 ข้อเสนอแนะ	101
เอกสารอ้างอิง	102
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก ตารางบันทึกผลการทดลอง	106
ภาคผนวก ข วงจรไฟฟ้า และวงจรสารทำความเย็น	116
ภาคผนวก ค P-h Diagram for R-22 และพีซีสารมอนทรีออล	121

ภาคผนวก ง ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่	141
ประวัติผู้เขียน	154



สารบัญตาราง

ตารางที่	หน้า
ตารางที่ 2.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขั้นตอนการทำงาน อุณหภูมิ ความดัน สถานะของสาร และอุปกรณ์ทำงาน	28
ตารางที่ 2.2 ชนิดของสารทำความเย็นและการประยุกต์ใช้งาน	34
ตารางที่ 3.1 แผนการดำเนินงาน	58
ตารางที่ 3.2 แสดงค่าเอนทาลปี ค่า COP และค่า EER อัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s	72
ตารางที่ 3.3 แสดงค่าเอนทาลปี ค่า COP และค่า EER อัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) ที่ 0.251 kg/s	72
ตารางที่ 3.4 แสดงค่าเอนทาลปี ค่า COP และค่า EER อัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) ที่ 0.174 kg/s	73
ตารางที่ 4.1 สรุปผลการทดลองก่อนติดตั้ง หลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังทำการหลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว.....	86
ตารางที่ 4.2 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำ ต่อค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้ พลังงาน (EER)	94



สารบัญรูป

รูปที่	หน้า
รูปที่ 1.1 อุณหภูมิที่สูงในฤดูร้อนมีผลทำให้จ่ายค่าไฟฟ้าเพิ่มขึ้น	16
รูปที่ 1.2 แสดงความต้องการใช้พลังงานสูงสุดของไทย	17
รูปที่ 1.3 ประเภทเชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตไฟฟ้า	17
รูปที่ 1.4 องค์ประกอบของปัญหาที่เป็นกรอบแนวคิดในงานวิจัย	18
รูปที่ 2.1 แผนภาพอุปกรณ์การทำความเย็นพื้นฐาน ของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ	27
รูปที่ 2.2 แผนภาพความดัน – เอนทัลปีของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ	28
รูปที่ 2.3 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ	29
รูปที่ 2.4 ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น	42
รูปที่ 2.5 การไหลที่แตกต่างกัน ใน cross flow heat exchangers	42
รูปที่ 2.6 Shell and tube heat exchangers 1 shall pass and 1 tube pass	43
รูปที่ 2.7 Multi-pass flow arrangements in shell-and-tube heat exchangers	43
รูปที่ 2.8 Thermal resistance network associated with heat transfer in a double-pipe heat exchanger	46
รูปที่ 2.9 The two heat transfer surface areas associated with a double-pipe heat exchanger	47
รูปที่ 3.1 แผนผังขั้นตอนการดำเนินงาน	59
รูปที่ 3.2 อุปกรณ์เก็บข้อมูล Data logger ยี่ห้อ EZ	61
รูปที่ 3.3 อุปกรณ์เก็บข้อมูล Data logger ยี่ห้อ GRAPHTEC	61
รูปที่ 3.4 Temperature Sensor	62
รูปที่ 3.5. Pressure Gate	62
รูปที่ 3.6 Clamp Meter.....	63
รูปที่ 3.7 คอมเพรสเซอร์ MITSUBICHI แบบ ROTARY รุ่นNH41VNHT	63
รูปที่ 3.8 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ	64
รูปที่ 3.9 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว	64
รูปที่ 3.10 สารทำความเย็น R-22	65
รูปที่ 3.11 Thermostat ปรับอุณหภูมิ Heater	65

สารบัญรูป(ต่อ)

รูปที่	หน้า
รูปที่ 3.12 ปั้มน้ำขนาด 0.5 HP.	65
รูปที่ 3.13 เครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น	66
รูปที่ 3.14 วงจรสารทำความเย็น และวงจรรน้ำเครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น	67
รูปที่ 3.15 วงจรสารทำความเย็น และบริเวณที่ต้องการเก็บผลการทดสอบ	69
รูปที่ 3.16 ชุดจำลองอีแวปโพเรชั่นยูนิต และชุดจำลองคอนเดนซิ่งยูนิต	70
รูปที่ 3.17 การเก็บข้อมูลด้วย Data logger EZ	71
รูปที่ 3.18 ขั้นตอนการทดสอบเพื่อหาเงื่อนไขที่เหมาะสม	71
รูปที่ 3.19 ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าอีแวปโพเรชั่นยูนิต 35 °C	73
รูปที่ 3.20 ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าอีแวปโพเรชั่นยูนิต 40 °C	74
รูปที่ 3.21 ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าอีแวปโพเรชั่นยูนิต 45 °C	75
รูปที่ 3.22 ขั้นตอนการทดสอบก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน.....	76
รูปที่ 3.23 การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ.....	77
รูปที่ 3.24 ขั้นตอนการทดสอบหลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ	78
รูปที่ 3.25 การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว	79
รูปที่ 3.26 ขั้นตอนการทดสอบหลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว	79
รูปที่ 3.27 การเก็บข้อมูลใช้ Data logger ยี่ห้อ GRAPHTEC.....	80
รูปที่ 3.28 ขั้นตอนการทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ ต่อค่าสัมประสิทธิ์ ของสมรรถนะ (COP)	81
รูปที่ 3.29 แสดง P-h ของระบบทำความเย็น.....	82
รูปที่ 4.1 การเปรียบเทียบแรงดันสารทำความเย็นจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	88
รูปที่ 4.2 การเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	89
รูปที่ 4.3 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP)	90
รูปที่ 4.4 การเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)	91
รูปที่ 4.5 การเปรียบเทียบกระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์	92
รูปที่ 4.6 การเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์	93
รูปที่ 4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ ต่อค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP)	95

รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิในช่วงต่าง ๆ ต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้

พลังงาน (EER) 96



คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

COP	Coefficient of performance
EER	Energy efficiency ratio
\dot{Q}_{cond}	ความร้อนที่ออกจากคอนเดนเซอร์
\dot{Q}_{evap}	ความสามารถในการทำความเย็น
\dot{W}_{comp}	งานที่ให้แก่เครื่องอัด
PF	ตัวประกอบกำลังไฟฟ้า
h_1	เอนทัลปีของสารทำงานก่อนเข้าเครื่องอัดไอ
h_2	เอนทัลปีของสารทำงานออกจากเครื่องอัดไอ
h_3	เอนทัลปีของสารทำงานออกจากอุปกรณ์ควบแน่น
h_4	เอนทัลปีของสารทำงานเข้าอุปกรณ์ระเหย
\dot{m}_r	อัตราการไหลเชิงมวลของสารทำงาน
\dot{m}_w	อัตราการไหลของน้ำสูงสุด
CFC	Chlorofluorocarbon
GWP	Global Warming Potential
HCFC	Hydrochlorofluorocarbon
HFC	Hydrofluorocarbon
\dot{Q}	อัตราการถ่ายโอนความร้อนจากของไหล
\dot{m}_h	อัตราการไหลของมวลของไหลร้อน
\dot{m}_c	อัตราการไหลของมวลของไหลเย็น
C_{pc}, C_{ph}	ความร้อนจำเพาะของไหลเย็น, ของไหลร้อน
$T_{c.out}, T_{h.out}$	อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกจากท่อของไหลเย็น, ของไหลร้อน

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

เนื่องจากประเทศไทยตั้งอยู่ในเขตภูมิอากาศแบบร้อนชื้น มีอากาศร้อนชื้นเกือบตลอดทั้งปี และยังมีปัญหาหมอกพิษทางสิ่งแวดล้อมในเมืองใหญ่ ๆ จึงมีการใช้ระบบปรับอากาศเพื่อทำความเย็นให้เกิดความรู้สึกสบายแก่ผู้อยู่อาศัยอย่างแพร่หลายโดยทั่วไปในบ้านพักอาศัย อาคารสำนักงาน หน่วยงานต่าง ๆ ทั้งภาครัฐ และเอกชน อุปกรณ์ไฟฟ้าเกี่ยวกับการทำความเย็น เช่น เครื่องปรับอากาศ บั๊มความร้อน ตู้เย็น ตู้แช่ เครื่องทำน้ำแข็ง เป็นต้น มีหลักการเดียวกัน และใช้พลังงานสูงเมื่อเทียบกับอุปกรณ์ไฟฟ้าชนิดอื่น อีกทั้งชั่วโมงการทำงานก็ยาวนานกว่าทำให้การใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้น ผู้ใช้จึงต้องตระหนักถึงภาระการจ่ายค่าไฟฟ้าที่มากขึ้น ดังนั้นการที่จะหาวิธีประหยัดพลังงานไฟฟ้าของระบบทำความเย็น โดยไม่ทำให้เกิดผลเสียต่อความสบายของผู้ใช้ และประหยัดค่าใช้จ่าย เพื่อประโยชน์ต่อผู้ใช้เอง และต่อประเทศชาติโดยรวม

ที่ผ่านมาภาครัฐบาลและเอกชนได้มีการรณรงค์ให้ประหยัดพลังงาน โดยเฉพาะในเครื่องปรับอากาศ มีข้อเสนอแนะตามสื่อต่าง ๆ มากมาย ทำให้บริษัทผู้ผลิตเครื่องปรับอากาศ และผู้สนใจทำการศึกษาค้นคว้า วิจัย และพัฒนา ปรับปรุงประสิทธิภาพเครื่องทำความเย็น ให้ใช้พลังงานน้อยลง การลดอุณหภูมิควบแน่น หรือการเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อน ขณะเกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์ เป็นอีกแนวทางหนึ่งที่จะช่วยเพิ่มประสิทธิภาพเครื่องทำความเย็น และลดการใช้พลังงาน เช่น การใช้แผ่นคูลลิ่งแพด (Cooling Pad) ลดอุณหภูมิของอากาศบริเวณคอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น พบว่าลดการใช้พลังงานได้ถึง 10 % [1] การใช้แผ่นคูลลิ่งแพด (Cooling Pad) ลดอุณหภูมิร่วมกับอินเวอร์เตอร์ ของเครื่องปรับอากาศ พบว่าสามารถลดการใช้กำลังไฟฟ้าได้เฉลี่ย 31.04 % เมื่อเทียบกับเครื่องปรับอากาศแบบทั่วไป [2] การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยการใช้เทคนิค Electro hydrodynamic (EHD) หรือการใส่สนามไฟฟ้าให้ไหลผ่านของไหล (สารทำความเย็น) ในขณะที่สารทำความเย็นเกิดการควบแน่น และขณะที่สารทำความเย็นกำลังเดือด เพื่อกระตุ้นสารทำความเย็นให้เกิดความปั่นป่วน เทคนิคนี้สามารถเพิ่มสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน และช่วยลดการใช้พลังงานให้กับเครื่องปรับอากาศ ได้ 10 – 20 % [3] การเพิ่มประสิทธิภาพการระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยการ

ติดตั้งแผงลดอุณหภูมิของอากาศ ที่คอนเดนเซอร์ ของเครื่องปรับอากาศแบบรวมศูนย์ เพื่อลดอุณหภูมิของอากาศให้ต่ำลง ก่อนระบายความร้อนให้กับคอนเดนเซอร์ โดยติดตั้งแผงลดอุณหภูมิของอากาศกับเครื่องปรับอากาศขนาด 200 ตัน ที่ใช้ในโรงงานอุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์ในประเทศไทย และมีการใช้งานตลอด 24 ชั่วโมงต่อวัน เมื่อเทียบกับอุณหภูมิของอากาศในแต่ละฤดูกาล ของประเทศไทย พบว่าฤดูกาลมีผลต่อ สัทธิภาพของการทำงานของแผงลดอุณหภูมิ คิดเป็น 6.55 % ในฤดูร้อน 5.56 % ในฤดูฝน และ 4.03 % ในฤดูหนาวตามลำดับ เมื่อพิจารณาปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าในรอบหนึ่งปี พบว่าปริมาณการใช้พลังงานลดลง 5.59 % [4] จากการศึกษางานวิจัยที่ผ่านมา พบว่าการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นในขณะที่สารทำความเย็นเกิดการควบแน่น และขณะที่สารทำความเย็นกำลังเดือด สามารถลดการใช้พลังงานของระบบทำความเย็นได้

ในระบบทำความเย็นของเครื่องปรับอากาศ ป้อนความร้อน ผู้เย็น ผู้แช่ เครื่องทำน้ำแข็ง และเครื่องทำความเย็นอื่น ๆ จะอาศัยกฎธรรมชาติทำให้สารเปลี่ยนแปลงสถานะ เช่นถ้าเป็นของเหลวที่มีความดันสูงอยู่ที่ทำให้ความดันลดถึงค่าหนึ่ง สารทำความเย็นจะต้องกลายเป็นไอ โดยฝืนธรรมชาติไม่ได้ วิธีการลดความดันก็ให้ไหลผ่านอุปกรณ์ลดความดัน เช่นท่อขนาดเล็ก (Capillary tube) หรือวาล์วลดความดัน (Expansion valve) มวลที่กลายเป็นไอส่วนหนึ่ง เช่นในเครื่องปรับอากาศ ประมาณ 20 % ถึง 30 % สารทำความเย็นต้องการความร้อนแฝงจำนวนมาก ก็โดยการดูดจากมวลส่วนที่ยังเป็นของเหลวอยู่ประมาณ 70 % ถึง 80 % ทำให้ของเหลวเย็นลงอย่างมาก และไอก็เย็นตามไปด้วยของเหลวที่เหลือและเย็นอยู่นี้ คือส่วนที่ใช้ในการทำความเย็น โดยจะให้ไหลเข้าไปในเครื่องระเหย (Evaporator) หรือคอยล์ทำความเย็น ของเหลวที่เย็นนี้จะดูดความร้อนจากสิ่งที่ต้องการทำความเย็นจนตัวเองกลายเป็นไอไปหมด ไอถึงแม้จะเย็นอยู่ที่ตาม ใช้ประโยชน์ไม่ได้แล้วต้องหาทางทำให้กลับเป็นของเหลวที่ความดันสูงใหม่ โดยอาศัยกฎธรรมชาติ ในทางกลับกันคือ ถ้าสารทำความเย็นนั้น เป็นไออยู่เมื่อเพิ่มความดันถึงค่าหนึ่ง ธรรมชาติก็จะบังคับให้สารทำความเย็นต้องกลายเป็นของเหลว การเพิ่มความดันโดยใช้คอมเพรสเซอร์อัด การอัดคือการเพิ่มพลังงานให้กับไอ ไอจะร้อนขึ้นมาก จะยังเปลี่ยนเป็นของเหลวไม่ได้ จึงต้องปล่อยไอนี้เข้าไประบายความร้อนออกที่คอนเดนเซอร์[7] ซึ่งคอนเดนเซอร์จะระบายความร้อนด้วยอากาศ และใช้อากาศภายนอกเป็นตัวกลาง แต่อุณหภูมิของอากาศภายนอกสูงอยู่แล้ว ทำให้อุณหภูมิและแรงดันของสารทำความเย็นเพิ่มสูงตามไปด้วย จนทำให้คอนเดนเซอร์ต้องทำงานหนักขึ้น ส่งผลต่ออัตราการใช้พลังงานสูงขึ้นไปด้วย

จากการศึกษาค้นคว้าด้านการถ่ายโอนความร้อนของนักวิจัย ทั้งใน และนอกประเทศ โดยเฉพาะในต่างประเทศ ได้มีการค้นคว้ากันอย่างจริงจัง ทำให้เกิดบริษัทผู้ผลิตที่รูปแบบต่าง ๆ ที่ใช้ในงานด้านความร้อน แต่ในประเทศเราตามท้องตลาด มักจะเห็นแต่ท่อที่มีลักษณะผิวเรียบ ๆ

ตรง ๆ จึงไม่คุ้นเคยกับท่อที่มีลักษณะเป็นร่อง หรือมีครีบ แต่สำหรับผู้ปฏิบัติงานเกี่ยวกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน บริษัทตัวแทนจำหน่ายอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะทราบดีว่าลักษณะทางกายภาพของท่อมีความสำคัญมาก ต่อการเพิ่มขีดความสามารถในการถ่ายโอนความร้อน ให้ค่าสูงขึ้น เพราะมีพื้นที่ผิวสัมผัสระหว่างสารทำงานกับผนังมากกว่าท่อเรียบ ผิวท่อที่เป็นร่องเกลียวจะสร้างความปั่นป่วนให้สารทำงาน ในงานวิจัยนี้ เราจึงใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อผิวเรียบมาทดสอบลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น เพื่อเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency rating: EER) ผลจากการศึกษานี้ นำไปใช้เพื่อลดการใช้พลังงานในเครื่องปรับอากาศและเครื่องทำความเย็นต่อไป

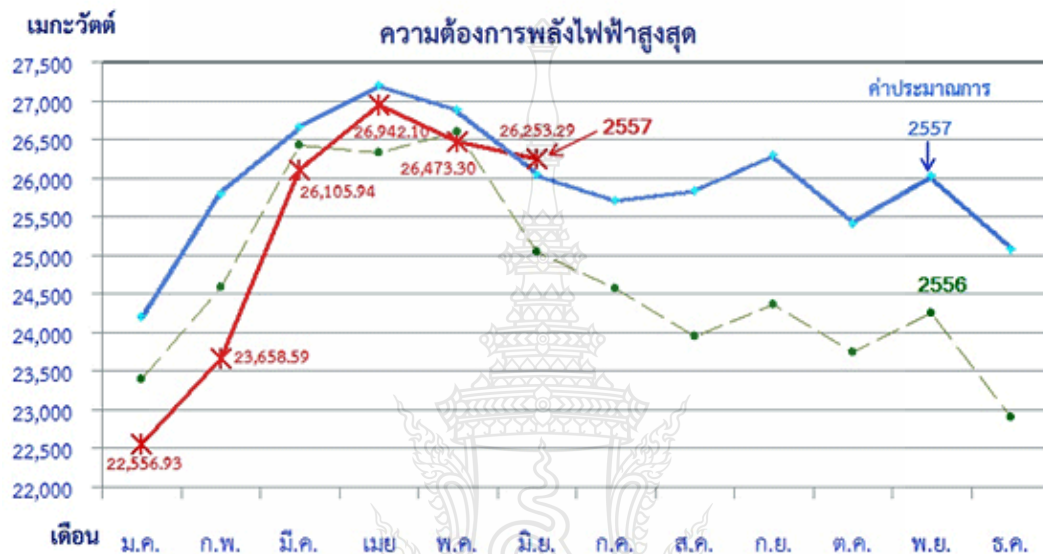
1.2 กรอบแนวคิดในการวิจัย

อากาศที่ร้อนของประเทศไทย จึงมีความต้องการใช้เครื่องปรับอากาศ และเครื่องทำความเย็นมากขึ้น ในวันที่อากาศร้อนที่สุด ปริมาณการใช้ไฟฟ้าจึงสูงขึ้นตามไปด้วย ความร้อนของอากาศส่งผลให้การระบายความร้อนของคอนเดนเซอร์ในเครื่องทำความเย็นมีประสิทธิภาพลดลง ดังนั้นการช่วยลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ จะทำให้ประสิทธิภาพการระบายความร้อนของเครื่องทำความเย็นสูงขึ้น ส่งผลให้การใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็นลดลงตามไปด้วย

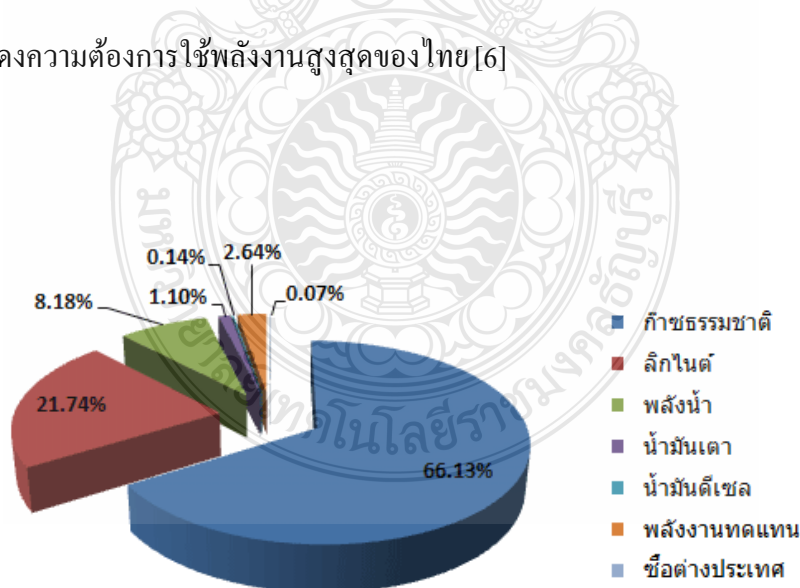


รูปที่ 1.1 อุณหภูมิที่สูงในฤดูร้อนมีผลทำให้จ่ายค่าไฟฟ้าเพิ่มขึ้น [6]

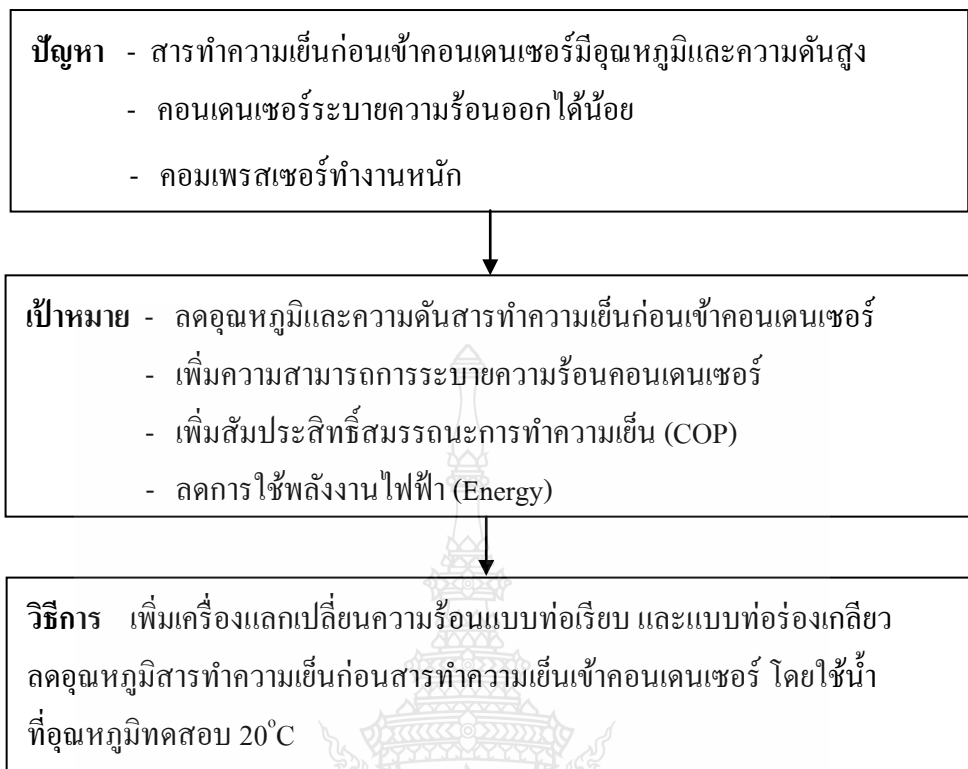
จากข้อมูลวันที่ 16 พฤษภาคม 2556 เวลา 14.00 น. อากาศร้อนที่สุดของปี มีอุณหภูมิสูงถึง 37.5°C และเป็นวันที่ปริมาณการใช้ไฟฟ้าสูงสุดของปี โดยตัวเลขปริมาณการใช้ไฟฟ้าสูงสุดอยู่ที่ 26,598.1 เมกะวัตต์ ส่วนความต้องการพลังงานไฟฟ้าสูงสุดของระบบปี 2557 เกิดขึ้นเมื่อวันที่ 23 เมษายน 2557 เวลา 14.26 น. มีค่าเท่ากับ 26,942.10 เมกะวัตต์ แสดงตามรูปที่ 1.2 และไทยใช้ก๊าซธรรมชาติเป็นเชื้อเพลิงผลิตไฟฟ้าสูงถึง 66.13 เปอร์เซ็นต์[6] แสดงสัดส่วนตามรูปที่ 1.3



รูปที่ 1.2 แสดงความต้องการใช้พลังงานสูงสุดของไทย [6]



รูปที่ 1.3 ประเภทเชื้อเพลิงที่ใช้ผลิตไฟฟ้า [6]



รูปที่ 1.4 องค์ประกอบของปัญหาที่เป็นกรอบแนวคิดในงานวิจัย

1.3 วัตถุประสงค์การวิจัย

1.3.1 เพื่อศึกษาการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบและแบบท่อร่องเกลียว

1.3.2 เพื่อวิเคราะห์หาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (Energy efficiency rating: EER)

1.4 สมมติฐาน

1.4.1 ใช้น้ำแทนอากาศเป็นตัวกำหนดอุณหภูมิในการทดสอบ ทั้งที่อีแวปโปเรชันยูนิต และที่คอนเดนซิงยูนิต

1.4.2 จัดหาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียวมาทดสอบ เพื่อเปรียบเทียบกับอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

1.4.3 การทดสอบ กำหนดการไหลของน้ำแบบสวนทาง (counter flow)

1.5 ขอบเขตของการวิจัย

1.5.1 สร้างเครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น ใช้น้ำแทนอากาศ เป็นตัวกำหนด อุณหภูมิในการทดสอบ

1.5.2 อุปกรณ์ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ เป็นท่อทองแดง มีเส้นผ่านศูนย์กลาง ภายใน 12.5 mm. เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 38 mm. และมีความยาว 20 cm. แบบประกบท่อสารทำความเย็น

1.5.3 อุปกรณ์ชุดแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เป็นท่อทองแดงแบบร่องเกลียว ที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายในเฉลี่ย 15.88 mm. ท่อน้ำเย็นเข้ามีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 19.05 mm. แบบ Tube in Shell

1.5.4 คอมเพรสเซอร์ที่ใช้ทดสอบแบบ rotary ยี่ห้อ MITSUBICHI ขนาด 24560 Btu/hr ใช้น้ำทำความเย็น R-22

1.5.5 การทดสอบกำหนดการไหลของน้ำแบบสวนทาง (counter flow) อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโพเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตและเข้าอีแวปโพเรชันยูนิตที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C อัตราการไหลของน้ำใช้แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 0.0127 kg/s

1.6 ขั้นตอนการดำเนินงาน

1.6.1 ศึกษาทฤษฎีพื้นฐานของเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ

1.6.2 ทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง และกรณีศึกษา

1.6.3 ออกแบบ และสร้างเครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น ใช้น้ำแทนอากาศ เป็นตัวกำหนดอุณหภูมิในการทดสอบ

1.6.4 ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และแบบท่อร่องเกลียว ทำการทดสอบเก็บข้อมูล และปรับปรุงแก้ไข นำผลทดสอบมาวิเคราะห์เปรียบเทียบ และสรุปผล

1.7 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

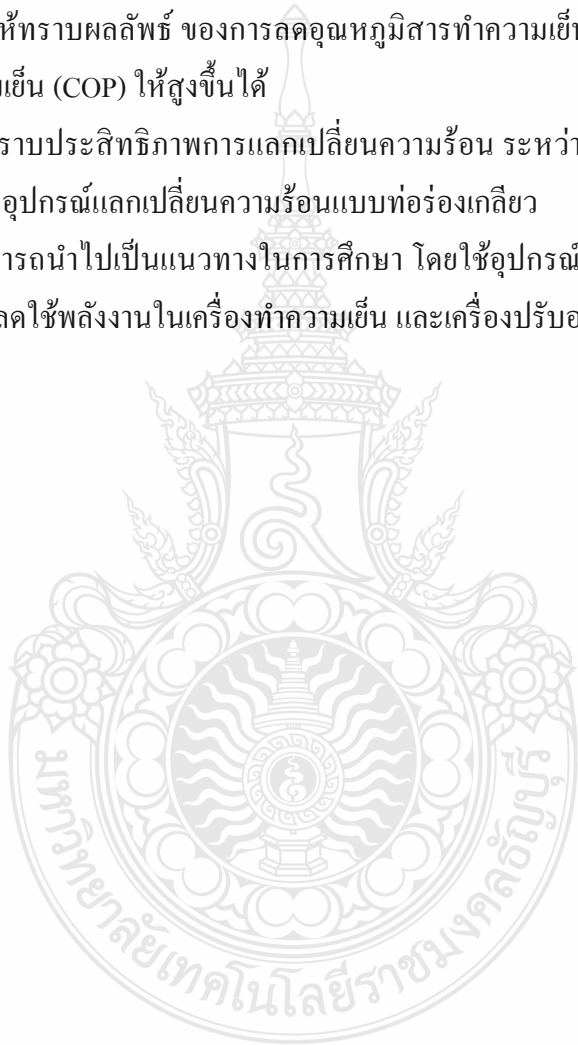
1.7.1 ได้เครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น ใช้น้ำแทนอากาศ เป็นตัวกำหนด อุณหภูมิในการทดสอบ

1.7.2 ทำให้ทราบถึงความสัมพันธ์ อุณหภูมิที่คอนเดนซึ่งยูนิต อุณหภูมิที่อีแวโปเรชั่นยู- นิต และอัตราการไหลของน้ำ ล้วนมีผลต่อสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)

1.7.3 ทำให้ทราบผลลัพธ์ ของการลดอุณหภูมิสารทำความเย็น สามารถเพิ่มสัมประสิทธิ์ สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ให้สูงขึ้นได้

1.7.4 ได้ทราบประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน ระหว่างอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความ ร้อนแบบท่อเรียบ และอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว

1.7.5 สามารถนำไปเป็นแนวทางในการศึกษา โดยใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบ ท่อร่องเกลียว สำหรับลดใช้พลังงานในเครื่องทำความเย็น และเครื่องปรับอากาศ



บทที่ 2

ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ในบทนี้จะกล่าวถึงทฤษฎีที่เกี่ยวกับหลักการของการทำความเย็น สารทำความเย็น อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง เพื่อเป็นความรู้ที่นำมาประยุกต์ใช้กับการวิจัยในครั้งนี้

2.1 พื้นฐานการทำความเย็น

การทำความเย็น หมายถึงการทำให้อุณหภูมิในบริเวณที่ต้องการทำความเย็นมีอุณหภูมิลดลงให้ได้ตามที่ต้องการ ด้วยการถ่ายเทความร้อนออกจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็นให้กับบรรยากาศโดยรอบที่มีอุณหภูมิสูงกว่า เช่นนำความร้อนออกจากตู้เย็นที่มีอุณหภูมิเฉลี่ยในช่องแช่แข็งประมาณ -10°C ไปถ่ายเททิ้งให้กับบรรยากาศโดยรอบที่มีอุณหภูมิเฉลี่ยประมาณ 35°C เป็นต้น การทำความเย็นจึงมีลักษณะการทำงานที่ฝืนกฎของธรรมชาติการถ่ายเทความร้อนที่ว่า “ความร้อนจะถ่ายเทจากบริเวณที่มีอุณหภูมิสูง ไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าเสมอ” ดังนั้นหลักการทำความเย็นจึงต้องอาศัยปรากฏการณ์ที่ย้อนกระบวนการทางความร้อนเพื่อให้สามารถถ่ายเทความร้อนจากบริเวณที่มีอุณหภูมิต่ำไปสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิสูงกว่าได้

ในการออกแบบระบบทำความเย็นยุคแรก ๆ มนุษย์ใช้รูปแบบการทำความเย็นโดยใช้น้ำแข็ง ในลักษณะทำเป็นตู้บุงจนวนกันความร้อน มีถาดหรือช่องใส่น้ำแข็งอยู่ด้านบน ถาดนี้จะเจาะรูให้น้ำไหลลงสู่ถังรองน้ำทิ้งได้ตู้ และมีชั้นสำหรับใส่อาหารอยู่ใต้ถาดน้ำแข็งเป็นชั้น ๆ ลักษณะคล้ายคลึงกับชั้นวางของของตู้เย็นในปัจจุบัน หลังจากนั้นได้มีการคิดค้นและพัฒนาระบบทำความเย็นแบบต่าง ๆ ในอีกหลายลักษณะได้แก่

2.1.1 การทำความเย็นโดยใช้การระเหยของน้ำ (Water evaporative refrigeration) การทำความเย็นลักษณะนี้อาศัยหลักการที่ว่า เมื่อของเหลวระเหยเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ จะดูดซับความร้อนแฝงจากสิ่งแวดล้อมโดยรอบ เพื่อใช้ในการเปลี่ยนสถานะ ดังนั้นถ้านำน้ำมาบรรจุในภาชนะที่มีผิวพรุน เช่น ตุ่มดิน น้ำในตุ่มจะซึมผ่านผิวออกมาได้และเมื่อระเหยไปจะทำให้ น้ำที่เหลือในตุ่มดินเย็นลง หลักการนี้ถูกนำมาใช้ในการทำความเย็นน้ำหล่อเย็นในหอระบายความร้อน

2.1.2 การทำความเย็นโดยใช้ของแข็งเป็นตัวดูดซับ (Absorption refrigeration) การทำความเย็นลักษณะนี้เกิดขึ้นขึ้นมาโดยฟาราเดย์ ในปี พ.ศ. 2367 ด้วยการใช้ซิลเวอร์คลอไรด์ ซึ่งเป็นของแข็งที่มีสมบัติในการดูดซับแอมโมเนียได้ดีมาผสมรวมกันเป็นสารผสมซิลเวอร์คลอไรด์-แอมโมเนีย จากนั้นนำมาให้ความร้อน ทำให้แอมโมเนียระเหยกลายเป็นไอและแยกตัวออกจากซิลเวอร์คลอไรด์ และหากต่อท่อและนำท่อไอแอมโมเนียนี้ไปผ่านในน้ำเย็นจะทำให้แอมโมเนียกลั่นตัวเป็นแอมโมเนียเหลว หลังจากนั้นถ้านำแอมโมเนียเหลวนี้ส่งผ่านไปตามท่อสู่บริเวณที่มีอุณหภูมิที่สูงกว่าที่ต้องการลดอุณหภูมิ จะทำให้แอมโมเนียระเหย และดูดซับความร้อนโดยรอบ ช่วงนี้ถือเป็นช่วงการทำความเย็น ส่วนสารซิลเวอร์คลอไรด์ที่เหลืออยู่ถ้านำความร้อนออกจะทำให้ซิลเวอร์คลอไรด์เย็นตัวลงและมีคุณสมบัติในการดูดซับแอมโมเนียได้อีกครั้ง

2.1.3 การทำความเย็นโดยใช้น้ำแข็งแห้ง (Dry ice refrigeration) การทำความเย็นลักษณะนี้ใช้น้ำแข็งแห้งซึ่งทำจากก๊าซคาร์บอนไดออกไซด์ที่ถูกอัดด้วยความดันสูงให้อยู่ในสถานะของแข็ง น้ำแข็งแห้งนี้จะระเหิดเป็นก๊าซที่ความดันบรรยากาศ และอุณหภูมิที่ได้เท่ากับ -78.33°C ดังนั้น เมื่อนำน้ำแข็งแห้งใส่ลงในภาชนะที่ต้องการทำความเย็นจะทำให้ภายในภาชนะนั้นมีอุณหภูมิลดลง

2.1.4 การทำความเย็นโดยปล่อยสารทำความเย็นให้ระเหยตัว (Expendable refrigerant cooling system) การทำความเย็นลักษณะนี้อาศัยหลักการเช่นเดียวกับการทำความเย็น โดยใช้การระเหยของน้ำ เพียงแต่ใช้สารทำความเย็นอื่นแทนน้ำเท่านั้น โดยทั่วไปใช้ในโตรเจนเหลว เนื่องจากมีจุดเดือดต่ำถึง -195.5°C และไม่เป็นสารอันตราย สามารถปล่อยทิ้งสู่บรรยากาศได้โดยตรง

2.1.5 การทำความเย็นโดยใช้ความร้อนไฟฟ้า (Thermoelectric refrigeration) การทำความเย็นลักษณะนี้ใช้หลักการทางฟิสิกส์ซึ่งนักวิทยาศาสตร์ได้ค้นพบเมื่อปี พ.ศ. 2377 โดยพบว่า หากนำวัสดุกึ่งตัวนำสองชนิดที่มีสมบัติการนำความร้อนไม่เท่ากันมาตรงปลายด้านหนึ่งติดกันแล้วต่อวงจรไฟฟ้ากระแสตรงเข้ากับปลายด้านที่เหลือ เนื่องจากวัสดุกึ่งตัวนำทั้งสองมีระดับพลังงานภายในไม่เท่ากัน เมื่อมีไฟฟ้ากระแสตรงไหลผ่านทำให้ปลายด้านที่ตรงติดกันเย็น ขณะที่ปลายที่เหลือที่ต่อกับวงจรไฟฟ้าร้อน ดังนั้นถ้านำปลายด้านเย็นจัดให้อยู่ภายในบริเวณที่ต้องการทำความเย็นที่มีอุณหภูมิความร้อนล้อมรอบ และจัดให้ปลายด้านร้อนอยู่ภายนอกห้อง ส่งผลให้ภายในบริเวณที่ต้องการทำความเย็นมีการดูดซับความร้อนและมาคายออกภายนอกห้องและถ้ามีการเปลี่ยนทิศทางการไหล ของ

กระแสไฟฟ้า ด้านที่เป็นด้านเย็นจะกลับเป็นร้อน และด้านที่เป็นด้านร้อนจะกลับเป็นเย็น อย่างไรก็ตาม ผลความเย็นที่ได้รับน้อยมากเมื่อเปรียบเทียบกับระบบทำความเย็นแบบอื่น

2.1.6 การทำความเย็นโดยใช้ไอน้ำพ่น (Steam jet refrigeration) การทำความเย็นลักษณะนี้ใช้ไอน้ำพ่นด้วยความเร็วสูง เป็นตัวกลางในการทำความเย็น โดยอาศัยหลักการที่ว่าเมื่อลดความดันที่ผิวหน้าของน้ำที่อยู่ในภาชนะปิดมิดชิด น้ำจะระเหยตัวเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ ที่อุณหภูมิต่ำได้

2.1.7 การทำความเย็นโดยใช้ระบบดูดซึม (Absorption system refrigeration) การทำความเย็นลักษณะนี้ ใช้หลักการการทำความเย็นเช่นเดียวกับการใช้ของแข็งเป็นตัวดูดซับ แต่ใช้น้ำแทนซิลเวอร์คลอไรด์ กล่าวคือใช้แอมโมเนียเป็นสารทำความเย็น และใช้น้ำเป็นสารดูดซึมแอมโมเนีย เรียกว่าระบบแอมโมเนีย-น้ำ หลักการทำงานเมื่อสารละลายแอมโมเนียเข้มข้นได้รับความร้อนในอุปกรณ์ที่เรียกว่า เครื่องกำเนิดไอ (Generator) จะทำให้แอมโมเนียระเหยกลายเป็นไอแยกตัวออกมา ก๊าซแอมโมเนียที่ได้จะถูกส่งไปทำให้เย็นตัวลงและควบแน่นเป็นแอมโมเนียเหลวในเครื่องควบแน่น (Condenser) แอมโมเนียเหลวนี้จะถูกส่งไปตามท่อเข้าไปในเครื่องระเหย (Evaporator) เพื่อรับการถ่ายเทความร้อน จากน้ำที่ไหลมาจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งติดตั้งในพื้นที่ที่ต้องการทำความเย็น เมื่อแอมโมเนียเหลวรับการถ่ายเทความร้อนเข้ามาทำให้แอมโมเนียเหลวเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอไหลไปรวมตัวกับน้ำ ซึ่งเป็นสารที่ดูดซึมแอมโมเนียได้ดีในส่วนดูดซึม (Absorber) ก่อนถูกส่งไปรับความร้อนในเครื่องกำเนิดไอ เพื่อทำให้ระเหยแยกตัวออกไปอีกครั้ง นอกจากการใช้แอมโมเนียเป็น สารทำความเย็น และใช้น้ำเป็นสารดูดซึมแล้ว ยังมีการใช้น้ำเป็นสารทำความเย็น และใช้ลิเทียมโบรไมด์เป็นสารดูดซึมเรียกว่า ระบบน้ำ-ลิเทียมโบรไมด์

2.1.8 การทำความเย็นโดยใช้ระบบอัดไอ (Vapour compression refrigeration) การทำความเย็นลักษณะนี้อาศัยกระบวนการอัดไอสารทำความเย็น (สารตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน) ที่มีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำให้มีความดันสูง และอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยเครื่องอัด (Compressor) ทั้งนี้ต้องทำการอัดให้สารทำความเย็นมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิอากาศโดยรอบเพื่อให้สารทำความเย็นสามารถถ่ายเทความร้อนให้อากาศได้ กระบวนการคายความร้อนจากสารทำความเย็นให้บรรยากาศภายนอกนี้เกิดขึ้นในอุปกรณ์ที่เรียกว่าเครื่องควบแน่น เนื่องจากในขณะที่สารทำความเย็นถ่ายเทความร้อน จะเปลี่ยนแปลงสถานะ จากสถานะก๊าซเป็นสถานะของเหลว หลังจากนั้นสารทำความเย็นนี้ จะถูกลดความดันให้มีความดันลดต่ำลงด้วยอุปกรณ์ลดความดัน (Pressure reducer) หรือที่มักเรียกว่า วาล์ว

ขยายตัว (Expansion valve) ทั้งนี้ต้องทำให้สารทำความเย็นมีความดันลดลงในระดับที่ทำให้อุณหภูมิของสารทำความเย็นมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิพื้นในที่ที่ต้องการทำความเย็น เพื่อให้สารทำความเย็นสามารถรับการถ่ายเทความร้อนจากอากาศ หรือวัตถุในบริเวณที่ทำความเย็นได้กระบวนการดูดซับความร้อนออกจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็นสู่สารทำความเย็นเกิดขึ้นในอุปกรณ์ที่เรียกว่าเครื่องระเหย เนื่องจากทำให้สารทำความเย็นเปลี่ยนแปลงสถานะจากสถานะของเหลวเป็นสถานะก๊าซ ก่อนถูกดูดเข้าสู่เครื่องอัด เพื่อเพิ่มความดันต่อไป

2.2 วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอพื้นฐาน

หลักการทำความเย็นที่กล่าวถึงต่อไป จุดมุ่งหมายหลักเพื่ออธิบายลักษณะการทำความเย็นที่ใช้ระบบอัดไอเป็นหลัก

2.2.1 หลักการเปลี่ยนแปลงสถานะของสาร

หากพิจารณาหลักการทางความร้อนจะพบว่า เมื่อสารได้รับความร้อนจะมีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น และหากเป็นของแข็ง เมื่อได้รับความร้อนถึงจุด ๆ หนึ่ง ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ของแข็งกลายเป็นสถานะเป็นของเหลวหรือที่เรียกว่า อุณหภูมิ ณ จุดหลอมเหลว อุณหภูมิ ณ จุดนี้จะไม่เพิ่มขึ้นจนกว่าของแข็งจะกลายเป็นของเหลวทั้งหมด จากนั้นอุณหภูมิจึงจะเพิ่มขึ้นใหม่ อย่างไรก็ตามขณะที่สารกำลังเปลี่ยนแปลงสถานะ จากของแข็งกลายเป็นของเหลวนั้น สารกลับต้องการพลังงานความร้อนในการเปลี่ยนแปลงสถานะมาก ยกตัวอย่างเช่น หากต้องการทำให้น้ำแข็ง 1 kg ละลายกลายเป็นน้ำหมด ต้องใช้ปริมาณความร้อนเท่ากับ 335 kJ (กิโลจูลล์) ซึ่งเทียบเท่ากับปริมาณความร้อนที่ทำให้ น้ำ 1 kg มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น 80°C (ปริมาณความร้อนที่ทำให้ น้ำ 1 kg มีอุณหภูมิเพิ่มขึ้น 1°C ต้องใช้ปริมาณความร้อนเท่ากับ 4.19 kJ) ในทำนองเดียวกันสารในสถานะของเหลว เมื่อได้รับความร้อนถึงจุด ๆ หนึ่ง ซึ่งเป็นอุณหภูมิที่ของเหลวกลายเป็นสถานะไอ หรือที่เรียกว่า อุณหภูมิ ณ จุดเดือด อุณหภูมิ ณ จุดนี้จะไม่เพิ่มขึ้นจนกว่าของเหลวจะกลายเป็นไอทั้งหมด จากนั้นอุณหภูมิจึงจะเพิ่มขึ้นใหม่

นอกจากนี้ยังพบความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิจุดหลอมเหลวและจุดเดือดกับความดันด้วยว่า หากสารอยู่ภายใต้ความดันต่ำ เช่นบริเวณเขาสูงซึ่งมีความดันบรรยากาศต่ำกว่าที่ระดับน้ำทะเล อุณหภูมิจุดหลอมเหลวและจุดเดือดของสารจะลดลง ยกตัวอย่างหากต้มน้ำที่ระดับน้ำทะเล น้ำจะเดือด

ที่อุณหภูมิประมาณ 100°C แต่หากต้มน้ำบนภูเขาน้ำจะเดือดที่อุณหภูมิต่ำกว่า 100°C เป็นต้น ในทำนองเดียวกัน หากสารอยู่ภายใต้ความดันสูง เช่นบริเวณอุโมงค์ที่ลึกกว่าที่ระดับน้ำทะเล ทำให้ความดันในบริเวณนั้นสูงกว่าที่ระดับน้ำทะเล อุณหภูมิจุดหลอมเหลวและจุดเดือดของสารจะเพิ่มขึ้น ส่งผลให้หากต้มน้ำที่บริเวณนี้ น้ำจะเดือดที่อุณหภูมิมากกว่า 100°C แต่จะมากกว่าเท่าไรขึ้นอยู่กับระดับความลึกของอุโมงค์ว่าอยู่ลึกกว่าระดับน้ำทะเลมากน้อยเพียงใด

จากหลักการทางความร้อนดังกล่าว ถ้าสามารถย้อนกระบวนการทางความร้อนด้วยการถ่ายเทความร้อนออกจากสารได้ ย่อมทำให้สารเปลี่ยนสถานะย้อนกลับกล่าวคือจากสถานะก๊าซกลายเป็นของเหลว และจากสถานะของเหลวกลายเป็นของแข็ง โดยในขณะที่เปลี่ยนแปลงสถานะอุณหภูมิของสารจะคงที่ที่อุณหภูมิหนึ่ง ๆ ด้วย นอกจากนี้จากความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิจุดหลอมเหลว และจุดเดือดกับความดัน ทำให้สามารถเปลี่ยนแปลงสถานะของสารจากสถานะก๊าซกลายเป็นของเหลว หรือจากสถานะของเหลวกลายเป็นของแข็งที่อุณหภูมิต่างๆ ได้ด้วย หากทำการเปลี่ยนแปลงความดัน กล่าวคือที่ความดันสูงอุณหภูมิในการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารจะสูงตามไปด้วย และที่ความดันต่ำอุณหภูมิในการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารจะต่ำตามไปด้วย

ดังนั้นถ้ามีสารตัวกลางที่สามารถเปลี่ยนแปลงสถานะจากของเหลวไปเป็นสถานะก๊าซได้ที่อุณหภูมิต่ำกว่า 0°C หรือต่ำกว่าอุณหภูมิที่ต้องการทำความเย็น และสามารถทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะดังกล่าว บริเวณพื้นที่ห้องที่ต้องการทำความเย็น ย่อมทำให้อุณหภูมิจนกว่าพื้นที่ห้องนั้นมีอุณหภูมิลดลง จากการที่ความร้อนถูกดูดซับโดยสารขณะที่สารกำลังเปลี่ยนแปลงสถานะ จากของเหลวเป็นสถานะก๊าซ และหากนำก๊าซที่ได้นี้ไปอัดเพิ่มความดัน และอุณหภูมิให้สูงขึ้น โดยให้มีอุณหภูมิสูงกว่าบรรยากาศ ทำให้สามารถถ่ายเทความร้อนที่ดูดซับไว้ ออกสู่บรรยากาศได้ ด้วยการทำให้เกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะย้อนกลับจากก๊าซกลับมาเป็นของเหลว ณ บริเวณบรรยากาศปกติ (นอกบริเวณพื้นที่ห้องที่ต้องการทำความเย็น) และหากนำของเหลวที่ได้นี้ไปลดความดัน และอุณหภูมิลงสู่สถานะในตอนเริ่มต้น จะสามารถนำของเหลวนี้กลับมาใช้ใหม่ได้ต่อไป การทำงานก็จะเกิดเป็นวัฏจักร

โดยทั่วไปอุณหภูมิที่ต้องการทำความเย็นจะต่ำในระดับ 5°C ลงมาจนถึงระดับ -20°C หรือหากเป็นการแช่เยือกแข็งอาจถึง -40°C ในขณะที่อุณหภูมิจนกว่าบรรยากาศโดยเฉลี่ยเท่ากับ 35°C ดังนั้นเพื่อให้การถ่ายเทความร้อนในการดูดซับความร้อนออกจากตู้เย็นของสารทำความเย็น และการถ่ายเท

ความร้อนจากสารทำความเย็นสู่บรรยากาศภายนอกตู้เย็นเป็นไปด้วยดี อุณหภูมิในขณะที่สารทำความเย็นเปลี่ยนแปลงสถานะจากของเหลวเป็นก๊าซในขณะที่ดูดซับความร้อนจึงควรต่ำกว่าอุณหภูมิในตู้เย็นประมาณ 5 - 10°C นอกจากนี้อุณหภูมิในขณะที่สารทำความเย็นเปลี่ยนแปลงสถานะจากก๊าซเป็นของเหลวในขณะคายความร้อนควรสูงกว่า อุณหภูมิบรรยากาศภายนอกประมาณ 5 - 10°C เช่นกัน นั่นคือสารทำความเย็นที่นำมาใช้เป็นสารตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน (ทำนองเดียวกับฟองน้ำที่ใช้ในการดูดซับน้ำ) ต้องมีสมบัติในการเปลี่ยนแปลงสถานะ จากของเหลวเป็นก๊าซ ที่อุณหภูมิต่ำ ความดันต่ำ และมีสมบัติในการเปลี่ยนแปลงสถานะ จากก๊าซเป็นของเหลวที่อุณหภูมิสูง ๓ ความดันสูง

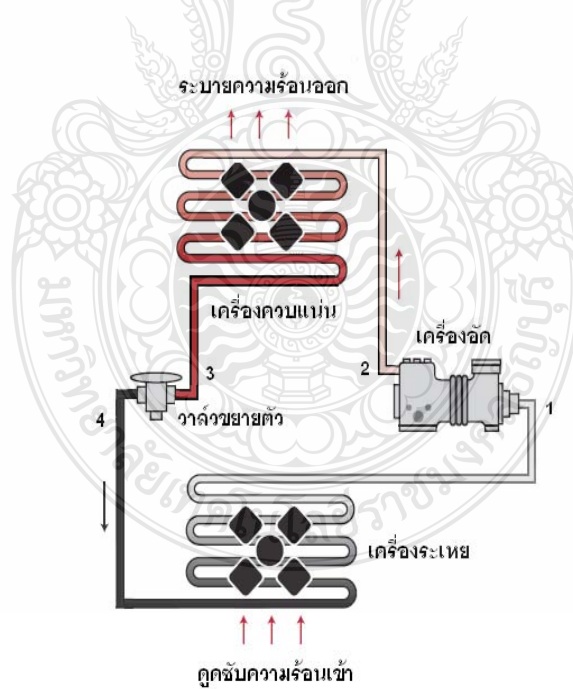
2.2.2 หลักการพื้นฐานของการทำความเย็นแบบอัด

จากข้อค้นพบเกี่ยวกับสมบัติในการเปลี่ยนแปลงสถานะของสารจึงเป็นที่มาของหลักการพื้นฐานของการทำความเย็นแบบอัด ซึ่งมีลักษณะพื้นฐาน 4 ประการ คือ

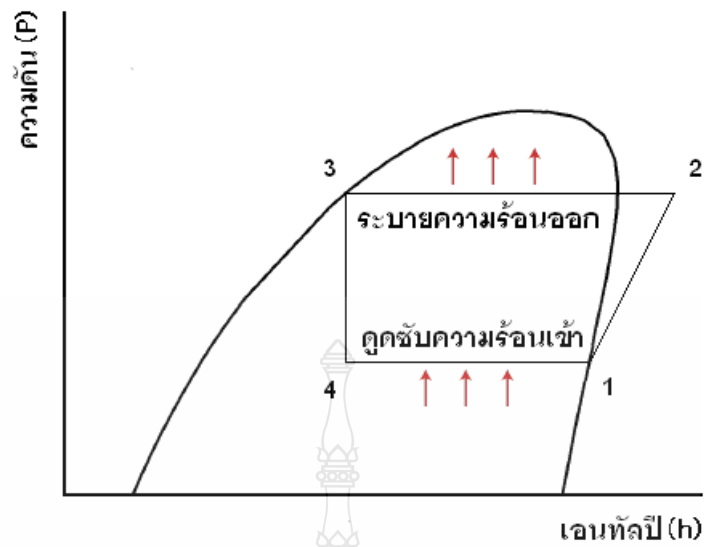
- 1.) กระบวนการอัดสารทำความเย็น (สารตัวกลางในการถ่ายเทความร้อน) ในสถาน ก๊าซ ให้มีความดันสูงและอุณหภูมิสูงด้วยเครื่องอัด
- 2.) กระบวนการคายความร้อนจากสารทำความเย็นให้บรรยากาศภายนอกในขณะที่ สารทำความเย็นเปลี่ยนแปลงสถานะจากสถานะก๊าซเป็นสถานะของเหลว กระบวนการเกิดขึ้น ผ่าน อุปกรณ์ที่เรียกว่า เครื่องควบแน่น
- 3.) กระบวนการลดความดันที่ทำให้สารทำความเย็นมีความดันลดต่ำลงด้วยอุปกรณ์ ลดความดัน (Pressure reducer) หรือที่มักเรียกว่า วาล์วขยายตัว หรือวาล์วควบคุมสารทำความเย็น
- 4.) กระบวนการดูดซับความร้อนออกจากตู้เย็น หรือบริเวณที่ต้องการทำความเย็นสู่ สารทำความเย็น ในขณะที่สารทำความเย็นเปลี่ยนแปลงสถานะ จากสถานะของเหลวเป็นสถานะก๊าซ กระบวนการเกิดขึ้นผ่านอุปกรณ์ที่เรียกว่า เครื่องระเหย

นอกจากนี้ เพื่อให้มีสารทำความเย็นเพียงพอในระบบขนาดใหญ่ที่ต้องใช้สารทำความเย็น จำนวนมาก จะออกแบบให้มีถังพักสารทำความเย็นเหลว (Liquid receiver) อยู่ระหว่างเครื่องควบแน่น กับวาล์วขยายตัว เพื่อทำการสะสมสารทำความเย็นเหลวที่กลั่นตัวเก็บไว้เมื่อจำเป็น สำหรับในระบบ ขนาดเล็ก เช่น ตู้เย็นไม่จำเป็นต้องมีแต่จะมีกระเปาะสะสมสารทำความเย็นในสถานะก๊าซ (Accumulator) ระหว่างเครื่องระเหยกับเครื่องอัดเพียงอย่างเดียว

ในรูปที่ 2.1 แสดงให้เห็นถึงรูปแบบพื้นฐานของเครื่องทำความเย็นลักษณะนี้ ส่วนในรูปที่ 2.2 แสดงแผนภูมิการทำงานซึ่งแสดงในรูปแบบแผนภูมิความดัน (Pressure; P) กับปริมาณความร้อน หรือเอนทัลปี (Enthalpy; h) สำหรับในตารางที่ 2.1 เป็นการสรุปให้เห็นถึงความสัมพันธ์ต่าง ๆ ของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ และดังกล่าวมาแล้วว่า การทำความเย็นเป็นการถ่ายเทความร้อนจากห้อง หรือบริเวณที่ต้องการทำความเย็นซึ่งมีอุณหภูมิต่ำไปถ่ายเทที่ด้านนอกห้อง ซึ่งมีอุณหภูมิสูงกว่า เนื่องจากเป็นลักษณะการทำงานที่ฝืนกฎตามธรรมชาติของการถ่ายเทความร้อน การทำงานจึงต้องอาศัยกำลังงานจากเครื่องอัดเป็นตัวช่วยให้เกิดการกระทำดังกล่าว การทำงานลักษณะนี้อาศัยความสัมพันธ์ระหว่างความร้อนกับการกระทำเชิงกลซึ่งเป็นรูปแบบหนึ่งของปรากฏการณ์ทางเทอร์โมไดนามิกส์ เนื่องจากศาสตร์ทางด้านเทอร์โมไดนามิกส์ เป็นเรื่องที่ศึกษาเกี่ยวกับการเคลื่อนที่ทางความร้อนในลักษณะต่าง ๆ ดังนั้นจึงกล่าวได้ว่าวัฏจักรการทำความเย็นเป็นวัฏจักรทางเทอร์โมไดนามิกส์รูปแบบหนึ่ง ทำให้สามารถนำหลักการทางเทอร์โมไดนามิกส์มาใช้อธิบายลักษณะการทำงาน และการออกแบบระบบให้ทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ



รูปที่ 2.1 แผนภาพอุปกรณ์การทำความเย็นพื้นฐาน ของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ [7]



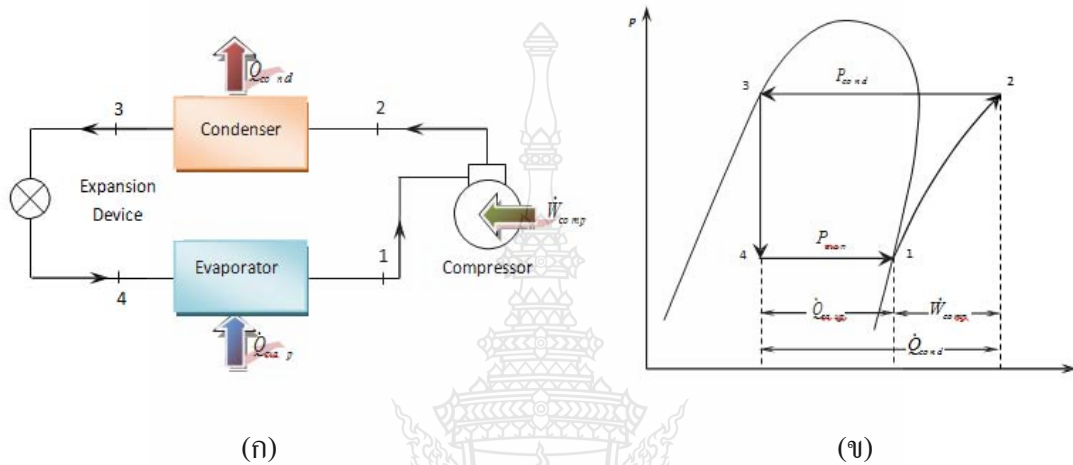
รูปที่ 2.2 แผนภาพความดัน – เอนทัลปีของระบบเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ [7]

ตารางที่ 2.1 แสดงความสัมพันธ์ระหว่างขั้นตอนการทำงาน อุณหภูมิ ความดัน สถานะของสาร และอุปกรณ์การทำงาน

ลักษณะขั้นตอนการทำงาน	อุณหภูมิ	ความดัน	สถานะของสารทำความเย็น	อุปกรณ์
1→2 อัดสารทำความเย็นให้มีความดันสูง	ต่ำ→สูง	ต่ำ→สูง	ไอ	เครื่องอัด
2→3 คายความร้อนสู่บรรยากาศ	สูง	สูง	ไอ → ของเหลว	เครื่องควบแน่น
3→4 ลดความดันสารทำความเย็น	สูง→ต่ำ	สูง→ต่ำ	ของเหลว → ของเหลว+ไอ	วาล์วขยายตัว
4→1 ดูดซับความร้อนออกจากบริเวณทำความเย็น	ต่ำ	ต่ำ	ของเหลว+ไอ	เครื่องระเหย

2.3 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอ

การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอ สามารถวิเคราะห์ได้จากวัฏจักรการทำความเย็น และแผนภาพความดัน-เอนทัลปี ตามรูปที่ 2.3[5]



รูปที่ 2.3 (ก) วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (ข) แผนภาพความดัน-เอนทัลปี[5]

2.3.1 ปริมาณของสารทำความเย็นที่ไหลในอีแวปโปเรเตอร์ (Evaporator) สามารถคำนวณได้จาก

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_r (h_1 - h_4) \quad (2.1)$$

เมื่อ \dot{Q}_{evap} = ความสามารถในการทำความเย็น (kW)

\dot{m}_r = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

h_1 = ปริมาณความร้อนที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์ (kJ/kg)

h_4 = ปริมาณความร้อนที่เข้าอีแวปโปเรเตอร์ (kJ/kg)

2.3.2 ปริมาณความร้อนที่สารทำความเย็นดูดซับเอาไว้ในอีแวปโปเรเตอร์ สามารถคำนวณได้จาก

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (2.2)$$

เมื่อ q_e = ปริมาณความร้อนที่สารทำความเย็นดูดซับในอีแวปโปเรเตอร์ (kJ/kg)

2.3.3 การถ่ายเทความร้อนออกจากคอนเดนเซอร์ หาได้จากสมการพื้นฐานของการถ่ายเทความร้อนดังนี้

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (2.3)$$

เมื่อ \dot{Q}_{cond} = ความร้อนที่ออกจากคอนเดนเซอร์ (kW)

\dot{m}_r = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

h_2 = ปริมาณความร้อนที่ก่อนผ่านเข้าคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

h_3 = ปริมาณความร้อนที่ผ่านออกจากคอนเดนเซอร์ (kJ/kg)

2.3.4 ปริมาณความร้อนที่ถูกระบายออกจากคอนเดนเซอร์ เป็นความแตกต่างระหว่างเอนทัลปีของไอร้อนยิ่งยวดที่ 2 และของเหลวอิ่มตัวที่ 3 สามารถคำนวณได้จาก

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

2.3.5 งานที่ต้องใช้ในการอัดสารทำความเย็น คอมเพรสเซอร์ (Compressor) เป็นเครื่องดูดและอัดไอสารทำความเย็น มีการไหลสม่ำเสมอแบบอะเดียแบติกที่ย้อนกลับได้ หรือไอเซนโทรปิกหาได้ดังนี้

$$\dot{W}_{comp.} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (2.5)$$

เมื่อ $\dot{W}_{comp.}$ = งานที่ให้แก่เครื่องอัด (kJ/kg)

h_1 = เอนทาลปีของสารความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัด (kJ/kg)

h_2 = เอนทาลปีของสารความเย็นออกเครื่องอัด (kJ/kg)

หรือกำลังงานที่คอมเพรสเซอร์ \dot{W}_{comp}

$$\dot{W}_{comp.} = I \times V \times PF \quad (2.6)$$

เมื่อ $\dot{W}_{comp.}$ = กำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (Watt , kJ/s)

I = กระแสไฟฟ้าในวงจร (Amp)

V = ความต่างศักย์ (Volt)

PF = ตัวประกอบกำลัง (Power factor)

2.3.6 การหาอัตราการไหลของสารทำความเย็นหาได้ดังนี้

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{W}_{comp.}}{(h_2 - h_1)} \quad (2.7)$$

เมื่อ \dot{m}_r = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

$\dot{W}_{comp.}$ = กำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (Watt , kJ/s)

2.3.7 ปริมาตรการไหลของสารทำความเย็นที่ไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์

สารทำความเย็น 1 กิโลกรัม กลายเป็นไอ ปริมาตรของไออัมตัวที่ได้จะขึ้นอยู่กับการใช้สารทำความเย็น และอุณหภูมิการกลายเป็นไอ สำหรับสารความเย็นอันใดอันหนึ่งปริมาตรของไอขึ้นกับอุณหภูมิของการกลายเป็นไอเท่านั้น และจะเพิ่มขึ้นขณะที่อุณหภูมิของการกลายเป็นไอลดลง เมื่อรู้อุณหภูมิของสารทำความเย็น และปริมาตรไอสารทำความเย็นต่อหน่วยมวล สามารถคำนวณ

ได้โดยตรงจากตารางไอเอมตัว ถ้ารู้ปริมาณจำเพาะของไอสารทำความเย็นปริมาตรของไอสารทำความเย็นที่หมุนเวียนในอีแวปโปเรเตอร์ต่อหน่วยเวลา สามารถหาได้โดยผลคูณของอัตราการไหลโดยมวลกับปริมาณจำเพาะของไอสารทำความเย็น

$$\dot{V} = \dot{m} v \quad (2.8)$$

เมื่อ

\dot{V} = ปริมาตรทั้งหมดของไอสารทำความเย็นที่หมุนเวียนอยู่ในอีแวปโปเรเตอร์ (m^3/s)

\dot{m} = อัตราการไหลโดยมวลของสารทำความเย็น (kg/s)

v = ปริมาตรจำเพาะของไอสารทำความเย็นที่จุด 1 (m^3/kg)

2.3.8 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP) เท่ากับ ความร้อนที่สารทำความเย็นดูดไว้ในขณะไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์ต่องานที่เครื่องอัดไอ

$$C.O.P. = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.9)$$

2.3.9 อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency rating: EER) หมายถึง ปริมาณความร้อนที่สามารถดึงออกจากบริเวณที่ทำให้เย็นในหน่วย BTU. ต่อหน่วยพลังงานไฟฟ้าที่ใช้ 1 วัตต์-ชั่วโมง ซึ่งในที่นี้ค่าปริมาณความร้อนที่ดึงออกมาจะมีสมการดังนี้

$$EER = \frac{\dot{Q}_{evap}}{P_{input}} = \frac{BTU/hr}{watt} \quad (2.10)$$

2.4 สารทำความเย็น

2.4.1 วิวัฒนาการของสารทำความเย็น

สารทำความเย็น คือสารที่ใช้เป็นตัวกลางในการทำความเย็นด้วยการดูดซับความร้อนจากวัตถุหรือสารอื่นๆ สำหรับในระบบการทำความเย็นแบบอัดไอที่กำลังพิจารณานี้ สารทำความเย็นหมายถึงของไหลทำงานของวัฏจักรในฐานะเป็นตัวกลางในการดูดซับความร้อนด้วยกระบวนการกลายเป็นไอที่ความดันต่ำ (ประมาณ 50 – 240 kPa) และอุณหภูมิต่ำ (ประมาณ - 40 ถึง - 5°C) และคายความร้อนทิ้งด้วยกระบวนการควบแน่นที่ความดันสูง (ประมาณ 900 – 1500 kPa) และอุณหภูมิสูง (ประมาณ 40 – 60°C) ตามลำดับสลับกันไป ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับชนิดของสารทำความเย็น และสภาวะการใช้งาน

ตั้งแต่มีการสร้างเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอเครื่องแรกในปี ค.ศ.1834 โดย Jacob Perkins ในตอนเริ่มต้นได้ใช้น้ำ และกรดกำมะถันเป็นของไหลทำงาน จนกระทั่งปี ค.ศ.1866 จึงได้เปลี่ยนมาใช้สารผสมที่เรียกว่า chemogene (ประกอบด้วย petrol ether และ naphtha) และคาร์บอนไดออกไซด์ ในฐานะเป็นสารทำความเย็นแทน ต่อมาในปี ค.ศ.1873 ได้มีการนำแอมโมเนียมาใช้เป็นสารทำความเย็นในเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอเป็นครั้งแรก หลังจากที่นำมาใช้ในเครื่องทำความเย็นแบบดูดซึม ในปี ค.ศ.1859

อย่างไรก็ดี สารทำความเย็นในยุคแรกๆ ส่วนใหญ่สามารถติดไฟได้และเป็นพิษ หรือทั้งสามารถติดไฟ และเป็นพิษ ดังนั้นจึงเกิดอุบัติเหตุขึ้นอยู่เสมอ จนกระทั่งในปี ค.ศ.1926 Thomas Midgley จึงสามารถพัฒนาสารทำความเย็นที่ไม่ติดไฟ และเกือบไม่เป็นพิษหากไม่สูดดมโดยตรงหรือไม่สัมผัสกับเปลวไฟ ไม่กัดกร่อน และสามารถเข้ากันได้ดีกับวัสดุอื่น ๆ ในระบบ นอกจากนี้ยังเป็นสารที่มีเสถียรภาพมากรวมทั้งมีสมบัติทางเทอร์โมไดนามิกส์ และทางฟิสิกส์ ในการใช้งานที่ดีมาก ได้แก่ dichlorodifluoromethane หรือที่รู้จักกันในชื่อ ฟรีออน 12 หรือ R-12 โดยได้ประกาศการค้าค้นพบอย่างเป็นทางการเมื่อเดือนเมษายน ค.ศ.1930 และบริษัทดูปองท์ (DuPont) ผลิตขึ้นเพื่อจำหน่ายเป็นครั้งแรกในราวต้น ค.ศ.1931(พ.ศ.2474) ในชื่อฟรีออน 12 (F-12) หลังจากนั้นได้พัฒนาสารทำความเย็นตระกูล chlorofluorocarbon (CFC) ตัวอื่นๆ ดังนี้ R-11 ในปี ค.ศ.1932 R-114 ในปี ค.ศ.1933 และ R-113 ในปี ค.ศ.1934

สำหรับสารทำความเย็นตระกูล hydrochlorofluorocarbon (HCFC) ตัวแรกคือ R-22 พัฒนาขึ้นในปี ค.ศ.1936 และได้มีการพัฒนา สารทำความเย็นตระกูล CFC สารทำความเย็นตระกูล HCFC และอื่น ๆ รวมทั้งสารทำความเย็นชนิดผสมระหว่างสารทำความเย็นในทั้งสองตระกูล หรือ สารอื่น ขึ้น อย่างต่อเนื่อง

2.4.2 การประยุกต์ใช้งานสารทำความเย็นกับระบบการทำความเย็น

ในตารางที่ 2.2 ได้สรุปลักษณะการประยุกต์ใช้งานของสารทำความเย็นข้างต้น กับระบบการทำความเย็นบางรูปแบบ รวมทั้งแสดงค่าระดับการทำลายชั้น โอโซนของสารดังกล่าว ซึ่งวัดเป็น ODP โดย $ODP = 1$ ใช้ผลจากการที่สารทำความเย็น R-11 มีผลต่อการทำลายชั้นโอโซนและ $ODP = 0$ หมายถึงไม่มีผลต่อการทำลายชั้นโอโซน นอกจากนี้ยังได้แสดงค่าระดับการทำให้โลกมีอุณหภูมิสูงขึ้นไว้ในวงเล็บในช่องที่แสดงค่า ODP ด้วย ค่าระดับการทำให้โลกมีอุณหภูมิสูงขึ้น วัดเป็น GWP โดย $GWP = 1$ ใช้ผลจากการที่สารทำความเย็น R-11 มีผลต่อการทำให้โลกมีอุณหภูมิสูงขึ้น

ตารางที่ 2.2 ชนิดของสารทำความเย็นและการประยุกต์ใช้งาน

ชนิดของสารทำความเย็น	จุดเดือดที่ความดันบรรยากาศ °C (°F)	ODP (GWP)	การประยุกต์ใช้งาน
R-12 (CCl ₂ F ₂)	-29°C (-22°F)	1.000 (3.00)	ใช้ในระบบตู้เย็น ตู้แช่ สำหรับเครื่องทำความเย็นขนาดเล็กใช้งานกับเครื่องอัดแบบลูกสูบ แบบโรตารี และแบบหอยโข่ง
R-22 (CHClF ₂)	-41°C (-41°F)	0.055 (0.36)	ใช้ในระบบตู้แช่เย็นจัด และตู้แช่แข็ง ทั้งการใช้ในครัวเรือนและใช้เชิงพาณิชย์ ใช้งานกับเครื่องอัดแบบลูกสูบ แบบโรตารี และแบบหอยโข่ง
R-134a (CF ₃ CH ₂ F)	-27°C (-16°F)	0 (0.76)	ใช้งานในลักษณะเดียวกับ R-12 เป็นสารทำความเย็นที่ผลิตมาเพื่อรองรับการใช้งานแทนสารทำความเย็น R-12 แต่ประสิทธิภาพจะต่ำกว่า

ตารางที่ 2.2 ชนิดของสารทำความเย็นและการประยุกต์ใช้งาน (ต่อ)

ชนิดของสารทำความเย็น	จุดเดือดที่ความดันบรรยากาศ °C (°F)	ODP (GWP)	การประยุกต์ใช้งาน
R-502	-46°C (-50°F)	0.290 (5.00)	ใช้ในระบบตู้แช่เย็นจัด ตู้แช่แสดงสินค้าในร้านค้า ตู้แช่แข็งเชิงพาณิชย์ ห้องเย็น และ โรงงานผลิตอาหารแช่แข็ง ใช้งานกับเครื่องอัดแบบลูกสูบเท่านั้น ประสิทธิภาพของระบบสูงกว่าระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-22
R-507	-47°C (-52°F)	0 (ไม่มีข้อมูล)	ใช้งานในลักษณะเดียวกับ R-502 เป็นสารทำความเย็นที่ผลิตมาเพื่อรองรับการใช้งานแทนสารทำความเย็น R-502 และประสิทธิภาพของระบบสูงกว่าระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-502 เล็กน้อย
R-717 แอมโมเนีย (NH ₃)	-33°C (-28°F)	0 (ใกล้ 0)	ใช้ในระบบเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่แบบโรงงานอุตสาหกรรม ใช้งานกับเครื่องอัดแบบลูกสูบ

2.4.3 หน้าที่ สมบัติ และชนิดของน้ำมันหล่อลื่น

น้ำมันหล่อลื่นที่ใช้ในระบบทำความเย็น มีหน้าที่หลักเพื่อหล่อลื่นเครื่องอัดให้สามารถทำงานได้อย่างมีประสิทธิภาพ และประสิทธิภาพด้วยการช่วยลดความฝืด ลดการสึกหรอ และระบายความร้อนที่เกิดขึ้นของชิ้นส่วนที่เคลื่อนที่ของเครื่องอัดด้วยการไหลเป็นฟิล์มบางๆ ระหว่างพื้นที่ผิวที่เคลื่อนที่นั้น เป็นการลดการสัมผัสโดยตรงระหว่างของแข็งกับของแข็ง

เนื่องจากในระหว่างการหล่อลื่น จะทำให้น้ำมันบางส่วนเกิดการผสมผสานเข้ากับสารทำความเย็นทำความเย็น และไหลปะปนไปกับสารทำความเย็นด้วย ดังนั้นการเข้ากันได้กับสารทำความเย็น จึงมีความสำคัญในการเลือกใช้งานน้ำมันหล่อลื่น นอกจากนี้ขณะที่น้ำมันไหลไปกับสารทำ

ความเย็นจำเป็นต้องไหลผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ ดังนั้นน้ำมันจึงต้องมีความเหมาะสมที่จะทำงานร่วมกับชิ้นส่วนของอุปกรณ์ต่าง ๆ ด้วยสำหรับสมบัติหลักของน้ำมันหล่อลื่นที่ต้องการ คือ

1) ไม่มีส่วนผสมของไข (Wax free) เพื่อป้องกันการแข็งตัวที่อาจทำให้เกิดการอุดตันขึ้นในระบบ เมื่อสัมผัสกับช่วงอุณหภูมิต่ำ

2) ไม่เป็นสื่อไฟฟ้า เพื่อป้องกันอันตรายจากการเกิดไฟฟ้าลัดวงจร โดยเฉพาะกับระบบที่ใช้เครื่องอัดแบบปิด เพราะน้ำมันต้องใช้ในการหล่อลื่นมอเตอร์ด้วย

3) สามารถรวมตัวกับสารทำความเย็นได้ในทุกสภาวะ เพื่อป้องกันการแยกตัวออกจากสารทำความเย็น และตกค้างอยู่ในอุปกรณ์ต่างๆ ที่ทำให้อุปกรณ์นั้น ๆ ทำงานได้ไม่เต็มประสิทธิภาพ

2.5 ท่อสารความเย็น (Refrigerant Piping)

โดยทั่วไป ชนิดของวัสดุที่ทำท่อจะขึ้นอยู่กับการใช้งาน ลักษณะของการติดตั้ง สารทำความเย็นที่ใช้ราคาของวัสดุ และแรงงานในการผลิต ลักษณะเฉพาะของความต้องการอย่างต่ำสำหรับท่อสารความเย็น ต้องคำนึงถึงชนิด และน้ำหนักของวัสดุที่ทำท่อ และวิธีการต่อท่อ มาตรฐานของท่อสารทำความเย็น กำหนดตาม American Standard Code for Mechanical Refrigeration (ASA Standard 39.1) วัสดุที่ใช้ทำท่อสารความเย็นส่วนมาก ได้แก่ เหล็กดำ เหล็กท่อ ทองแดง และทองเหลือง วัสดุเหล่านี้เหมาะที่จะใช้กับสารความเย็นทั่วไป ยกเว้นทองแดง และทองเหลือง จะไม่ใช้กับแอมโมเนีย เพราะแอมโมเนียจะกัดกร่อนโลหะเหล่านี้

ท่อทองแดงได้เปรียบในเรื่องน้ำหนักเบา มีความต้านทานการกัดกร่อนมากกว่า และติดตั้งง่ายกว่าเหล็กหล่อหรือเหล็กดำใช้ได้กับสารทำความเย็นทุกชนิด ยกเว้นแอมโมเนีย ท่อที่มีเส้นผ่านศูนย์กลางภายนอกไม่เกิน 100 มิลลิเมตร อาจใช้ท่อทองแดง หรือท่อเหล็กเหนียว และท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเกินกว่า 100 มิลลิเมตร โดยทั่วไปในทางปฏิบัติจะใช้เหล็กเหนียว ท่อที่มีขนาดมากกว่า 50 มิลลิเมตร จะใช้ท่อเหล็กเหนียว ส่วนท่อเหล็กหล่อมีราคาแพงกว่าท่อเหล็กเหนียว แต่ก็อาจนำมาใช้เพราะท่อเหล็กหล่อมีความต้านทานการผุกร่อนสูงกว่าท่อเหล็กเหนียว

ท่อเหล็กเหนียวควรจะเป็นท่อแบบที่ไม่มีรอยต่อ (Seamless) หรือเป็นแบบแลป (Lap-Welded) ยกเว้นที่ต่อชน (Butt-Welded) และจะมีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 50 มิลลิเมตร ท่อ

เหล็กเหนียวที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางไม่เกิน 25 มิลลิเมตร จะเป็นท่อแบบหนักพิเศษ ส่วนท่อที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางโตกว่า 25 มิลลิเมตร จะเป็นท่อแบบมาตรฐาน (Standard Weight) ยกเว้น ท่อสารทำความเย็นเหลว (Liquid Line) ที่มีขนาดไม่เกิน 40 มิลลิเมตรจะเป็นท่อแบบหนักพิเศษ

ท่อทองแดงเป็นท่อแข็งและท่ออ่อน ท่อแข็งจะเป็นท่อตรงยาวท่อนละ 6 เมตร ส่วนท่ออ่อนจะขดเป็นวงมีความยาว 7.5 เมตร ถึง 15 เมตร ท่อแบบชนิด K และ L เท่านั้นที่เหมาะสมสำหรับใช้เป็นท่อสารทำความเย็น ท่อทองแดงแบบอ่อนใช้เป็นท่อสำหรับสารทำความเย็นที่มีขนาดไม่เกิน 20 มิลลิเมตร ส่วนท่อทองแดงแบบแข็งใช้ในระบบการทำความเย็นที่มีขนาดใหญ่กว่า 20 มิลลิเมตร และท่อขนาดเล็กที่ต้องการความคงตัว

2.5.1 การต่อท่อ (Pipe Joints)

การต่อท่อจะขึ้นอยู่กับ ชนิดและขนาดของท่อ การต่อท่อสารทำความเย็นอาจจะเป็นการต่อแบบเกลียว (Screw) หน้าแปลน (Flanged) แฟร์ (Flared) เชื่อม (Welded) บัดกรี (Soldered)

2.5.2 การเดินท่อของระบบทำความเย็น

โดยทั่วไป การเดินท่อที่ดีต้องคำนึงถึงความปลอดภัยเป็นอันดับแรก และในขณะเดียวกันก็ต้องคำนึงถึงว่าจะขัดขวางทำให้การทำงาน และการซ่อมบำรุง หรืออย่างไรก็ตามก็ต้องคำนึงถึงประสิทธิภาพของระบบเครื่องทำความเย็นควบคู่กันไปด้วย โดยทั่วไปแล้ว ท่อควรจะต้องอยู่สูงจากพื้นอย่างน้อย 2.35 เมตร (7 ½ ฟุต) ยกเว้นในกรณีที่ดินท่อติดตามฝาผนัง นอกจากนี้ในการเดินท่อควรจะต้องคำนึงถึงความยากง่ายในการติดตั้ง และความสวยงามอีกด้วย ท่อที่เดินจะต้องรับด้วยที่ยึด ที่แข็งแรงและเป็นช่วงๆ พอที่จะไม่ทำให้ท่อเกิดคดโค้งงอได้ ช่วงห่างระหว่างที่ยึดไม่ควรมากกว่า 2.4-3.0 เมตร (8-10 ฟุต) ในกรณีที่ท่อโค้ง ที่ยึดไม่ควรห่างจากปลายโค้งเกิน 60 ซม. (2 ฟุต) และจะยึดในส่วนที่รับน้ำหนักมากกว่า สำหรับวาล์วเปิด-ปิด ที่มีอยู่ในท่อตามแนวนอน ควรจะให้ที่หมุน เปิด-ปิด อยู่ในแนวนอนเท่าที่จะทำได้ ในกรณีที่วาล์วมีขนาดเล็กกว่า 25.4 มม. (1 นิ้ว) วาล์วควรจะยึดติดกับผนังเพื่อไม่ให้ท่อเกิดการงอในขณะที่หมุนเปิด-ปิด เมื่อท่อต้องเดินผ่านพื้น ผนัง หรือเพดาน ก็ควรมีปลอกซึ่งทำจากแผ่นเหล็ก หรือสังกะสีหนาห่อหุ้มไว้อีกชั้นหนึ่ง ในกรณีที่อุณหภูมิของท่อเปลี่ยน ก็ควรจะคำนึงการขยายตัวตามแนวยาวของท่อ เมื่ออุณหภูมิของท่อสูงขึ้น

2.5.3 การออกแบบท่อ

เพราะว่ามีปัญหามากมายที่พบในระบบการทำความเย็น ที่สามารถพบได้โดยตรง การออกแบบ และการติดตั้งที่ไม่เหมาะสมของท่อสารทำความเย็น และส่วนประกอบอื่นโดยทั่วไป ท่อสารทำความเย็นควรจะออกแบบ และพิจารณาดังนี้

- 1.) ต้องมั่นใจว่ามีสารทำความเย็น ในอีแวปโปเรเตอร์เพียงพอ
- 2.) ต้องมั่นใจว่าการไหลกลับของน้ำมันหล่อลื่น เข้าไปยังอ่างข้อเหวี่ยง (Crankcase) ของเครื่องอัด
- 3.) หลีกเลี่ยงการสูญเสียความดันสารทำความเย็น เพราะเป็นตัวลดความสามารถ และประสิทธิภาพของระบบ
- 4.) ป้องกันไม่ให้สารทำความเย็นเหลวเข้าไปในเครื่องอัด ระหว่างการทำงาน หรือหยุดวัฏจักร หรือเริ่มให้เครื่องอัดทำงาน
- 5.) หลีกเลี่ยงการใช้ น้ำมันที่มีส่วนผสมอื่นๆ ในอีแวปโปเรเตอร์ หรือท่อดูดซึ่งภายหลังอาจจะกลับเข้าไปในเครื่องอัด ในลักษณะเป็นโคลนทำความเสียหายแก่เครื่องอัดได้

2.5.4 ขนาดของท่อดูด (Suction Line Size)

โดยปกติขนาดท่อดูดควรต้องระมัดระวังมากกว่าท่อสารทำความเย็นอื่น ขนาดของท่อดูด ถ้าเล็กเกินไปจะทำให้ความดันของสารทำความเย็นในท่อดูดลดลง เป็นผลทำให้ความสามารถ และประสิทธิภาพของระบบการทำความเย็นลดลง ในทำนองเดียวกันขนาดของท่อดูดใหญ่ไปจะมีผลทำให้ความเร็วสารทำความเย็นลดลงมากเกินไปจนน้ำมันหล่อลื่นจากอีแวปโปเรเตอร์ ไปยังอ่างข้อเหวี่ยงของเครื่องอัด เพราะฉะนั้นขนาดท่อดูดที่ได้ผลที่สุดในทางปฏิบัติ ควรจะมีขนาดเล็กที่สุดที่ทำให้ความดันสารทำความเย็นลดลงน้อยที่สุด และมีความเร็วของสารทำความเย็นที่พาน้ำมันหล่อลื่นกลับไปได้เพียงพอ

2.5.5 ขนาดของท่อทางออก (Discharge Line Size)

ท่อทางออก หรือเรียกอีกอย่างหนึ่งว่าท่อไอร้อน(Hot Gas Line)ขนาดของท่อทางออกคล้ายกับท่อดูด เพราะที่สารทำความเย็นใดๆ ΔP ของท่อทางออกจะเพิ่มขึ้น ซึ่งเป็นตัวลดความสามารถและประสิทธิภาพของระบบ ในท่อทางออกจะให้ค่าของ ΔP ของไอสารทำความเย็นต่ำ ความดันที่

เพิ่มขึ้น ท่อทางออกควรอยู่ระหว่าง 12-27 กิโลเมตร วิธีการคำนวณหาขนาดของท่อทางออก เหมือนกับท่อดูด

2.5.6 ขนาดท่อของเหลว (Liquid Line Size)

หน้าที่ของท่อของเหลว เป็นตัวพาสารทำความเย็นเหลวจากถังเก็บไปยังเครื่องควบคุมนิวไฮลของสารทำความเย็นที่ความดันสูงเพียงพอที่จะให้ระบบทำงานอย่างมีประสิทธิภาพ เพราะสารทำความเย็นในสภาวะของเหลว จะมีน้ำมันหล่อลื่นภายในท่อของเหลว และไหลไปพร้อมกับสารทำความเย็นเข้าไปในอีแวปโปเรเตอร์ เพื่อที่จะได้ไม่มีปัญหาเกี่ยวกับน้ำมันหล่อลื่นที่จะไหลกลับเข้ามาในท่อของเหลว เพราะฉะนั้นการออกแบบท่อของเหลว จึงควรจะต้องมีความมีความระมัดระวังมากกว่าท่อสารทำความเย็นอื่น ปัญหาที่พบส่วนมากจะป้องกันการกลายเป็นไอ (Flashing) ของสารทำความเย็นก่อนที่จะถึงเครื่องควบคุมนิวไฮลของสารทำความเย็น

ไอสารทำความเย็นในท่อของเหลว จะเป็นตัวลดความสามารถในการทำงานของเครื่องควบคุมนิวไฮลของสารทำความเย็น และเป็นเหตุให้เกิดการกัดกร่อนที่ด้านลิ้น และบ่าลิ้น เป็นผลทำให้ การควบคุมนิวไฮลของสารทำความเย็นที่เข้าไปในอีแวปโปเรเตอร์ผิดพลาด และเพื่อที่จะหลีกเลี่ยงการกลายเป็นไอของสารทำความเย็นในท่อของเหลว ความดันของสารทำความเย็นเหลว จะต้องสูงกว่าความอิมพัลส์ที่เท่ากับอุณหภูมิอิมพัลส์ของสารทำความเย็นเหลว

2.5.7 ข้อควรคำนึงในการเลือกขนาด และออกแบบทางเดินของท่อ

- 1.) ท่อต้องมีขนาดที่เหมาะสม ทำให้อัตราการไหลของสารทำความเย็น เพียงพอสำหรับคอยล์เย็น
- 2.) ท่อต้องมีขนาดเหมาะสม ทำให้น้ำมันหล่อลื่นไหลกลับมายังคอมเพรสเซอร์
- 3.) ต้องหลีกเลี่ยงไม่ให้มีความดันตกภายในท่อมากเกินไป เพราะจะทำให้ลดประสิทธิภาพการให้ความเย็นของระบบเครื่องทำความเย็น
- 4.) ต้องป้องกันไม่ให้สารทำความเย็นเหลว ไหลเข้าสู่คอมเพรสเซอร์
- 5.) ค่าลงทุนต่ำ (Initial Cost)

2.6 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน คือเครื่องมือที่ใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากของไหลชนิดหนึ่งไปยังของไหลอีกชนิดหนึ่ง โดยที่ของไหลไม่จำเป็นต้องผสมกัน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เป็นเครื่องมือที่สำคัญมากอย่างหนึ่ง เพราะเป็นเครื่องมือที่ใช้ในระบบต่าง ๆ ในด้านทางวิศวกรรมศาสตร์อย่างกว้างขวาง วิศวกรควรมีความรู้ในการคำนวณหาสัมประสิทธิ์การพาความร้อน การส่งผ่านของความร้อน และความรู้ทางกลศาสตร์ของไหล

ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยทั่วไป ได้แก่ชนิดแผ่นเพลทเรียบ (Flat-plate) ชนิดเปลือกท่อ (Shell and tube) และชนิดการไหลตัดกัน (Cross flow type) ซึ่งการแลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่คู่นั้น เป็นแบบที่ง่ายที่สุดสำหรับเปลือก-ท่อ ถ้าการไหลของของไหลทั้งสองไหลไปในทิศทางเดียวกัน ถือว่าเป็นการไหลแบบขนานกัน และถ้าการไหลมีทิศทางตรงกันข้ามลักษณะเช่นนี้ เรียกว่าการไหลแบบสวนทางกัน

ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่มีทิศทางการไหลของของไหลตัดกัน ที่มีมุมทางด้านขวาไปยังด้านอื่น ถ้าของไหลสามารถเคลื่อนที่ไปได้อย่างอิสระในระหว่างที่ไหลผ่านเข้าไปแลกเปลี่ยนความร้อน ลักษณะการไหลของของไหลนี้เรียกว่า เป็นการไหลผสมกัน (Mixed) อุณหภูมิที่แพร่กระจายนี้ เกิดขึ้นตามระยะทางที่เบี่ยงเบนไป เพราะว่าของไหลที่ไหลนี้ จะอยู่ในทิศทางที่สัมพันธ์กัน และมีค่าอุณหภูมิแตกต่างกัน จากสมการเส้นทางการไหลของของไหลก็คือ ระยะทางเดียวกันเมื่อนับจากจุดที่ของไหลไหลเข้า (Inlet)

การเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ของไหลจะถ่ายเทความร้อนให้แก่กัน ดังนั้นถ้าของไหลไม่มีการเปลี่ยนสถานะ (คือเปลี่ยนจากไอเป็นของเหลว หรือของเหลวเป็นไอ) อุณหภูมิของของไหลทั้งสองนั้น ก็จะเปลี่ยนแปลงไปด้วยในขณะที่ของไหลไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ในปัจจุบันกระบวนการอุตสาหกรรมที่เกี่ยวข้องกับพลังงานความร้อนส่วนใหญ่ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นองค์ประกอบ เช่น อุตสาหกรรมน้ำมัน อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จะถูกใช้สำหรับการเพิ่มอุณหภูมิของน้ำมันดิบ สำหรับเปลี่ยนสภาวะของไอที่ออกมาจากหอกลั่น ให้เป็น

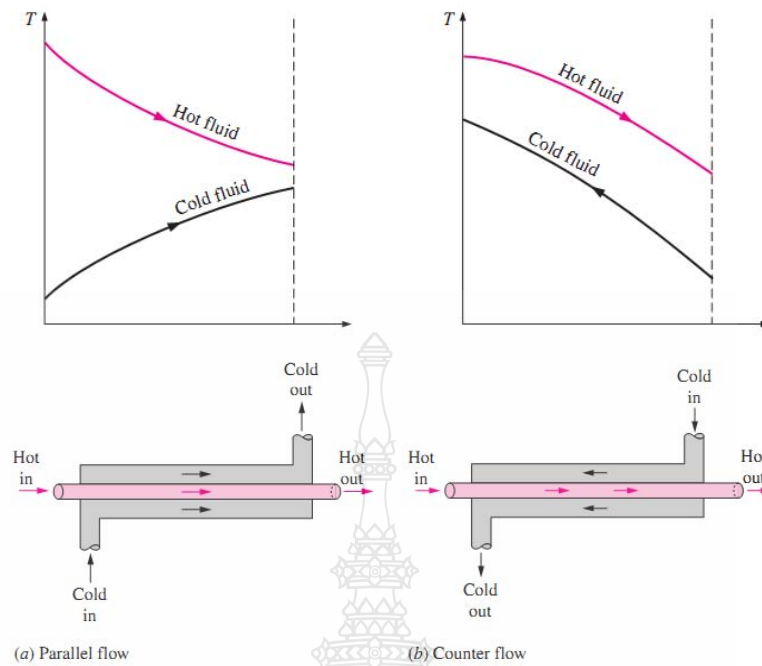
ของเหลว และสำหรับการลดอุณหภูมิของน้ำมันหรือก๊าซ ในทำนองเดียวกันกับ ในอุตสาหกรรมปิโตรเคมี อุตสาหกรรมเส้นใยสังเคราะห์ และอุตสาหกรรมอื่นๆ ก็ใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสำหรับเพิ่มอุณหภูมิ ลดอุณหภูมิ หรือหมุนเวียนความร้อนจากของไหลกลับมาใช้ใหม่ หน้าที่หลักของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนก็คือ การนำเอาพลังงานความร้อนมาใช้อย่างถูกหลักการ และมีประสิทธิภาพ ดังนั้นวิธีใช้และเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ซึ่งสัมพันธ์กับต้นทุนของกระบวนการ และอาจมีผลต่อราคาของผลิตภัณฑ์ การเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะต้องทำอย่างระมัดระวัง เงื่อนไขที่สำคัญอย่างหนึ่งในการเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ใช้ในอุตสาหกรรมก็คือ ความมีประสิทธิภาพในการทำงานที่สูงและราคาถูก

2.6.1 ชนิดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Types of Exchangers)

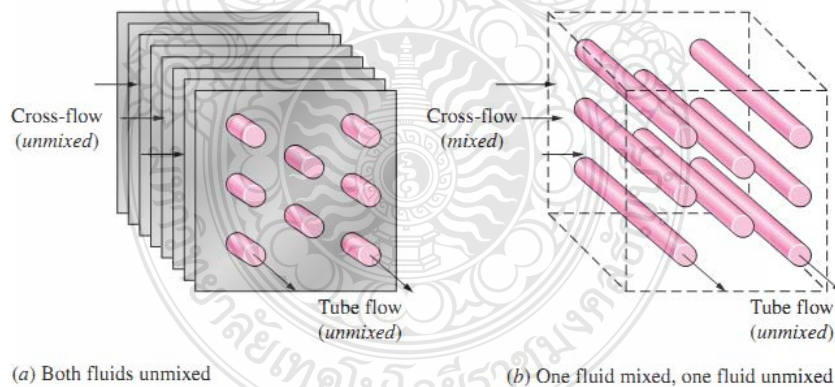
อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมีหลายแบบ การจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนอาจทำได้โดยอาศัยทิศทางการเคลื่อนที่ของของไหลในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และลักษณะของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเป็นหลัก โดยทั่วไปแล้วจำแนกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ออกได้เป็น 3 แบบ คือ

1.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (Concentric tube or Double pipe) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ อาจอยู่ในลักษณะที่ท่อสองท่อสวมเข้าด้วยกัน ดังรูปที่ 2.4 ส่วนการไหลของของไหล อาจไหลสวนทางกัน เรียกว่า counter flow หรือไหลขนานกัน เรียกว่า parallel flow

2.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบที่ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกัน (Cross flow) ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบนี้ ของไหลจะไหลในทิศทางตั้งฉากกัน ดังแสดงในรูปที่ 2.5 การสร้างนั้นอาจให้อยู่ในลักษณะของไหลเดี่ยวเดียว (single pass) หรือ ไหลสองเที่ยว (double pass) หรือมากกว่าก็ได้



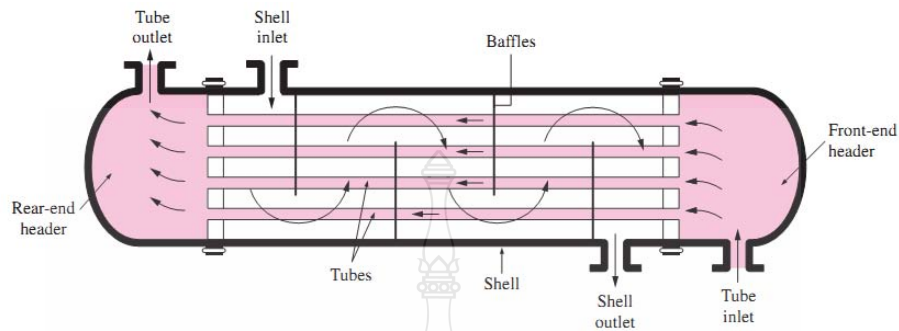
รูปที่ 2.4 ลักษณะการไหลที่แตกต่างกัน และการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อสองชั้น (double-pipe heat exchanger)[9]



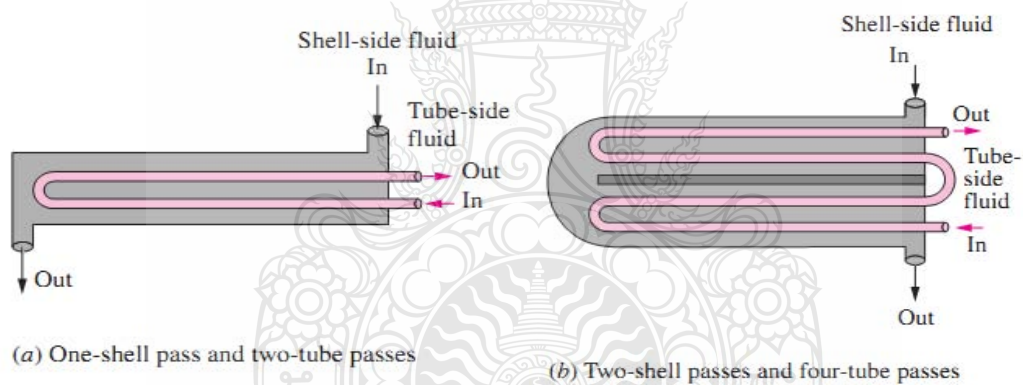
รูปที่ 2.5 การไหลที่แตกต่างกันใน cross flow heat exchangers[9]

3.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบเชลล์และท่อ (Shell and tube) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนชนิดนี้ของไหลอย่างหนึ่งจะอยู่ในเชลล์ และอีกอย่างหนึ่งจะอยู่ในท่อ สำหรับการไหลนั้น

จะอยู่ในลักษณะไหลสวนทาง หรือ ไหลขนานก็ได้ หรือทั้งสองอย่างในเครื่องเดียวกันก็ได้ นอกจากนี้ อาจออกแบบให้ของไหลมีทิศทางตั้งฉากกับท่อก็ได้



รูปที่ 2.6 Shell and tube heat exchangers 1 shell pass and 1 tube pass[9]



รูปที่ 2.7 Multi-pass flow arrangements in shell-and-tube heat exchangers[9]

นอกจากนี้ยังสามารถแบ่งประเภทของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ที่ใช้ในงานอุตสาหกรรม สามารถกระทำได้ 2 วิธี คือ แบ่งตามสภาวะของของไหลที่ใช้ และแบ่งตามลักษณะการใช้งาน ดังนี้คือ

2.6.2 การแบ่งตามสภาวะของไหลที่ใช้

1.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว เป็นอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนประเภทที่ไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะของ ของไหลทั้ง 2 ชนิด เช่น น้ำมันก๊าดหอกถ่าน และ น้ำมันดิบที่ป้อนเข้าหอกถ่าน

2.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างของเหลว-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะของของไหลทั้ง 2 ชนิด โดยของเหลวชนิดหนึ่งจะเปลี่ยนสภาวะเป็นก๊าซ หรือระเหยเป็นไอ ในระหว่างแลกเปลี่ยนความร้อน เช่น เครื่องต้มซ้ำ (Re-boiler) ของหอกถ่านน้ำมันซึ่งใช้น้ำมัน อุณหภูมิสูงเป็นแหล่งความร้อน

3.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ ไม่เกิดการควบแน่นเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นอากาศที่ใช้ก๊าซทั้งเป็นแหล่งความร้อน

4.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ก๊าซ ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ โดยชนิดหนึ่งจะมีการควบแน่นเป็นของเหลว เช่น เครื่องกระจายความร้อน (Radiator) สำหรับทำความอบอุ่นในห้อง โดยทำอากาศให้อุ่นด้วยไอน้ำ

5.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ - ของเหลว ชนิดไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ โดยชนิดหนึ่งเป็นก๊าซ และอีกชนิดหนึ่งเป็นของเหลว เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนที่ใช้ก๊าซทั้งจาก หม้อไอน้ำเป็นแหล่งความร้อน

6.) อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างก๊าซ-ของเหลว ชนิดที่มีการเปลี่ยนแปลงสภาวะ เช่น หม้อไอน้ำแบบท่อ ซึ่งระเหยน้ำให้เป็นไอน้ำด้วยก๊าซสันดาป และเครื่องควบแน่น ซึ่งควบแน่น ไอให้เป็นของเหลวด้วยน้ำระบายความร้อน

2.6.3 การแบ่งประเภทตามจุดประสงค์การใช้งาน

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนสามารถแบ่งตามประเภทจุดประสงค์การใช้งาน หรือ ลักษณะการใช้งานนั้น ได้แก่

1.) เครื่องระเหย (Evaporator) หรือหม้อเคี่ยว (Concentrator) การใช้งานคือ การระเหยของเหลวให้เป็น ไอเพื่อใช้ไอที่เกิดขึ้นให้เป็นประโยชน์ หรือเพื่อให้ได้ของเหลวที่เข้มข้นขึ้น

2.) เครื่องอุ่น หรือเครื่องทำให้ร้อนล่วงหน้า (Preheater) จุดประสงค์ก็เพื่อทำให้ของไหลร้อนล่วงหน้า ซึ่งเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพเชิงความร้อนของกระบวนการโดยทั่วไปมักจะเรียกชื่อตามตำแหน่งข้างหน้าของการใช้งานหรือตามประเภทของของไหลที่ถูกอุ่นให้ร้อน เช่น เครื่องอุ่นน้ำป้อนหม้อไอน้ำ (Boiler Feed Water Preheater)

3.) เครื่องทำให้ร้อน (Heater) จุดประสงค์ก็เพื่อเพิ่มอุณหภูมิให้กับของไหลให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น

4.) เครื่องทำให้ร้อนยิ่งยวด (Superheat-heater) เครื่องนี้จะทำหน้าที่เพิ่มความร้อนให้กับของไหลที่ถูกทำให้ร้อนมาแล้ว เพื่อที่จะทำให้อยู่ในสภาพร้อนยิ่งยวด

5.) เครื่องต้มซ้ำ (Re-boiler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ให้ความร้อนให้กับของเหลว เพื่อที่จะระเหยให้เป็นไออีกครั้ง

6.) เครื่องควบแน่น (Condenser) จุดประสงค์ที่สำคัญก็เพื่อควบไอให้กลายเป็นของเหลว เช่น เครื่องควบแน่นไอน้ำ

7.) เครื่องควบแน่นหมด (Total Condenser) เครื่องนี้เป็นเครื่องควบแน่นชนิดหนึ่งที่ใช้กับหม้อกลั่น ได้รับการออกแบบให้สามารถควบแน่นไอที่ออกมาจากยอดหม้อกลั่น ได้ทั้งหมด

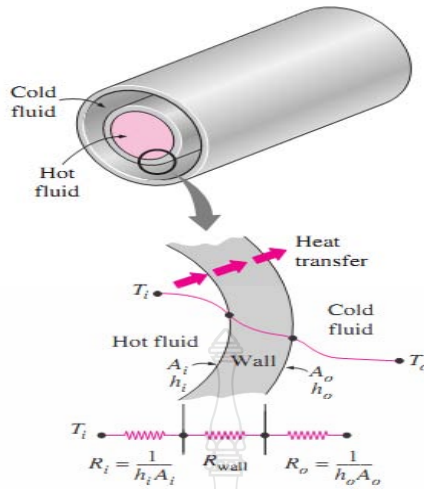
8.) เครื่องควบแน่นบางส่วน (Partial Condenser) เครื่องควบแน่นประเภทผลิตขึ้นใช้กับหม้อกลั่น มีจุดประสงค์เพื่อควบแน่นบางส่วนให้กลายเป็นของเหลว

9.) เครื่องระบายความร้อน (Cooler) เครื่องนี้ทำหน้าที่ระบายความร้อนให้กับของไหลเพื่อลดอุณหภูมิของของไหล

10.) เครื่องทำให้เย็นจัด (Chillier) ทำหน้าที่ลดอุณหภูมิของของไหลให้ต่ำลงมาก โดยใช้สารทำความเย็น เช่น ฟรีออน แอมโมเนีย

2.6.4 สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม (The overall heat transfer coefficient)

เรื่องที่สำคัญเป็นอันดับแรกในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อกับเซลล์ในเชิงความร้อนก็คือ การหาสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวมระหว่างของไหลสองชนิด ได้นิยามความหมายของสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม ระหว่างของไหลที่มีอุณหภูมิเป็น T_h กับของไหลเย็นที่มีอุณหภูมิเป็น T_c ที่กันโดยผนังที่ปิดด้วยสมการ



รูปที่ 2.8 Thermal resistance network associated with heat transfer in a double-pipe heat exchanger[9]

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = U \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.11)$$

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o \quad (2.12)$$

เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม การจัด ΔT ออกไป สมการ (2.11) ก็จะ

ลดรูปลง ดังสมการ (2.12)

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} \quad R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.13)$$

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.14)$$

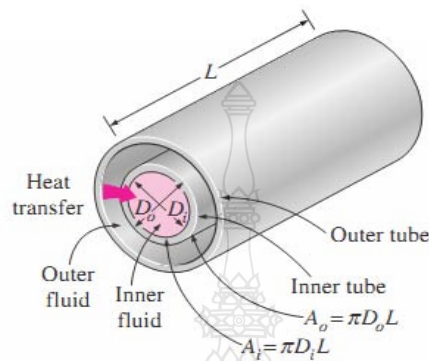
$$A_s = A_{total} = A_{fin} + A_{unfinned}$$

$$A_s = A_{unfinned} + \mu_{fin} A_{fin} \quad (2.15)$$

สำหรับในกรณีของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ประกอบด้วยท่อสองขนาดซ้อนรวมกันเดียวกันนั้น (double-pipe) ดังรูปที่ 2.9 ดังนั้น สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนที่ผิวท่อกรณีนี้จะมีค่า

$$R_{wall} = \frac{\ln \frac{D_o}{D_i}}{2\pi kL} \quad (2.16)$$

เมื่อ k = thermal conductivity, L = length of the tube จะได้ ผลรวมของความต้านทาน



รูปที่ 2.9 The two heat transfer surface areas associated with a double-pipe heat exchanger [9]

$$R = R_{total} = R_i + R_{wall} + R_o = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln \left(\frac{D_o}{D_i} \right)}{2\pi kL} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.17)$$

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} U A \Delta T = U_i A_i \Delta T = U_o A_o \Delta T \quad (2.18)$$

เมื่อ U คือ สัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม กำจัด ΔT ออกไป สมการ (2.18) ก็จะได้
ลดรูปลง ดังสมการ (2.19)

$$\frac{1}{U A_s} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{wall} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.19)$$

$$\frac{1}{U} \approx \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_o} \quad (2.20)$$

$$A_s = A_{total} = A_{fin} + A_{unfinned} \quad (2.21)$$

$$A_s = A_{unfinned} + \mu_{fin} A_{fin}$$

2.6.5 Fouling Factor

เมื่อใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนไประยะหนึ่ง สิ่งสกปรกจากของไหลจะเริ่มจับติดกับผิวของโลหะ ทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนจากผิวของโลหะต่ำลง ดังนั้นหากทำการคำนวณออกแบบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยไม่ได้คำนึงถึงค่าของความต้านทานอันเนื่องมาจากสิ่งสกปรกเหล่านี้ที่ผนังของโลหะ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนจะไม่สามารถถ่ายเทความร้อนตามที่ได้ทำนายไว้ด้วยเหตุนี้ การคำนึงถึงผลเสียของสิ่งสกปรกที่เกาะติดผิวของโลหะไว้ล่วงหน้าจึงเป็นสิ่งสำคัญอย่างยิ่ง

ปริมาณที่บ่งบอกถึงสิ่งสกปรกเหล่านี้ เรียกว่า Fouling Factor (R_f) หมายถึง ค่าความต้านทานอันเกิดจากสิ่งสกปรกที่ผนัง (m^2K/W)

$$\frac{1}{U_{As}} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_o A_o} R = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{R_{f,i}}{A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)}{2\pi k L} + \frac{R_{f,o}}{A_o} + \frac{1}{h_o A_o} \quad (2.22)$$

$$U_i = \frac{1}{1/h_i + 1/h_{di} + (r_o - r_i)A_i/k_{AA} + R_{f,i}/A_i + A_i/A_o h_o + A_i/h_o h_{do}} \quad (2.23)$$

2.6.6 การวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Analysis of heat exchangers)

ในการออกแบบหรือเลือกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนมาใช้ในงานทางวิศวกรรม นักศึกษา จำต้องมีความสามารถในการคาดคะเนอุณหภูมิตรงทางออกของของไหลร้อนและเย็น สามารถหาอัตราการถ่ายเทความร้อนทั้งหมดระหว่างของของไหลร้อนและเย็นได้เมื่อทราบอัตราการไหลของมวลของของไหล ในที่นี้จะกล่าวถึงการหาความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยแบบล็อก (Log Mean Temperature Difference, or LMTD) และวิธี ประสิทธิภาพ NTU (Effectiveness-NTU)

อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนโดยปกติมักใช้เป็นเวลานาน โดยไม่เปลี่ยนแปลงเงื่อนไขในการทำงาน ดังนั้นอาจสมมุติว่าอุปกรณ์มีการไหลแบบสภาวะคงที่ คุณสมบัติของไหล เช่น อุณหภูมิ ความเร็วที่ทางออก หรือทางเข้ามีค่าคงที่ ไม่มีการเปลี่ยนแปลงพลังงานจลน์ และพลังงานศักย์ ความร้อนจำเพาะของของไหลจะใช้ค่าเฉลี่ยเป็นค่าคงที่ การนำความร้อนตามแนวแกนของท่อไม่ค่อยมีความสำคัญ และจะไม่นำมาคิดก็ได้ สุดท้ายสมมุติให้ผิวนอกสุดของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หุ้มด้วยฉนวนเป็นอย่างดีจนไม่มีการสูญเสียความร้อนให้แก่สิ่งแวดล้อมมีการถ่ายเทความร้อนระหว่าง

ของไหลทั้ง 2 ชนิดเท่านั้น ดังนั้นจากกฎการอนุรักษ์พลังงานจะได้ว่า อัตราการถ่ายโอนความร้อน จากของไหลที่ร้อน เท่ากับ อัตราการถ่ายโอนความร้อนของไหลเย็น ดังสมการ

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.24)$$

และ

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_{ph} (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (2.25)$$

เมื่อ ตัวห้อย h และ c สำหรับของไหลร้อนและของไหลเย็น ตามลำดับ และ

\dot{m}_c, \dot{m}_h = อัตราการไหลของมวล (mass flow rates)

c_{pc}, c_{ph} = ความร้อนจำเพาะ (specific heats)

$T_{c,out}, T_{h,out}$ = อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกจากท่อ (outlet temperature)

$T_{c,in}, T_{h,in}$ = อุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางเข้าท่อ (inlet temperature)

ในการวิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อความสะดวกมักรวมอัตราการไหลของมวลและความร้อนจำเพาะของของไหลเข้าด้วยกันเป็นจำนวนหนึ่งซึ่งเรียกว่า “อัตราความจุความร้อน” (Heat Capacity Rate), C ดังนี้

$$C = \dot{m} c_p \quad (2.26)$$

สำหรับของไหลร้อน $c_h = \dot{m}_h c_{ph}$ และสำหรับของไหลเย็น $c_c = \dot{m}_c c_{pc}$ เขียนสมการ (2.24) และ (2.25) ในรูปของอัตราความจุความร้อน คือ

$$\dot{Q} = c_c (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (2.27)$$

$$\dot{Q} = c_h (T_{c,in} - T_{h,out}) \quad (2.28)$$

ดังนั้นอัตราการถ่ายเทความร้อนในอุปกรณ์ถ่ายเทความร้อนจะมีค่าเท่ากับอัตราความจุความร้อนของของไหลคูณกับการเปลี่ยนแปลงของอุณหภูมิของของไหล อัตราการถ่ายเทความร้อนสามารถเขียนได้ในรูปของความแตกต่างของอุณหภูมิ ΔT ระหว่างของไหลที่ร้อนและเย็นโดยที่

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2.29)$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนนี้หาจากกฎการเย็นตัวของนิวตัน โดยใช้ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อนรวม U แทนสัมประสิทธิ์การพาความร้อน h แต่เนื่องจาก ΔT อาจเปลี่ยนแปลงได้ตามตำแหน่งต่าง ๆ ในอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน จึงมีรูปสมการเป็น

$$\dot{Q} = UA_s \Delta T_m \quad (2.30)$$

เมื่อ A = พื้นที่ของการถ่ายเทความร้อน

ΔT_m = ความแตกต่างอุณหภูมิเฉลี่ยที่เหมาะสมระหว่างของไหล 2 ชนิด

2.6.7 วิธีการหาค่าประสิทธิผล-เอ็นทียู (The effectiveness-NTU method)

วิธีการของ LMTD ที่ใช้วิเคราะห์อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนำมาใช้ประโยชน์เมื่อเราทราบค่าอุณหภูมิที่ทางเข้า และทางออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และทำให้สามารถหาค่าได้ง่ายขึ้น LMTD เป็นวิธีที่ง่ายกับการคำนวณ และการไหลของความร้อน พื้นที่ผิว หรือค่าสัมประสิทธิ์ของการถ่ายเทความร้อนอาจหาได้ เมื่ออุณหภูมิที่เข้าหรือออกเป็นค่าที่นำมาประเมินอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนนั้น การวิเคราะห์มักรวมลำดับขั้นตอนการอิเทอเรตีฟ เพราะว่าค่าของล๊อค อยู่ในเทอมของ LMTD ในกรณีเหล่านี้การวิเคราะห์ถูกจัดให้อยู่ในรูปที่ง่ายมากขึ้นโดยการใช้วิธีการพื้นฐานที่เป็นค่าประสิทธิผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในการถ่ายเทความร้อนที่ให้อุณหภูมิของความร้อน ดังวิธีการของค่าประสิทธิผลมักมีข้อได้เปรียบมากกว่าปัญหาที่ทำการวิเคราะห์ ด้วยการเปรียบเทียบระหว่างประเภทของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนต่าง ๆ ซึ่งส่วนใหญ่มักใช้เป็นเหตุผล

ของการเลือกประเภทที่เหมาะสมที่สุด ให้เป็นไปตามวัตถุประสงค์ของการถ่ายเทความร้อนนั้น เรา กำหนดประสิทธิภาพของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดังนี้

$$\text{ประสิทธิภาพ } (\varepsilon) = \frac{q}{q_{max}} = \frac{\text{Actual heat transfer rate}}{\text{Maximum possible heat transfer rate}} \quad (2.31)$$

การถ่ายเทความร้อนที่ได้จริง อาจคำนวณได้ทั้งการคำนวณพลังงานที่สูญเสียโดยออกจากของไหลร้อน หรือค่าของพลังงาน โดยของไหลเย็นที่รับความร้อนเพิ่ม พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานกัน และแบบไหลตัดกัน สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไหลขนานกัน ได้สมการดังนี้

การถ่ายเทความร้อนที่ได้จริงอาจคำนวณได้ทั้งการคำนวณพลังงานที่สูญเสีย โดยออกจากของไหลร้อน หรือค่าของพลังงาน โดยของไหลเย็นที่รับความร้อนเพิ่ม พิจารณาอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบไหลขนานกัน และแบบไหลตัดกัน สำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ไหลขนานกัน จากกฎการอนุรักษ์พลังงานจะได้ว่า อัตราการถ่ายโอนความร้อนจากของไหลที่ร้อน เท่ากับ อัตราการถ่ายโอนความร้อนของไหลเย็น ได้สมการ (2.32)

$$q = c_c(T_{c,out} - T_{c,in}) = c_h(T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (2.32)$$

$$q_{max} = c_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.33)$$

$$q = \varepsilon q_{max} = \varepsilon c_{min}(T_{h,in} - T_{c,in}) \quad (2.34)$$

2.7 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

เนื่องจากการวิจัยด้านการเพิ่มสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP) ด้วยการลดอุณหภูมิบริเวณเครื่องควบแน่น ได้รับความสนใจอย่างแพร่หลาย ได้มุ่งเน้นศึกษาประเด็นต่าง ๆ ที่สำคัญคือ

2.7.1 การประหยัดพลังงานโดยใช้쿨ลิ่งแพดที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น

อภิชาติ อาจนเสียว[1] ได้ศึกษาการประหยัดพลังงาน โดยใช้쿨ลิ่งแพดที่คอยล์ร้อนของเครื่องทำน้ำเย็น พบว่าเมื่ออุณหภูมิของสิ่งแวดล้อมสูงขึ้น ค่า COP จะลดลง สอดคล้องกับความต้องการกระแสไฟฟ้าที่ใช้เพิ่มขึ้น เมื่อทำการปรับอัตราการไหลของน้ำที่ไหลผ่าน쿨ลิ่งแพดมากขึ้น ส่งผลให้ COP จะมีค่าเพิ่มขึ้น และกระแสไฟฟ้าที่ใช้ลดลง พบว่าเครื่องทำน้ำเย็นที่ติดตั้ง쿨ลิ่งแพด ใช้กระแสไฟฟ้าน้อยกว่าถึง 10 % ที่อุณหภูมิ 40°C สำหรับผลกระทบที่เกิดจากระยะห่างระหว่างคอยล์ร้อนกับ쿨ลิ่งแพดที่มากขึ้นนั้น จะทำให้ค่า COP ลดลงเล็กน้อย ซึ่งสัมพันธ์กับกระแสไฟฟ้าที่ใช้เพิ่มขึ้น และความชื้นสัมพัทธ์ในอากาศที่มีค่าลดลงเล็กน้อยเช่นกัน

2.7.2 การศึกษาสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ ที่ติดตั้ง쿨ลิ่งแพด ร่วมกับอินเวอร์เตอร์

ธงไชย เดิมดา[2] ศึกษาสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ ที่ติดตั้ง쿨ลิ่งแพด ร่วมกับอินเวอร์เตอร์ โดยใช้쿨ลิ่งแพด ลดอุณหภูมิของอากาศก่อนระบายที่คอนเดนเซอร์ และใช้อินเวอร์เตอร์ควบคุมการทำงานของคอมเพรสเซอร์ คูลิ่งแพด ใช้ขนาด 15x83x65 cm² ออกแบบเป็นรูปตัว L ติดตั้งห่างจากคอยล์ร้อนที่ 5 cm. ใช้ปริมาณน้ำขนาด 1600 L/hr. ในการทำให้แผ่นเปียก โดยทดลองกับเครื่องปรับอากาศขนาด 18000 Btu/hr. แบบแวน ทำการศึกษาเครื่องปรับอากาศแบบใช้ คูลิ่งแพด ร่วมกับอินเวอร์เตอร์ เปรียบเทียบกับแบบใช้อินเวอร์เตอร์อย่างเดียว แบบใช้คูลิ่งแพดอย่างเดียว และแบบปกติ จากการศึกษาพบว่า แบบใช้คูลิ่งแพดร่วมกับอินเวอร์เตอร์ สามารถทำค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ COP ได้สูง 5.9 ใช้กำลังงานไฟฟ้าต่ำที่ 0.96 kW คูลิ่งแพดให้ประสิทธิภาพสูงสุดที่ 96.5 % อัตราการระเหยสูงสุดที่ 0.00437 kg/s อัตราการถ่ายเทความร้อนสูงสุดที่ 6.3 kW

2.7.3 แผงลดอุณหภูมิในการระบายความร้อนสำหรับเครื่องปรับอากาศรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ ในอุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์

รเนศ เดชโหมด และคณะ[4] ใช้แผงลดอุณหภูมิในการระบายความร้อนสำหรับเครื่องปรับอากาศรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ ในอุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์ในประเทศไทย โดยติดตั้งแผงลดอุณหภูมิของอากาศก่อนระบายความร้อนให้กับแผงคอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศรวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ พบว่าสามารถเพิ่มประสิทธิภาพของการลดใช้พลังงานไฟฟ้าต่อตันความเย็นจาก 1.04 เป็น 0.97 หรือคิดเป็น 6.85 % เมื่อพิจารณาช่วงฤดูกาลของไทย พบว่าฤดูกาลมีผลต่อประสิทธิภาพของการทำงานของแผงลดอุณหภูมิ คือพลังงานไฟฟ้าลดลงจาก 115680 kWh/เดือน เป็น 108104 kWh/เดือนหรือคิดเป็น 6.55 % ในฤดูร้อนจาก 121085 kWh/เดือน เป็น 114350 kWh/เดือน หรือคิดเป็น 5.56 % ในฤดูฝน และจาก 115520 kWh/เดือน เป็น 110867 kWh/เดือน หรือคิดเป็น 4.03 % ในฤดูหนาวตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าในฤดูร้อน แผงลดอุณหภูมิของอากาศสามารถลดการใช้พลังงานไฟฟ้าได้มากที่สุด รวมถึงเมื่อพิจารณาปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าภายในรอบหนึ่งปีของเครื่องปรับอากาศ ที่ทำการศึกษา พบว่าปริมาณการใช้พลังงานไฟฟ้าตลอดทั้งปีลดลงจาก 1409300 kWh/ปี เป็น 1330520 kWh/ปี หรือคิดเป็น 5.59 %

2.7.4 การเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ใช้แอร์คู่คอนเดนเซอร์ กับฮีวาพอเรทีฟคอนเดนเซอร์ ที่ใช้ R-410A เป็นสารทำความเย็น

ไพรทูล ไชยวงศา[5] ได้เปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนที่ใช้แอร์คู่คอนเดนเซอร์กับฮีวาพอเรทีฟคอนเดนเซอร์ ที่ใช้ R-410A เป็นสารทำความเย็น จากผลการทดลองพบว่า ค่าอัตราการระบายความร้อน, ความสามารถในการทำความเย็น, สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ และอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานนั้น จะแปรผันตามค่าอุณหภูมิของอากาศภายในห้อง ส่วนค่ากำลังไฟฟ้าที่ป้อนเข้าระบบทั้งหมดนั้น จะไม่แปรผันตามค่าอุณหภูมิของอากาศภายในห้อง นอกจากนี้เมื่อพิจารณาเปรียบเทียบระหว่างระบบระบายความร้อนแบบปกติ (ACC) เทียบกับระบบระบายความร้อนแบบอากาศร่วมกับไอน้ำ (AWCC) และระบบที่ใช้คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศร่วมกับแผงรังผึ้ง (ACPC) นั้น พบว่า ระบบระบายความร้อนแบบ AWCC นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ และอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานที่สูงกว่าระบบระบายความร้อนแบบ ACC ประมาณ 14.94 % และ 9.66 % ตามลำดับ และประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ประมาณ 3.55 % ส่วนระบบระบายความร้อนแบบ ACPC นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ และ

อัตราส่วนประสิทธิผลการใช้พลังงานที่สูงกว่าระบบระบายความร้อนแบบ ACC ประมาณ 21.84 % และ 15.06 % ตามลำดับ และประหยัดพลังงานไฟฟ้าได้ ประมาณ 4.79 %

2.7.5 Applying condensing-temperature control in air-cooled reciprocating water chillers for energy efficiency.

Chen et al.[6] ได้ทำการศึกษาศักยภาพการประหยัดพลังงาน (Potential energy saving) ของเครื่องปรับอากาศที่ติดตั้งคอนเดนเซอร์แบบใช้น้ำระบายความร้อน (WCC) เทียบกับระบบที่ติดตั้งคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยอากาศ (ACC) ผลการศึกษพบว่า ระบบ WCC นั้น สามารถลดการใช้พลังงานได้ประมาณ 8.7 % เมื่อเทียบกับระบบ ACC

2.7.6 The use of helical Heat exchanger for heat recovery domestic water-cooled Air-condition.

Xiaowen and Lee.[7] ได้ทำการทดลองเพื่อปรับปรุงสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศที่ใช้คอนเดนเซอร์แบบใช้น้ำระบายความร้อน (WCC) โดยทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบวงก้นหอย (Helical heat exchanger) เพื่อที่ใช้ลดอุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ ผลการศึกษพบว่าระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบวงก้นหอยเพิ่มเข้าไปนี้ ให้ค่า COP สูงขึ้นประมาณ 12.3 %

2.7.7 การศึกษาทดลองคุณลักษณะทางความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน แบบท่อผิวร่องเกลียวด้วยการใส่แผ่นปิดคู่

สมศักดิ์ เพ็ชรกุล[8] ศึกษาทดลองคุณลักษณะทางความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อผิวร่องเกลียวด้วยการใส่แผ่นปิดคู่ ทดสอบทั้งหมดที่ทำการศึกษสามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้มากกว่าการใช้ท่อผิวเรียบ เนื่องจากการใช้ท่อผิวร่องเกลียว และการใช้แผ่นใบปิดนั้น ทำให้เกิดการไหลหมุนควงบริเวณรอบ ๆ ผนังท่อที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนแล้วแผ่นใบปิดยังช่วยสร้างการไหลหมุนควงบริเวณใจกลางท่อ ซึ่งเป็นบริเวณที่มีการแลกเปลี่ยนความร้อนได้น้อย ให้ไหลไปที่บริเวณผนังท่อ ทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดีขึ้นได้ซึ่งสามารถสรุปได้ดังนี้คือท่อผิว ร่องเกลียวที่มีการติดตั้งแผ่นใบปิดคู่สามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนได้ดีที่สุด มีค่าการถ่ายเทความร้อนสูงกว่า ท่อผิวเรียบเฉลี่ยประมาณ 1.97 เท่า และมีค่าแฟกเตอร์ความเสียดทานเฉลี่ย

ประมาณ 1.83 เท่า สำหรับประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนของท่อทดสอบแบบนี้ มีค่าสูงที่สุดเฉลี่ยประมาณ 2.83 %

2.7.8 การศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ

ภูมิ จาตุนิทานนท์[9] ศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวโดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ พบว่าการถ่ายเทความร้อนที่ค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียวมีค่ามากกว่า ค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ที่ค่า Reynolds number เดียวกัน และ ค่า Nusselt number ของท่อทั้ง 2 แบบจะเพิ่มขึ้นเมื่อค่า Reynolds number เพิ่มขึ้น โดยการเพิ่มขึ้นจะมีลักษณะเป็นสมการยกกำลัง เมื่อค่า Reynolds number มากขึ้น โดยมีความสัมพันธ์ระหว่างค่า Nusselt number กับค่า Reynolds number ของท่อเกลียว เมื่อค่า Reynolds number ของท่อเกลียวอยู่ในช่วง 10000 - 40000 อันเนื่องจากการไหลปั่นป่วน มีผลทำให้การถ่ายเทความร้อนเพิ่มขึ้น วิธีเพิ่มการไหลแบบปั่นป่วนของของไหลในงานวิจัยนี้ ทำโดยการเพิ่มร่องเกลียวลงไปบนท่อที่มีของไหลไหลผ่าน ทำให้การไหลของของไหลถูกขัดขวางโดยร่องเกลียวทำให้การไหลเกิดความปั่นป่วนโดยเฉพาะบริเวณร่องเกลียวนั้น จะเป็นบริเวณที่เกิดความปั่นป่วนมากที่สุด การไหลแบบปั่นป่วนนี้ทำให้เกิดการกระจายตัวของความร้อนภายในท่อได้มากขึ้น เพราะเกิดการชนกันของโมเลกุลของของไหลมากขึ้นทำให้เกิดการแลกเปลี่ยนพลังงานที่มากขึ้น ผลเสียของการเพิ่มร่องเกลียวลงไปบนเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนคือ จะทำให้ค่า friction factor มีค่ามากขึ้น อันเนื่องมาจากการไหลที่ถูกขัดขวางในท่อเกลียวนั่นเอง ทำให้เกิดความดันตกคร่อมระหว่างการไหลที่มากกว่าการไหลในท่อเรียบธรรมดา โดยค่า Friction factor ของท่อเกลียวจะมีค่ามากกว่าค่า Friction factor ของท่อเรียบ และ ค่า Friction factor มีค่าลดลงในลักษณะสมการยกกำลังเมื่อ Reynolds number เพิ่มขึ้น โดยมีความสัมพันธ์ระหว่างค่า Friction factor กับค่า Reynolds number ของท่อเกลียว เมื่อค่า Reynolds number อยู่ในช่วง 10000 - 40000 และงานวิจัยนี้เป็นการศึกษาถึงผลการเพิ่มความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อน โดยการเพิ่มร่องเกลียวให้กับท่อ และยังทำการศึกษาถึงผลของการเปลี่ยนแปลงค่า Reynolds number ต่อความสามารถในการแลกเปลี่ยนความร้อนของท่อเกลียวอีกด้วย แต่เนื่องจากการไหลในท่อเกลียวยังมีอิทธิพลของตัวแปรอื่น ๆ เช่น ค่า Pr ของของไหล ความลึกร่องเกลียว ระยะพิทช์ และขนาดของท่อ

2.7.9 Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape insets.

Zimparov[10] ทำการพัฒนาหลักการของ PLC ในการหาผลของการถ่ายเทความร้อนของท่อที่มีอุณหภูมิที่ผิวคงที่ และเขายังได้ศึกษาการเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อน โดยการลดขนาดความหนาของ (Boundary layer) โดยเพิ่มความขรุขระให้กับผิว ผสมกับการเพิ่มการไหลของของไหล โดยการใส่แผ่นเพิ่มการไหลหมุนวน (twisted tape) เข้าไปในท่อ เขาพบว่าท่อหลายเกลียวที่ใส่แผ่นเพิ่มการไหลหมุนวน สามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนได้ถึง 30 % เมื่อเทียบกับท่อเรียบ และยิ่งมากกว่าท่อเกลียวเดี่ยวที่ใส่แผ่นการไหลหมุนวนที่เขาได้ทำการศึกษาไว้ ในกรณีทั้งหมดนั้น เขาทำการพิจารณาว่าผิวของท่อที่มีอุณหภูมิคงที่ ในปี ค.ศ. 2002 และในปี ค.ศ. 2003 เขาได้ทำการศึกษาการเพิ่มการถ่ายเทความร้อนท่อเกลียว โดยที่ผนังของท่อมีการถ่ายเทความร้อนแบบฟลักส์ความร้อนคงที่ จากการศึกษพบว่า ค่า rib-height / to diameter (e/D) ที่ทำให้การถ่ายเทความร้อนดีที่สุดอยู่ที่ 0.04

2.7.10 Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different prandtl number.

Vicente และคณะ[11] ได้ทำการศึกษาการถ่ายเทความร้อนและคุณสมบัติของแรงเสียดทาน friction ของการไหลในท่อเกลียวโดยเขาได้เสนอ severity index (\emptyset) ในการวิเคราะห์ผลของร่องเกลียว ต่อการถ่ายเทความร้อน และนอกจากนั้นเขายังพบว่าในการเปลี่ยนค่าของ Prandtl number จะมีผลต่อการเพิ่มความสามารถในการส่งถ่ายความร้อน โดยเขาเสนอว่า $Nu \propto Pr^{0.44}$ โดยเขายังเสนออีกว่า ในกรณีการไหลที่มีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์ต่ำ ($Re < 10000$) ควรจะใช้ท่อเกลียวที่มีค่า severity index $\emptyset > 3 \times 10^{-3}$ แต่ในกรณีที่มีการไหลมีค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์สูง ($Re > 10000-40000$) ควรจะใช้ท่อเกลียวที่มีค่า severity index ไม่สูงมากนัก $\emptyset > 1-2 \times 10^{-3}$

2.7.11 Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated.

Dong และ คณะ[12] ได้ทำการทดลองเพื่อที่จะหาผลของความดันตกคร่อม และสมรรถนะในการส่งถ่ายความร้อนของท่อเกลียว 4 แบบ ที่ทำการเปลี่ยนค่าเรย์โนลด์นัมเบอร์จาก 6000 ถึง

93000 โดยใช้ น้ำ เป็นของไหล และค่าเรย์โนลด์ส์มีเบอร์จาก 3200 ถึง 19000 โดยใช้ น้ำมัน ซึ่งเขาพบว่า การเพิ่มของการถ่ายเทความร้อนนั้นจะส่งผลให้เกิดการเพิ่มของ friction factor ด้วย

สรุป จากงานวิจัยที่ผ่านมายังไม่พบนักวิจัยท่านใด ศึกษาการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่นของเครื่องทำความเย็น ผู้วิจัยจึงได้ทำการศึกษา เพื่อเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (Coefficient of Performance: COP) อัตราส่วนประสิทธิภาพพลังงาน (Energy efficiency rating: EER) และความต้องการพลังงาน (input power) ของเครื่องทำความเย็นขนาด 24560 Btu/h ด้วยสารทำความเย็น R-22 การทดสอบจะทำก่อนการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน และหลังการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และแบบท่อร่องเกลียวชนิด Turbo Fin



บทที่ 3

วิธีดำเนินการวิจัย

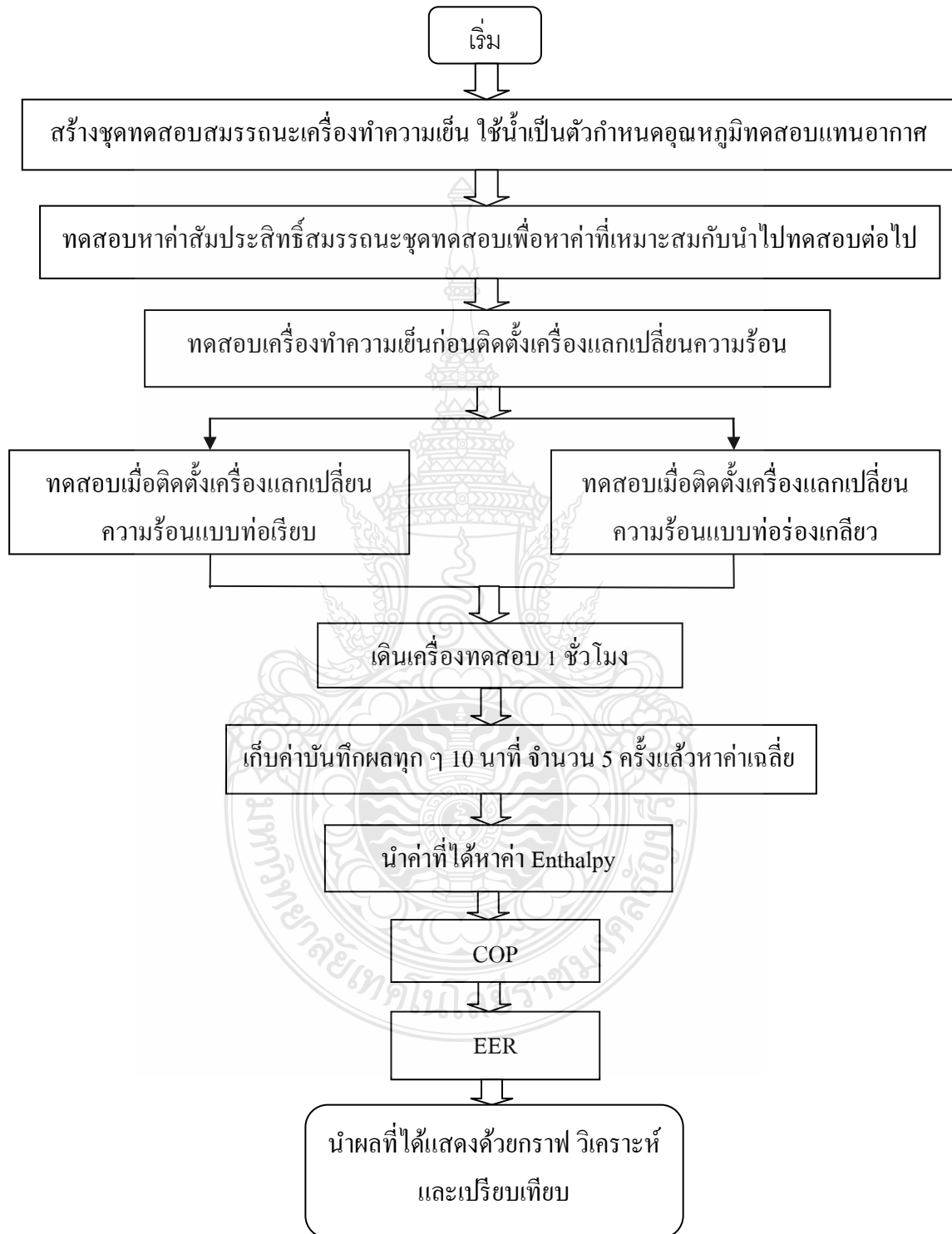
งานวิจัยนี้ศึกษาเกี่ยวกับการใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ลดอุณหภูมิสารทำความเย็น ก่อนเข้าเครื่องควบแน่นของเครื่องทำความเย็น โดยมีแผนการและการดำเนินงานวิจัยดังต่อไปนี้

3.1 แผนการดำเนินงานวิจัย

ตารางที่ 3.1 แผนการดำเนินงาน

ขั้นตอนการดำเนินงาน	เดือน - ปี												
	ก.ค.	ส.ค.	ก.ย.	ต.ค.	พ.ย.	ธ.ค.	ม.ค.	ก.พ.	มี.ค.	เม.ย.	พ.ค.	มิ.ย.	
	2556	2556	2556	2556	2556	2556	2557	2557	2557	2557	2557	2557	
ศึกษาและรวบรวมข้อมูล													
สร้างชุดทดสอบ สมรรถนะ													
ติดตั้งเครื่องมือวัด และอุปกรณ์													
ทดสอบสมรรถนะชุด ทดสอบ													
ทดสอบก่อนและหลัง ติดตั้งอุปกรณ์ แลกเปลี่ยนความร้อน													
นำผลมาวิเคราะห์และ แก้ปัญหาที่เกิดขึ้น													
สรุปผลและจัดพิมพ์ รายงาน													

3.2 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย



รูปที่ 3.1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัย

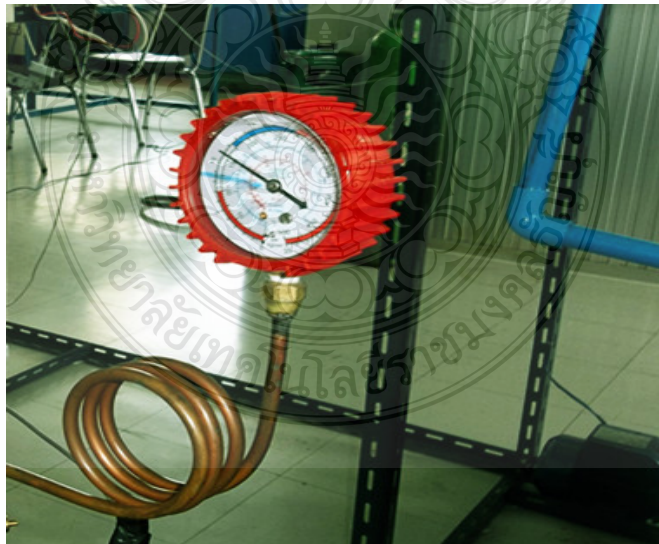
3.3 เครื่องมือและอุปกรณ์ในการวิจัย

เครื่องมือที่ใช้ในการวิจัยสำหรับทำวิทยานิพนธ์นี้ประกอบด้วย

1. Data logger ยี่ห้อ EZ (รูปที่ 3.2)
2. Data logger ยี่ห้อ GRAPHTEC (รูปที่ 3.3)
3. Temperature Sensor ยี่ห้อ OMRON รุ่น E52TH-CA1D M6 2M (รูปที่ 3.4)
4. Pressure Gate ยี่ห้อ IMPERIAL รุ่น 423-CR (รูปที่ 3.5)
5. Clamp Meter วัดกระแสและแรงดันไฟฟ้าแบบ DIGITAL CLAMP METER ยี่ห้อ KYORITSU รุ่น KEW SNAP 200 (รูปที่ 3.6)
6. คอมเพรสเซอร์ MITSUBICHI แบบ rotary รุ่น NH41VNHT ขนาด 24560 Btu/hr (รูปที่ 3.7)
7. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบวัสดุเป็นทองแดงมีเส้นผ่านศูนย์กลางภายใน 12.5 mm. เส้นผ่านศูนย์กลางภายนอก 38 mm. และมีความยาว 20 cm. แบบประกบท่อสารทำความเย็น (รูปที่ 3.8) (ภาคผนวก ข. รูปที่ ข.6)
8. อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว แบบ Tube in Shell รุ่น GBH03-CMF เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อสารทำความเย็นเฉลี่ย 15.88 mm. เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อน้ำแลกเปลี่ยนความร้อน 19.05 mm. จากบริษัทเทมปีเมเกอร์นำเข้าจากประเทศจีน (รูปที่ 3.9) (ภาคผนวก ข. รูปที่ ข.5)
9. สารทำความเย็น (Refrigerant R-22) (รูปที่ 3.10)
10. Thermostat ปรับอุณหภูมิ Heater (รูปที่ 3.11)
11. ปั๊มน้ำ ขนาด 0.5 HP. (รูปที่ 3.12)
12. คอมพิวเตอร์ (รูปที่ 3.17)
13. เครื่องวัดอัตราการไหลของน้ำ
14. นาฬิกาจับเวลา



รูปที่ 3.4 Temperature Sensor



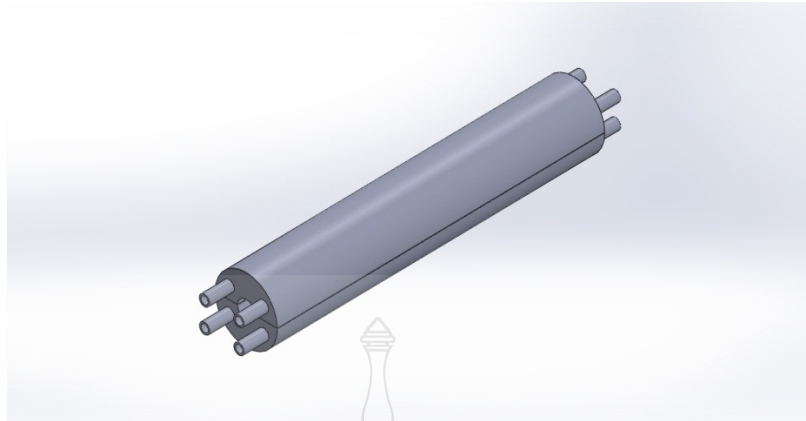
รูปที่ 3.5 Pressure Gauge



รูปที่ 3.6 Clamp Meter



รูปที่ 3.7 คอมเพรสเซอร์ MITSUBICHI แบบ ROTARY รุ่น NH41VNHT



รูปที่ 3.8 อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ



รูปที่ 3.9 (ก) ภาพหน้าตัดท่อแบบร่องเกลียว
(ข) ภาพการขดท่อร่องเกลียวในเปลือก
(ค) ภาพอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียวประกอบเสร็จ



รูปที่ 3.10 สารทำความเย็น R-22



รูปที่ 3.11 Thermostat ปรับอุณหภูมิ Heater

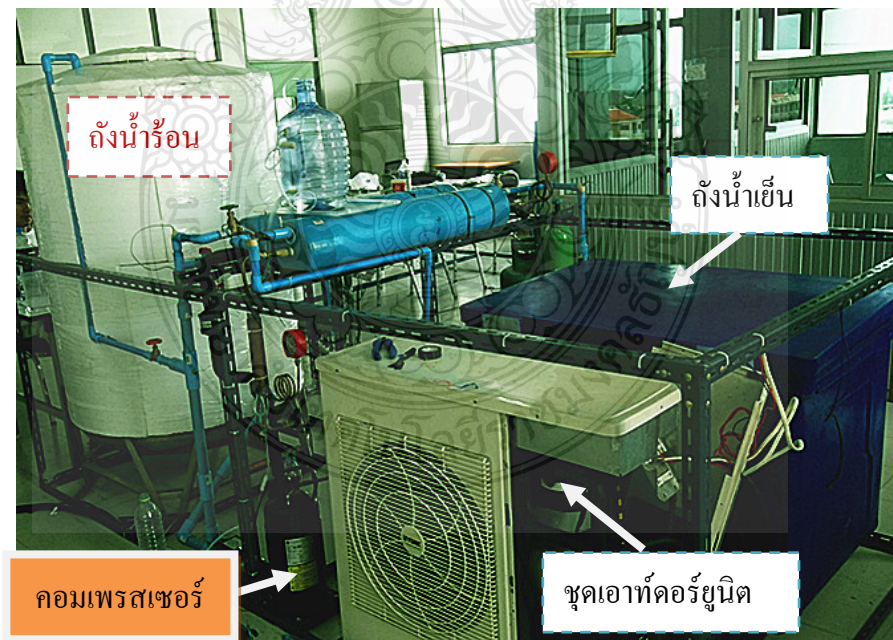


รูป 3.12 ปั้มน้ำขนาด 0.5 HP.

3.4 การติดตั้งอุปกรณ์และเครื่องมือวัด

จากการศึกษาเครื่องทำความเย็น พบว่ามีการทำงานเป็นวัฏจักร โดยอาศัยการแลกเปลี่ยนความร้อนของสารทำความเย็นมาใช้สำหรับการถ่ายเทความร้อนจากแหล่งหนึ่งไปสู่อีกแหล่งหนึ่ง สารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัดมีสถานะเป็นไอและอยู่ในสถานะเป็นไอร้อนยิ่งยวดแล้วถูกทำให้เย็นลงจนเป็นของเหลว ณ ที่ทางออกเครื่องควบแน่น โดยใช้อากาศเป็นตัวกลางในการแลกเปลี่ยนความร้อน

ผู้วิจัยได้เพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนที่จะเข้าเครื่องควบแน่น โดยใช้น้ำที่อุณหภูมิต่ำกว่าอากาศมาทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็น กำหนดการไหลของน้ำแบบสวนทาง (counter flow) กับสารทำความเย็น ในการวิจัยเราสร้างชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น โดยใช้น้ำเป็นตัวกำหนดอุณหภูมิทดสอบแทนอากาศ ใช้คอมเพรสเซอร์ขนาด 24560 Btu/hr โดยใช้สารทำความเย็นชนิด R-22 (CHClF_2) แสดงชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น ดังรูปที่ 3.13



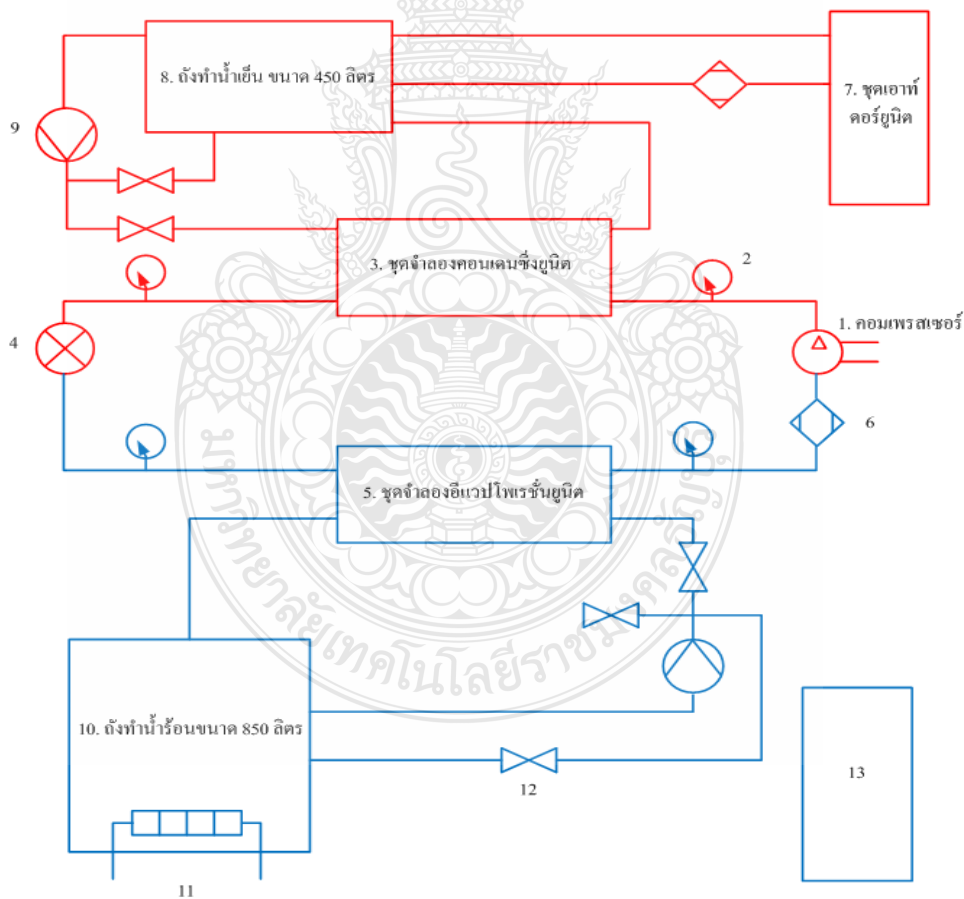
รูปที่ 3.13 เครื่องชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น

3.4.1 การติดตั้งอุปกรณ์เครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น

การวิจัยใช้เครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น โดยใช้น้ำเป็นตัวกำหนดอุณหภูมิทดสอบแทนอากาศ ให้น้ำไหลเข้าสู่ชุดจำลองอีแวปโปเรชันยูนิต โดยใช้เครื่องทำความร้อน (Heater) ขนาด 4000 W. ทำความร้อนให้กับน้ำในถังสแตนเลสขนาด 850 liter ใช้ Thermostat ควบคุมอุณหภูมิของน้ำร้อนในถัง และปั้มน้ำขนาด 0.5 HP. ดันน้ำเข้าสู่ชุดจำลองอีแวปโปเรชันยูนิต

ชุดจำลองคอนเดนเซอร์ยูนิต ใช้เครื่องปรับอากาศขนาด 24560 Btu/hr ใช้ท่อทองแดงชนิดเป็น Evaporator แผลงในถังน้ำแข็งควบคุมอุณหภูมิน้ำเย็น และปั้มน้ำขนาด 0.5 HP. ดันน้ำเข้าสู่ชุดจำลองคอนเดนเซอร์ยูนิต

เครื่องชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็นนี้ เป็นระบบปิดความชื้น และอุณหภูมิสิ่งแวดล้อมจะไม่มีผลต่อระบบ ตามรูปที่ 3.14



รูปที่ 3.14 วงจรสารทำความเย็น และวงจรน้ำ เครื่องชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น

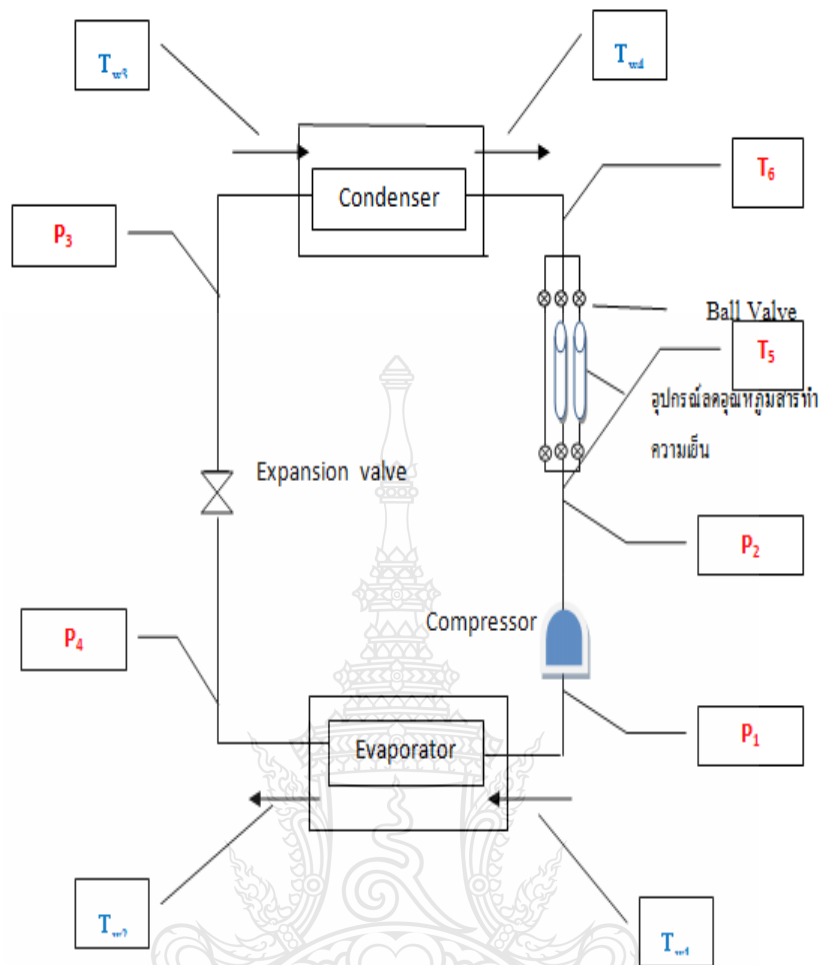
พิจารณาจากรูปที่ 3.14 ของเครื่องทดสอบเครื่องทำความเย็น แสดงอุปกรณ์ตามหมายเลข
ดังนี้

1. คอมเพรสเซอร์ขนาด 24560 Btu/hr. ใช้เป็นตัวทดสอบ
2. เกจวัดความดัน
3. ชุดจำลองคอนเดนเซอร์ยูนิต
4. ท่อแลกเปลี่ยน
5. ชุดจำลองอีแวปโปเรชันยูนิต
6. ฟیلเตอร์ดรายเออร์
7. ชุดเอาต์ดอร์ยูนิต ใช้เครื่องทำความเย็น ขนาด 24560 Btu/hr. อีกตัว ทำน้ำเย็นโดย
ชุดท่อทองแดงเป็นอีแวปโปเรเตอร์แช่ลงในถังน้ำเย็น ขนาด 450 liter
8. ถังทำน้ำเย็น ขนาด 450 liter สำหรับเก็บน้ำเย็น จากชุดเอาต์ดอร์ยูนิต
9. ปั๊มน้ำ ขนาด 0.5 HP. จำนวน 2 ตัว สำหรับดันน้ำในระบบ
10. ถังทำน้ำร้อนขนาด 850 liter ใช้เก็บน้ำร้อน ความร้อนได้จาก Heater
11. Heater ขนาด 4000 W. ฟังก์ชันถังขนาด 850 liter ทำน้ำให้ร้อน
12. วาล์วเปิด-ปิดน้ำ ใช้ควบคุมอัตราการไหลของน้ำ (m_w)
13. แผงควบคุม

3.4.2 การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนและเครื่องมือวัด

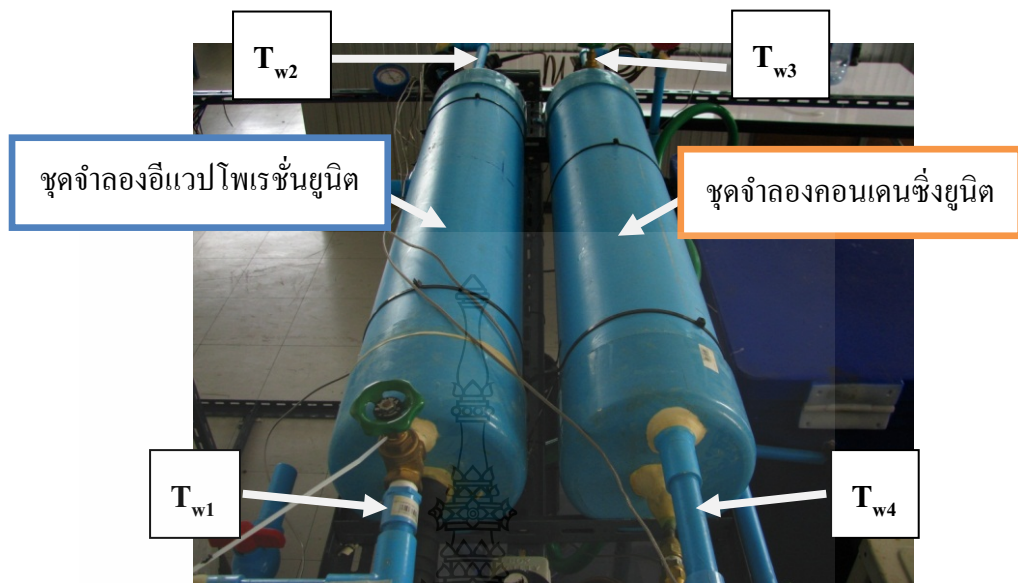
เครื่องทำความเย็นที่ใช้ในการทดสอบในครั้งนี้ใช้คอมเพรสเซอร์แบบ rotary ยี่ห้อ MITSUBICHI ขนาด 24560 Btu/hr ใช้สารทำความเย็น R-22 การเก็บบันทึกข้อมูลใช้ Data logger ยี่ห้อ EZ การวัดอุณหภูมิของน้ำและสารทำความเย็นที่ตำแหน่งต่าง ๆ ใช้เทอร์โมคัปเปิล OMRON รุ่น E52TH-CA1D M6 2M เกจวัดความดันสารทำความเย็น ยี่ห้อ IMPERIAL รุ่น 423-CR เครื่องวัด กระแส และแรงดันไฟฟ้าแบบ DIGITAL CLAMP METER ยี่ห้อ KYORITSU รุ่น KEW SNAP 200

เพื่ออำนวยความสะดวกแก่การเลือกเงื่อนไขการทดสอบ ไม่ต้องตัดต่อท่อสารทำความเย็น และเริ่ม กระบวนการเติมสารทำความเย็นใหม่ ผู้วิจัยใช้ข้อต่อแบบ 3 ทาง จำนวน 2 ตัว และ Ball Valve จำนวน 6 ตัว ต่อเข้าวงจรสารทำความเย็น เมื่อต้องการทดสอบเงื่อนไขใด โดยเปิด Ball Valve ให้ สารทำความเย็นไหลผ่านอุปกรณ์นั้น และปิด Ball Valve ทุกตัวที่ไม่ต้องการทดสอบ แสดงดังรูป ที่ 3.15

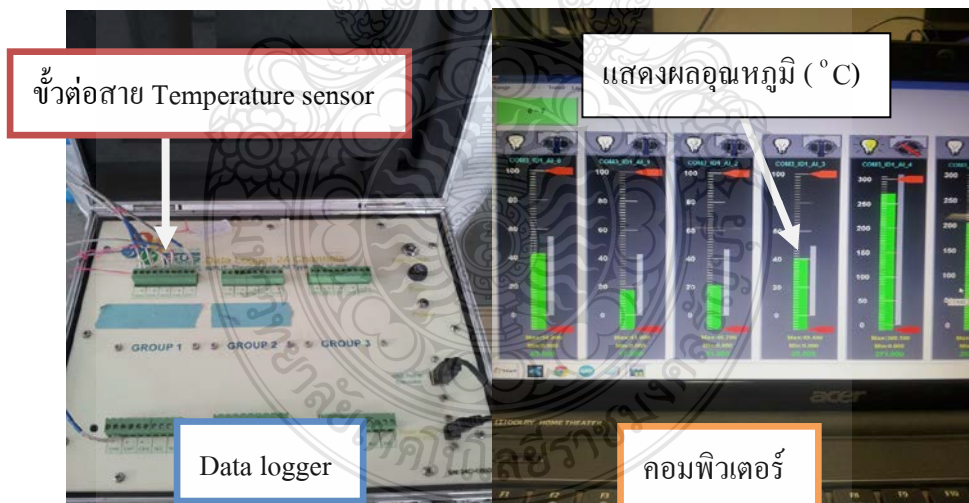


รูปที่ 3.15 วงจรสารทำความเย็น และบริเวณที่ต้องการเก็บผลการทดสอบ

- โดยที่ T_{w1} คืออุณหภูมิน้ำไหลเข้าชุดจำลองอีเวปโปเรชันยูนิต ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{w2} คืออุณหภูมิน้ำไหลออกชุดจำลองอีเวปโปเรชันยูนิต ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{w3} คืออุณหภูมิน้ำไหลเข้าชุดจำลองคอนเดนซิ่งยูนิต ($^{\circ}\text{C}$)
 T_{w4} คืออุณหภูมิน้ำไหลออกชุดจำลองคอนเดนซิ่งยูนิต ($^{\circ}\text{C}$)
 T_5 คืออุณหภูมิผิวท่อทองแดงสารทำความเย็นเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ($^{\circ}\text{C}$)
 T_6 คืออุณหภูมิผิวท่อทองแดงสารทำความเย็นออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ($^{\circ}\text{C}$)
 P_1 คือความดันบริเวณก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์ (Psig)
 P_2 คือความดันบริเวณที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ (Psig)
 P_3 คือความดันบริเวณก่อนเข้าเอกซ์แพนชันวาล์ว (Psig)
 P_4 คือความดันบริเวณหลังออกจากเอกซ์แพนชันวาล์ว (Psig)



รูปที่ 3.16 ชุดจำลองอีเวปโปเรชันยูนิต และชุดจำลองคอนเดนซิ่งยูนิต

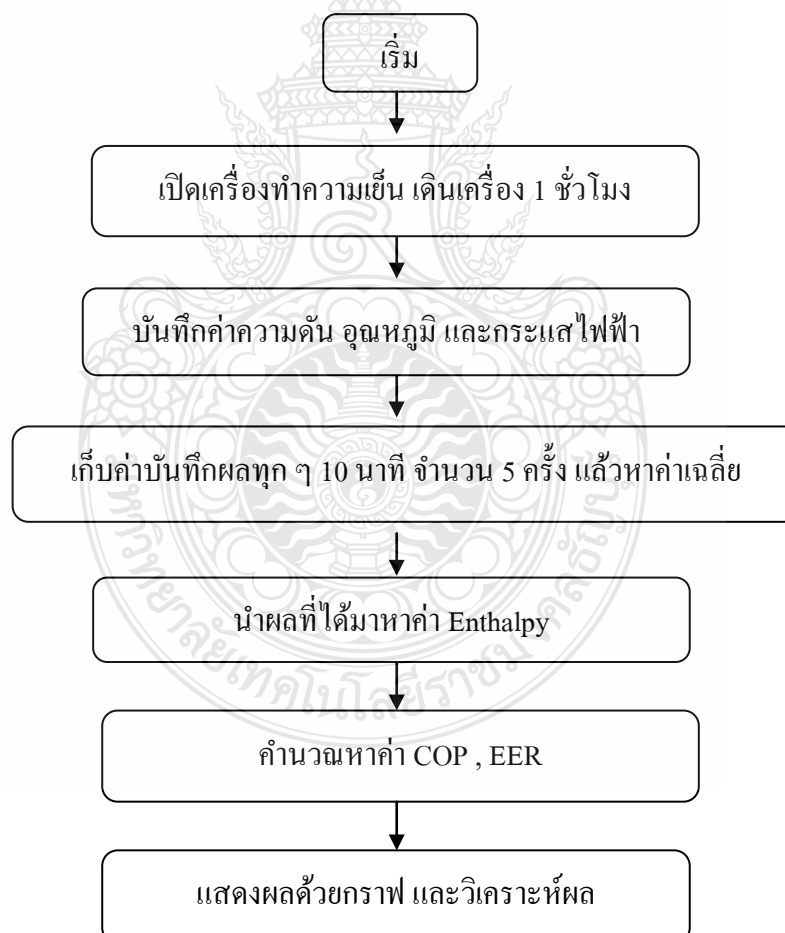


รูปที่ 3.17 การเก็บข้อมูลด้วย Data logger EZ

3.5 การทดสอบและการเก็บข้อมูล

3.5.1 วิธีการทดสอบเครื่องชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น ก่อนการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เพื่อนำผลทดสอบนี้ ไปใช้เปรียบเทียบกับเครื่องทำความเย็น หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแต่ละแบบ เพื่อหาเงื่อนไขที่เหมาะสมในการทดสอบต่อไป

การทดสอบเครื่องชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น เพื่อหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance : COP) ของชุดทดสอบ เพื่อหาความสัมพันธ์อัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) อุณหภูมิน้ำไหลเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และอุณหภูมิไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต โดยปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s , 0.251 kg/s และ 0.174 kg/s ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต 35°C, 40°C และ 45°C อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต 15°C, 20°C และ 25°C มีขั้นตอนการทดสอบ ดังรูปที่ 3.18



รูปที่ 3.18 ขั้นตอนการทดสอบเพื่อหาเงื่อนไขที่เหมาะสม

ผลการทดสอบเก็บค่าอุณหภูมิ ความดันในแต่ละสภาวะ จากตารางภาคผนวก ก.1, ก.2 และ ก.3 แสดงค่าเอนทาลปี ค่า COP และค่า EER ได้ตามตารางที่ 3.2 ตารางที่ 3.3 และตารางที่ 3.4

ตารางที่ 3.2 แสดงค่าเอนทาลปี ค่า COP และค่า EER อัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s

สภาวะทดสอบ		ค่าเอนทาลปี (kJ/kg)			Volt	Amp	PF	COP	EER
Evap.	Cond.	h_1	h_2	$h_3 = h_4$					
35°C	15°C	248	284	95	220	11.2	0.8	4.25	13.48
	20°C	248	285	96	220	11.1	0.8	4.10	13.39
	25°C	249	285	97	220	11.1	0.8	3.94	13.22
40°C	15°C	249	284	96	220	11.0	0.8	4.37	13.48
	20°C	249	285	98	220	11.1	0.8	4.19	13.31
	25°C	249	286	100	220	11.0	0.8	4.02	13.13
45°C	15°C	249	284	95	220	11.0	0.8	4.40	13.57
	20°C	249	285	97	220	11.0	0.8	4.22	13.39
	25°C	249	286	98	220	11.0	0.8	4.08	13.31

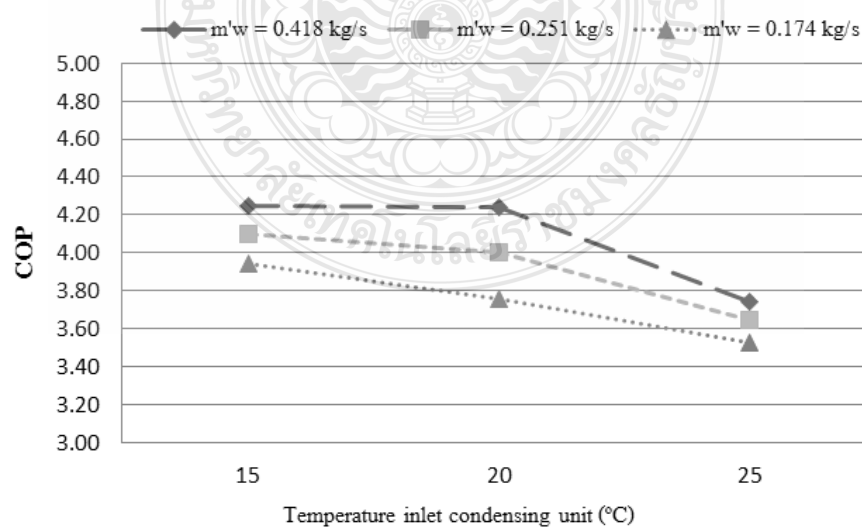
ตารางที่ 3.3 แสดงค่าเอนทาลปี ค่า COP และค่า EER อัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) ที่ 0.251 kg/s

สภาวะทดสอบ		ค่าเอนทาลปี (kJ/kg)			Volt	Amp	PF	COP	EER
Evap.	Cond.	h_1	h_2	$h_3 = h_4$					
35°C	15°C	245	282	88	220	11.0	0.8	4.24	13.83
	20°C	249	286	101	220	11.2	0.8	4.00	13.04
	25°C	249	288	102	220	11.2	0.8	3.76	12.95
40°C	15°C	251	286	102	220	11.2	0.8	4.26	13.13
	20°C	250	286	103	220	11.3	0.8	4.11	13.04
	25°C	250	287	101	220	11.2	0.8	3.97	12.95
45°C	15°C	250	284	102	220	11.2	0.8	4.38	13.13
	20°C	250	285	102	220	11.2	0.8	4.22	13.04
	25°C	249	286	101	220	11.1	0.8	4.00	13.04

ตารางที่ 3.4 แสดงค่าเอนทาลปี ค่า COP และค่า EER อัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) ที่ 0.174 kg/s

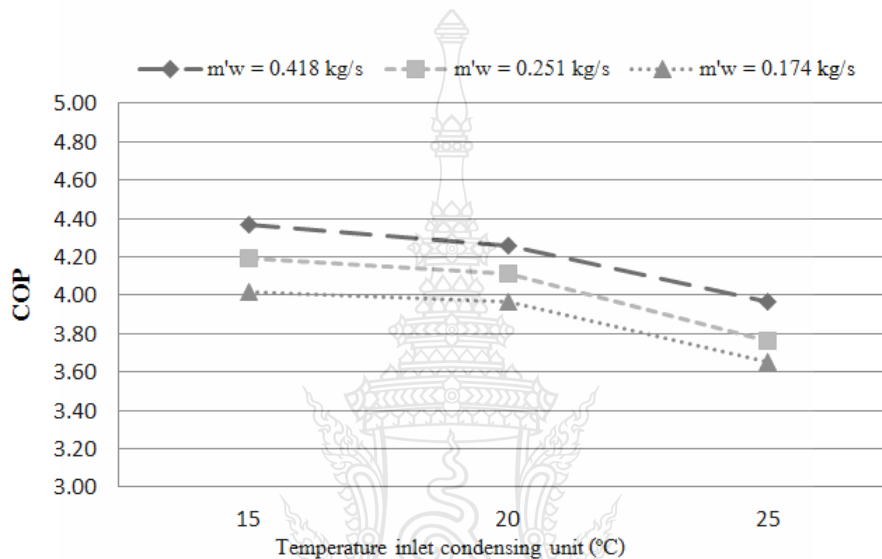
สภาวะทดสอบ		ค่าเอนทาลปี (kJ/kg)			Volt	Amp	PF	COP	EER
Evap.	Cond.	h_1	h_2	$h_3 = h_4$					
35°C	15°C	248	287	102	220	11.3	0.8	3.76	12.87
	20°C	249	289	103	220	11.3	0.8	3.65	12.87
	25°C	249	290	104	220	11.5	0.8	3.53	12.78
40°C	15°C	251	288	104	220	11.5	0.8	3.97	12.95
	20°C	249	288	102	220	11.3	0.8	3.76	12.95
	25°C	249	289	103	220	11.4	0.8	3.65	12.87
45°C	15°C	250	286	102	220	11.3	0.8	4.11	13.04
	20°C	250	287	103	220	11.4	0.8	3.97	12.95
	25°C	250	288	104	220	11.4	0.8	3.84	12.87

เมื่อนำผลการทดลองมาคำนวณผลที่เกิดขึ้น ที่กำหนดอุณหภูมิน้ำไหลเข้าอีแวปโปเรชัน-ยูนิตที่ 35°C ได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) สูงสุดที่ 4.25 ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C โดยที่มีอัตราการไหลของน้ำสูงสุด (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ต่ำสุดที่ 3.53 ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 25°C โดยที่มีอัตราการไหลของน้ำสูงสุด (\dot{m}_w) ที่ 0.174 kg/s ดังแสดงในรูปที่ 3.19



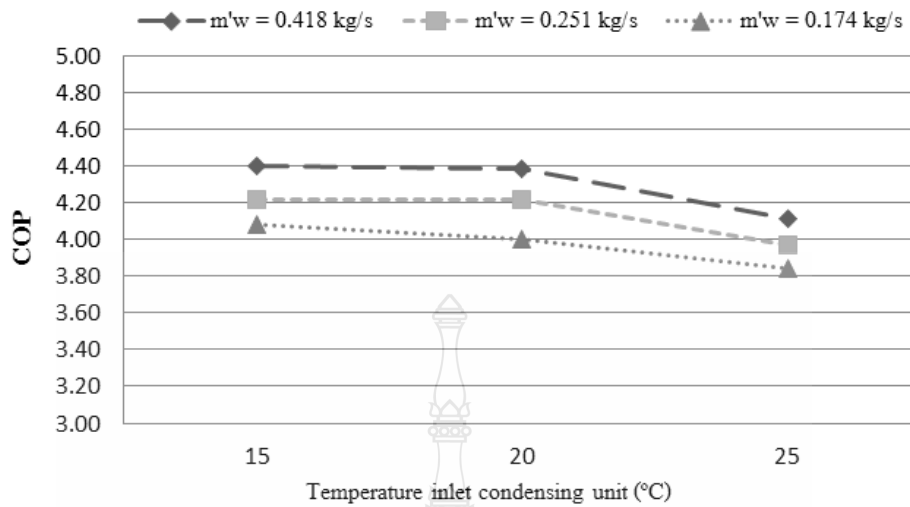
รูปที่ 3.19 ค่า COP ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต 35°C

เมื่อนำค่าผลการทดลองมาคำนวณผลที่เกิดขึ้น ที่กำหนดอุณหภูมิน้ำไหลเข้าฮีวเป-
 โพรชันยูนิตที่ 40°C ได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) สูงสุดที่ 4.37 ที่อุณหภูมิ
 น้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C โดยที่มีอัตราการไหลของน้ำสูงสุด (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s และค่า
 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ต่ำสุดที่ 3.65 ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่
 25°C โดยที่มีอัตราการไหลของน้ำสูงสุด (\dot{m}_w) ที่ 0.174 kg/s ดังแสดงในรูปที่ 3.20



รูปที่ 3.20 ค่า COP ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าฮีวเปโพรชันยูนิต 40°C

เมื่อนำค่าผลการทดลองมาคำนวณผลที่เกิดขึ้นที่กำหนดอุณหภูมิน้ำไหลเข้าฮีวเป-
 โพรชันยูนิตที่ 45°C ได้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) สูงสุดที่ 4.40 ที่อุณหภูมิ
 น้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C โดยที่มีอัตราการไหลของน้ำสูงสุด (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s ค่า
 สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ต่ำสุดที่ 3.84 ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต
 ที่ 25°C โดยที่มีอัตราการไหลของน้ำสูงสุด (\dot{m}_w) ที่ 0.174 kg/s ดังแสดงในรูปที่ 3.21



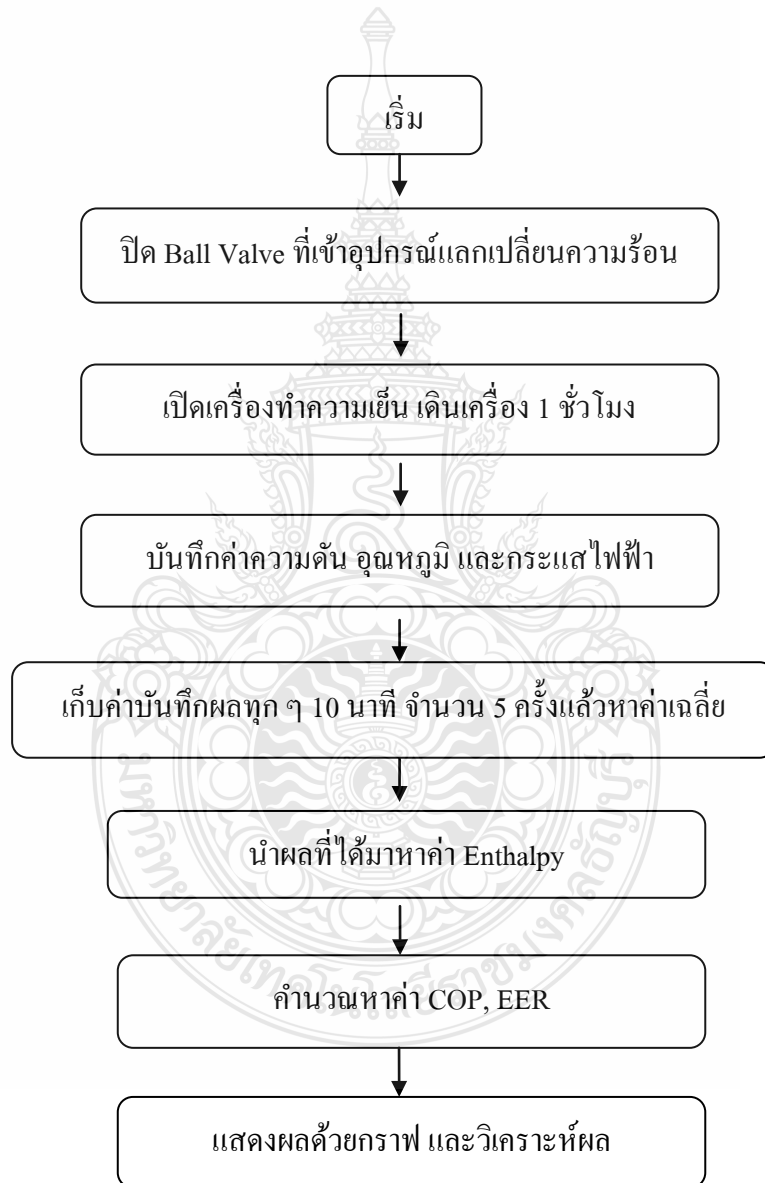
รูปที่ 3.21 ค่า COP ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต 45°C

จากรูปที่ 3.19 รูปที่ 3.20 และรูปที่ 3.21 พบว่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) เพิ่มขึ้น เมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นที่อุณหภูมิเดียวกัน ภายใต้เงื่อนไขของอัตราการไหลและอุณหภูมิที่ไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตเดียวกัน สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) จะเพิ่มขึ้น เมื่อน้ำที่ไหลเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตมีอุณหภูมิสูงขึ้น และภายใต้เงื่อนไขของอัตราการไหลของน้ำคอนเดนซิ่งยูนิต และอุณหภูมิที่ไหลเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตเดียวกัน สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) จะเพิ่มขึ้นเมื่อน้ำที่ไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตมีอุณหภูมิลดลง

ผลการทดสอบหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เครื่องชุดทดสอบเครื่องทำความเย็นเพื่อหาเงื่อนไขสภาวะที่เหมาะสมที่จะนำไปทดสอบในขั้นต่อไป เราพบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (COP) ดีที่สุดคือ 4.40 ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C และอัตราการไหลของน้ำสูงสุด (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s เมื่อได้เงื่อนไขที่ดีที่สุดแล้ว นำค่านี้เพื่อไปทดสอบลำดับต่อไป

3.5.2 วิธีการทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

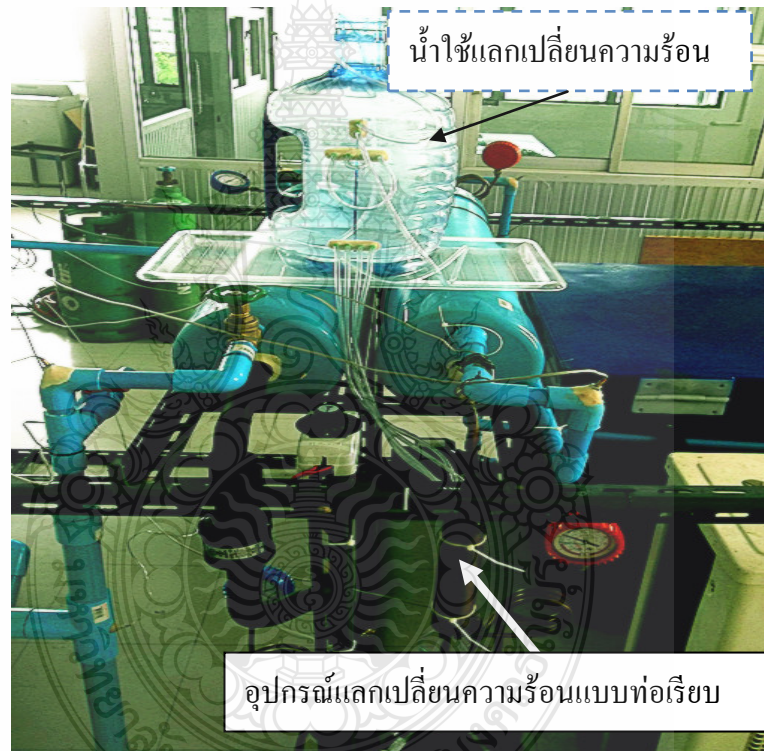
การทดสอบก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s ขั้นตอนการทดสอบ แสดงในรูปที่ 3.22



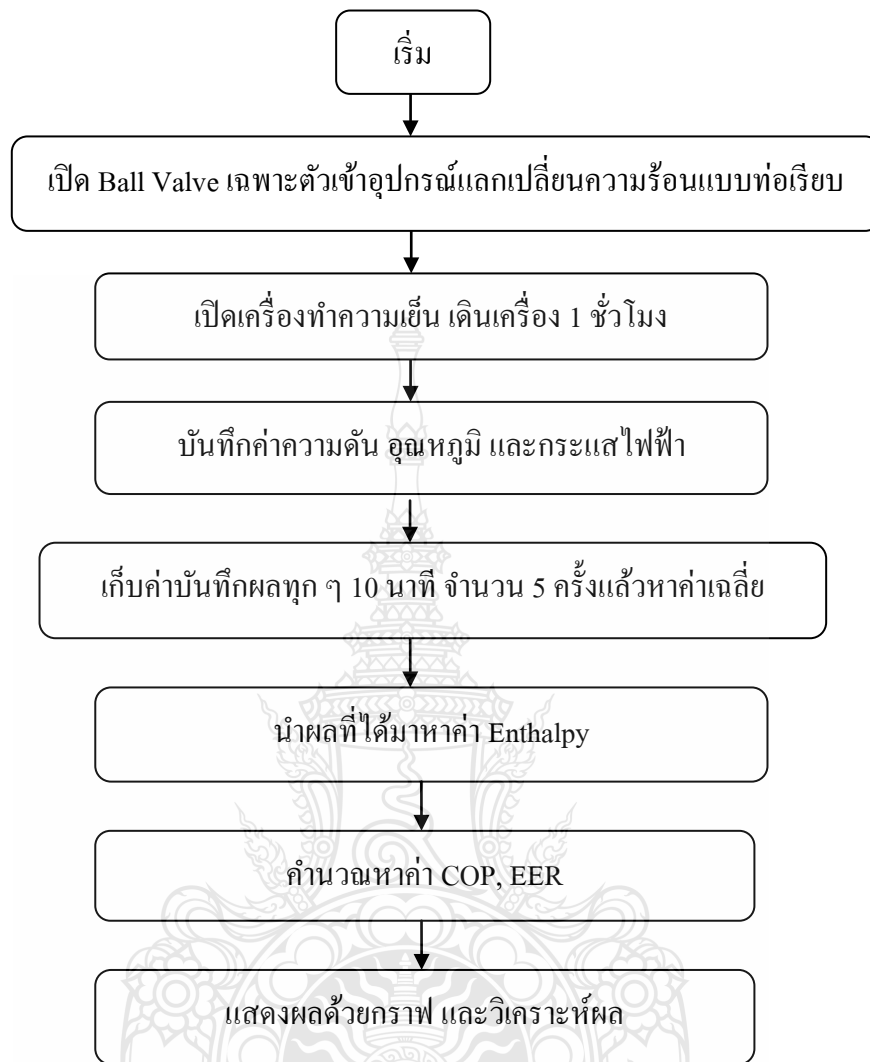
รูป 3.22 ขั้นตอนการทดสอบก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

3.5.3 วิธีการทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโพเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโพเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow) การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ แสดงดังรูปที่ 3.23 ขั้นตอนการทดสอบ แสดงในรูปที่ 3.24



รูปที่ 3.23 การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ



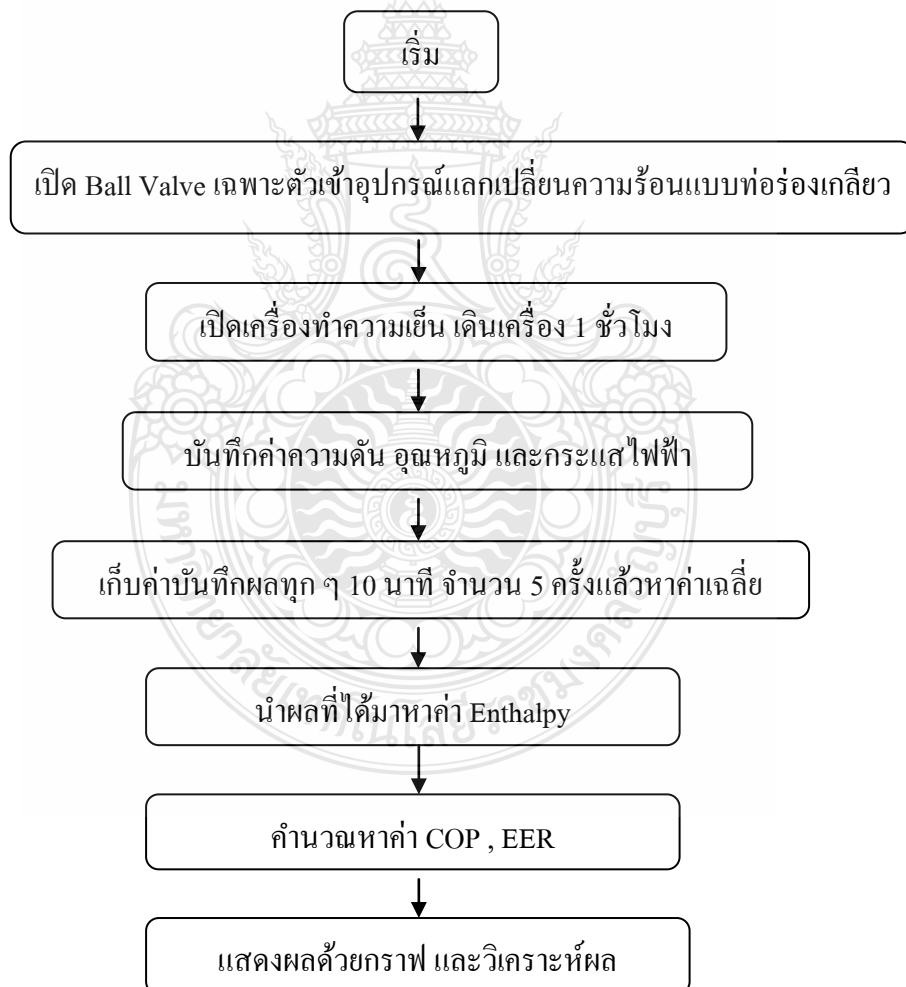
รูป 3.24 ขั้นตอนการทดสอบหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบทอเรียบ

3.5.4 วิธีการทดสอบเพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบทอร่องเกลียว

กำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบทอร่องเกลียวที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow) การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบทอร่องเกลียว แสดงในรูปที่ 3.25 ขั้นตอนการทดสอบแสดงในรูปที่ 3.26



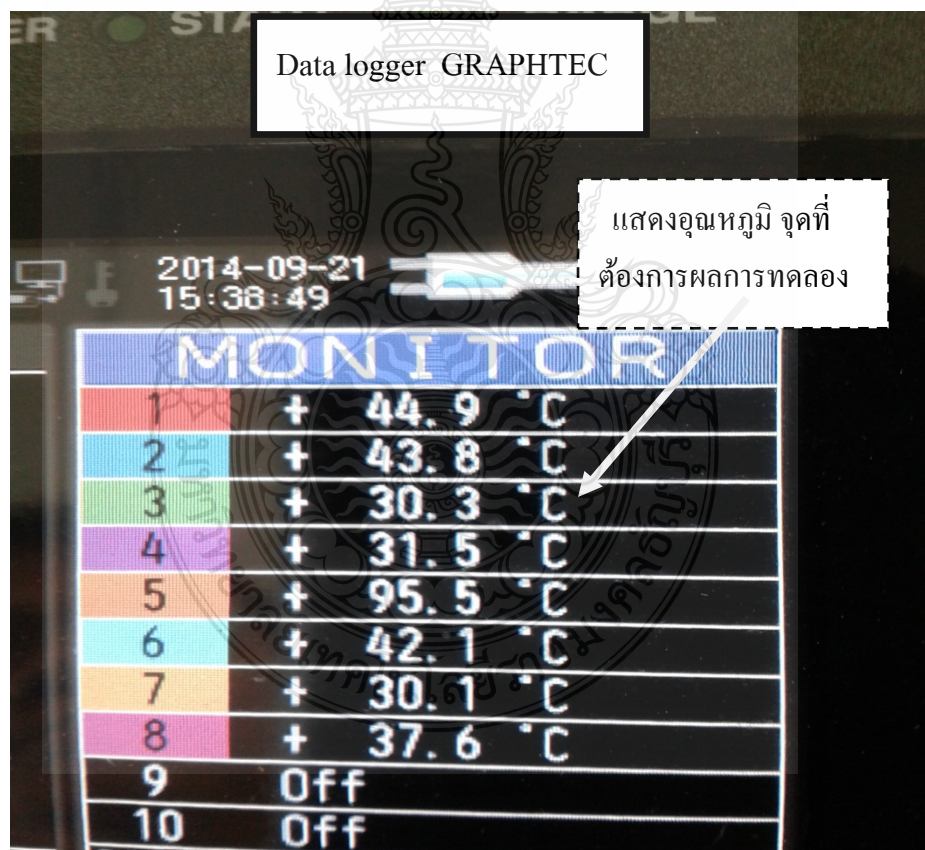
รูปที่ 3.25 การติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว



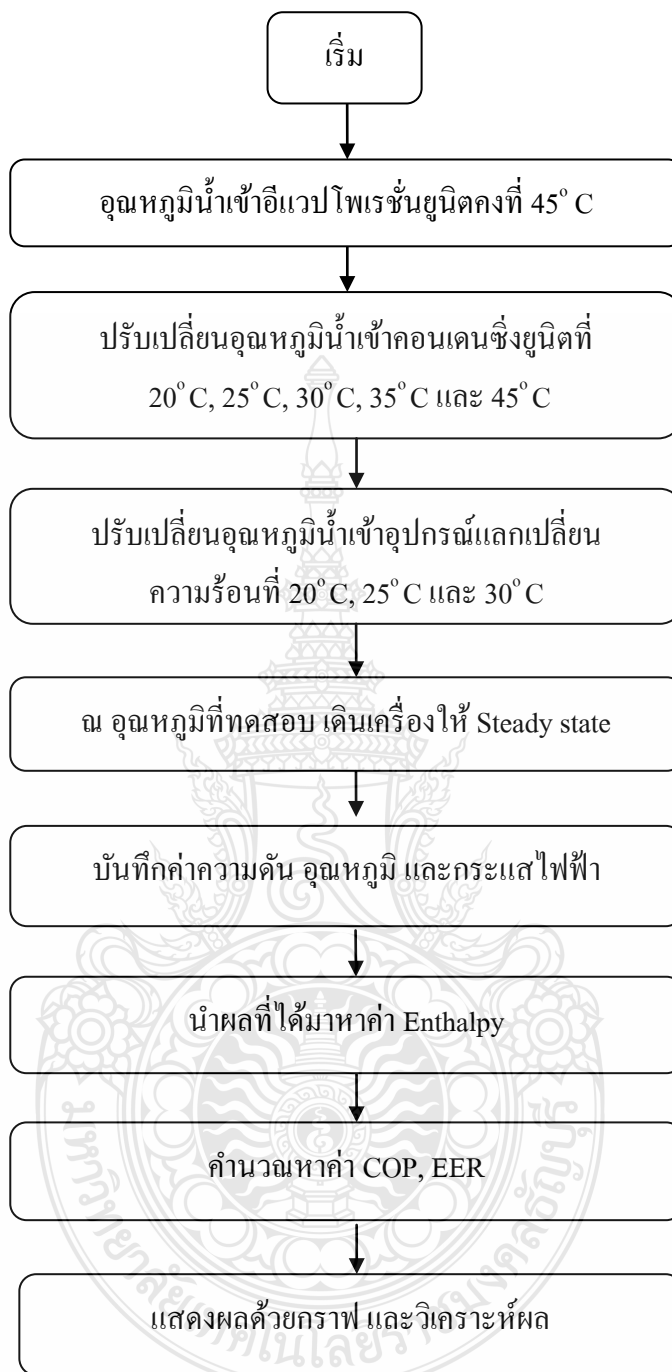
รูป 3.26 ขั้นตอนการทดสอบหลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว

3.5.5 วิธีการทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ต่อค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะการทำความร้อน (COP)

เป็นการทดสอบขีดความสามารถ หรือตามสมมติฐานอุณหภูมิอากาศที่แตกต่างตามฤดูกาลของไทย เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความร้อน (COP) โดยบันทึกผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิที่คอนเดนเซอร์ กำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตที่ 20°C, 25°C, 30°C, 35°C และ 45°C กำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโพเรชันยูนิตคงที่ 45°C และกำหนดอัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโพเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต (m_w) ที่ 0.418 kg/s พร้อมปรับเปลี่ยนอุณหภูมิที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C, 25°C และ 30°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow) การเก็บข้อมูลด้วย Data logger ยี่ห้อ GRAPHTEC แสดงดังรูปที่ 3.27 ขั้นตอนการทดสอบแสดงในรูปที่ 3.28



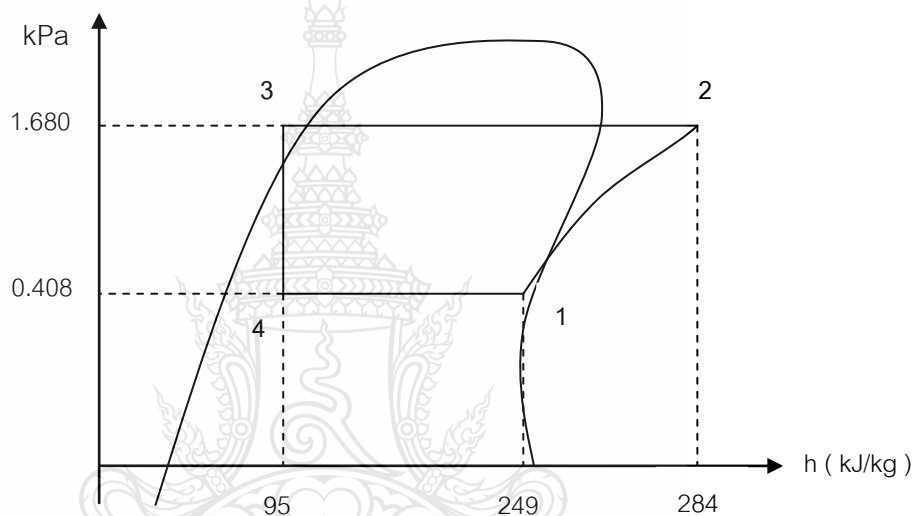
รูปที่ 3.27 การเก็บข้อมูลด้วย Data logger



รูป 3.28 ขั้นตอนการทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยน ความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ต่อค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะการทำความเย็น (COP)

3.6 ตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น

จากตารางที่ 3.2 นำค่าอุณหภูมิและความดันได้ ซึ่งสามารถนำไปเปิดหาค่าจากแผนภาพ P-h ของสารทำความเย็น R-22 ซึ่งได้เลือกนำเอาค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ได้จากการทดสอบที่ดีที่สุดมาเป็นตัวอย่างการวิเคราะห์ผลหาค่าต่าง ๆ ได้คือ อัตราการไหลของน้ำสูงสุด (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำที่อิวาเปโพเรชั่นยูนิต 45°C และอุณหภูมิน้ำที่คอนเดนซึ่งยูนิต 15°C สามารถเขียนกราฟ P-h ได้ ดังแสดงในรูปที่ 3.29



ภาพที่ 3.29 แสดง P-h ของระบบทำความเย็น

การคำนวณหาค่า $\dot{W}_{comp.}$, \dot{m}_r , \dot{Q}_{evap} , $\dot{Q}_{comp.}$, COP และ EER

จากสมการที่ 2.6 หาค่ากำลังไฟฟ้าคอมเพรสเซอร์ได้จาก

$$\dot{W}_{comp.} = I V PF$$

เมื่อ $\dot{W}_{comp.}$ = กำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (Watt , kJ/s)

I = กระแสไฟฟ้าในวงจร (Amp)

V = ความต่างศักย์ (Volt)

PF = ตัวประกอบกำลัง (Power factor)

$$\dot{W}_{\text{comp.}} = 11\text{A} \times 220\text{V} \times 0.8$$

$$\therefore = 1936 \text{ Watt}$$

จากสมการที่ 2.7 หาค่าอัตราการไหลของสารทำความเย็นได้จาก

$$\dot{m}_r = \frac{\dot{W}_{\text{comp.}}}{(h_2 - h_1)}$$

เมื่อ $\dot{m}_r =$ อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

$\dot{W}_{\text{comp.}} =$ กำลังไฟฟ้าของคอมเพรสเซอร์ (Watt , kJ/s)

$h_1 =$ เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัด (kJ/kg)

$h_2 =$ เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนออกเครื่องอัด (kJ/kg)

$$\dot{m}_r = \frac{1.936 \text{ kJ/s}}{(284 - 249) \text{ kJ/kg}}$$

$$\therefore \dot{m}_r = 0.05 \text{ kg/s}$$

จากสมการที่ 2.1 หาคความสามารถในการทำความเย็นได้จาก

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = \dot{m}_r (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_{\text{evap}} = 0.05 \text{ kg/s} \times (249 - 95) \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore \dot{Q}_{\text{evap}} = 7.70 \text{ kW}$$

จากสมการที่ 2.3 หาคความร้อนที่ถ่ายเทออกจากคอนเดนเซอร์ได้จาก

$$\dot{Q}_{\text{cond.}} = \dot{m}_r (h_2 - h_3)$$

$$\dot{Q}_{\text{cond.}} = 0.05 \text{ kg/s} \times (284 - 95) \text{ kJ/kg}$$

$$\therefore \dot{Q}_{\text{cond.}} = 9.45 \text{ kW}$$

จากสมการที่ 2.9 หาประสิทธิภาพของการทำความเย็น (C.O.P.)

$$\text{C.O.P.} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1}$$

$$\text{C.O.P.} = \frac{(249-95)}{(284-249)}$$

$$\therefore = 4.4$$

จากสมการที่ 2.10 หาอัตราส่วนประสิทธิภาพ

$$\text{EER} = \frac{\dot{Q}_{\text{evap.}}}{\dot{W}_{\text{comp.}}} \times \frac{12000 \text{ BTU/hr}}{3.517 \text{ kW}}$$

$$\text{EER} = \frac{1936 \text{ W}}{7.7 \text{ kW}} \times \frac{12000 \text{ BTU/hr}}{3.517 \text{ kW}}$$

$$\therefore = 13.57 \frac{\text{BTU/hr}}{\text{W}}$$

3.7 สถานที่ทดสอบ

สถานที่ทดสอบ ใช้ห้อง E 505 ชั้น 5 อาคารเฉลิมพระเกียรติ 80 พรรษา 5 ธันวาคม 2550 คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี เลขที่ 39 หมู่ 1 ต.คลองหก อ.ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110

บทที่ 4

ผลการทดลอง

4.1 บทนำ

บทนี้จะกล่าวถึงผลที่ได้จากการทดลองเครื่องทำความเย็น เพื่อศึกษาผลการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น เพื่อหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) ตามวิธีการวิจัยในบทที่ 3 ดังนี้

ตามหัวข้อ 3.5.2 วิธีการทดสอบ ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s

ตามหัวข้อ 3.5.3 วิธีการทดสอบ หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และตามหัวข้อ 3.5.4 วิธีการทดสอบ หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว โดยทั้ง 2 วิธีการทดสอบ กำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow) เก็บข้อมูล นำผลที่ได้แสดงด้วยกราฟ วิเคราะห์ เปรียบเทียบ และสรุปผลการทดลอง ตามตารางที่ 4.1

ตามหัวข้อ 3.5.5 วิธีการทดสอบ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว กำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 20°C , 25°C , 30°C , 35°C และ 45°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำที่ไหลเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C , 25°C และ 30°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow) เก็บข้อมูล นำผลที่ได้แสดงด้วยกราฟ วิเคราะห์ เปรียบเทียบ และสรุปผลการทดลอง ตามตารางที่ 4.2

ตารางที่ 4.1 สรุปผลการทดลองก่อนติดตั้ง หลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว

รายละเอียด	ก่อนติดตั้ง	หลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน	
		แบบท่อเรียบ	แบบท่อร่องเกลียว
อุณหภูมิน้ำร้อนเข้าฮีวเปโพเรชั่นยูนิต (°C) : T_{w1}	47.2	44.9	44.9
อุณหภูมิน้ำร้อนออกฮีวเปโพเรชั่นยูนิต (°C) : T_{w2}	43.1	40.8	40.8
อุณหภูมิน้ำเย็นเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (°C) : T_{w3}	15.2	15.6	15.5
อุณหภูมิน้ำเย็นออกคอนเดนซิ่งยูนิต (°C) : T_{w4}	21.7	23.3	24.24
อุณหภูมิสารความเย็นเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (°C) : T_5	112.9	113.4	112.8
อุณหภูมิสารความเย็นออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (°C) : T_6	110.2	107.6	102.4
อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน T_{wi}	-	20.3	20.3
อุณหภูมิน้ำออกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน T_{wo}	-	23.3	26.3
แรงดันสารทำความเย็นเข้าคอมเพรสเซอร์ (Psig) : P_1	60	60.6	61.4
แรงดันสารทำความเย็นออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน (Psig) : P_2	253.3	251	247.6
แรงดันสารทำความเย็นเข้าเอ็กซ์แพนชันวาล์ว (Psig) : P_3	239.0	245	247.4
แรงดันสารทำความเย็นออกเอ็กซ์แพนชันวาล์ว (Psig) : P_4	108.4	108.8	110.4
กระแสไฟฟ้าที่ คอมเพรสเซอร์(Amp)	12.1	11.6	10.6
กำลังงาน (kW)	2.14	2.04	1.87
ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ C.O.P	3.35	3.52	3.84
ค่าประสิทธิภาพพลังงาน EER	11.43	12.01	13.10
เฉลี่ยเพิ่มขึ้น (%)	-	5.05	14.62

จากตารางที่ 4.1 พบว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น อยู่ที่ 3.35 เมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ เพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น ด้วยอุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ขึ้นมาอยู่ที่ 3.52 และเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น ด้วยอุณหภูมิ

น้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากับแบบท่อเรียบที่ 20°C ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ขึ้นมาอยู่ที่ 3.84

ในส่วน of ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) ก็มีค่าไปในทางเดียวกันกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) พบว่าค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน มีค่าเท่ากับ 11.43 เมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) มีค่าเท่ากับ 12.01 และเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) มีค่าเท่ากับ 13.10

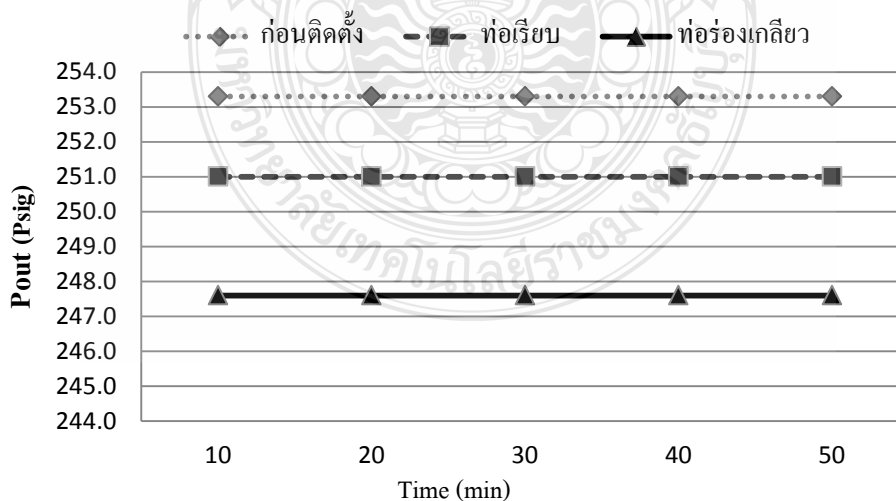
เราพบว่า เมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น 5.05 % และเมื่อทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น 14.62 %

จากผลการทดลอง การใช้อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ลดอุณหภูมิสารทำความเย็น ก่อนเข้าเครื่องควบแน่นของเครื่องทำความเย็น และเครื่องปรับอากาศ สามารถทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น พบว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) สูงกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

4.2 ผลการเปรียบเทียบแรงดันสารทำความเย็นออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบแรงดันของสารทำความเย็น ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากันที่ 20°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำ ที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow)

พบว่าแรงดันของสารทำความเย็นที่ไหลออกคอมเพรสเซอร์ ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เฉลี่ยอยู่ที่ 253.4 Psig หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ แรงดันของสารทำความเย็นที่ไหลออกจาก อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เฉลี่ยอยู่ที่ 251 Psig และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เฉลี่ยอยู่ที่ 247.6 Psig ความดันลดลง 1% และลดลง 2.34% ตามลำดับ จากค่าผลการทดลอง หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว แรงดันของสารทำความเย็นลดลงได้สูงสุด แสดงผลกราฟดังรูป ที่ 4.1

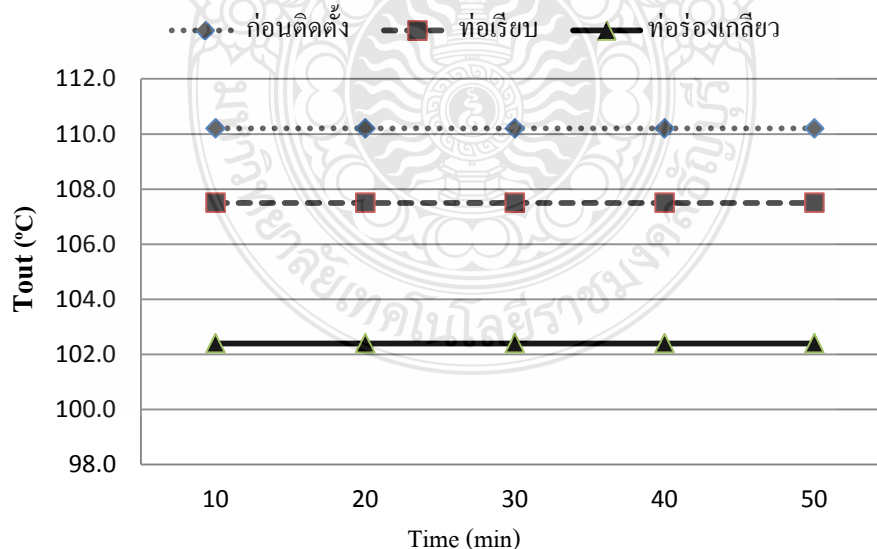


รูปที่ 4.1 การเปรียบเทียบแรงดันสารทำความเย็นออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

4.3 ผลการเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำความเย็นหลังออกเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

จากผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต ที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชั่นยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชั่นยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากันที่ 20°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำ ที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow)

พบว่าก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน อุณหภูมิสารทำความเย็น เฉลี่ยอยู่ที่ 110.2°C หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ อุณหภูมิสารทำความเย็น เฉลี่ยอยู่ที่ 107.6°C และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว อุณหภูมิสารทำความเย็น เฉลี่ยอยู่ที่ 102.4°C อุณหภูมิสารทำความเย็นลดลง 2.42% และลดลง 7.62% ตามลำดับ จากค่าผลการทดลอง หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว อุณหภูมิสารทำความเย็นลดลงสูงสุด แสดงว่าการแลกเปลี่ยนความร้อนดีกว่า อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ แสดงผลกราฟดังรูปที่ 4.2

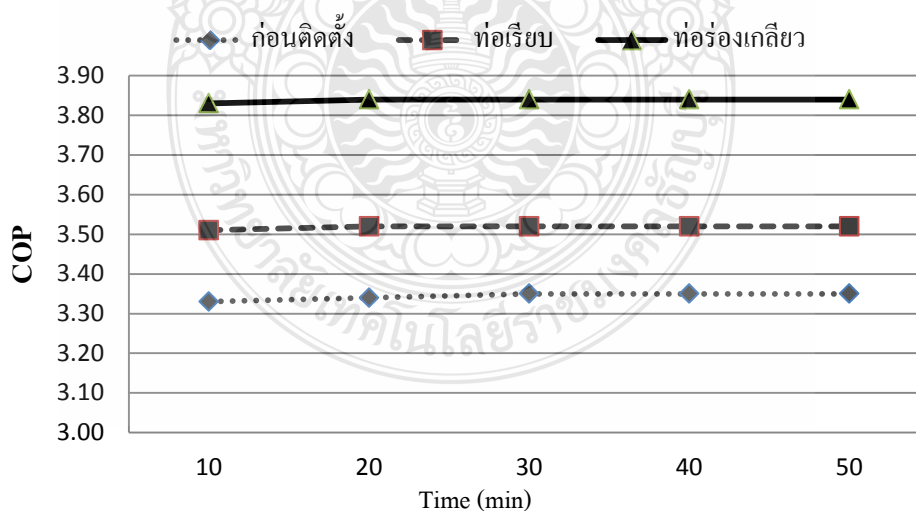


รูปที่ 4.2 การเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน

4.4 ผลการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะการทำความเย็น (COP)

จากผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบ ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะการทำความเย็น (COP) ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต ที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากันที่ 20°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำ ที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow)

พบว่าก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เกลี้อยู่ที่ 3.35 หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ เกลี้อยู่ที่ 3.52 และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เกลี้อยู่ที่ 3.84 ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) เพิ่มขึ้น 5.07 % และ 14.62 % ตามลำดับ จากค่าผลการทดลอง หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว สามารถเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) สูงกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ แสดงผลกราฟดังรูปที่ 4.3

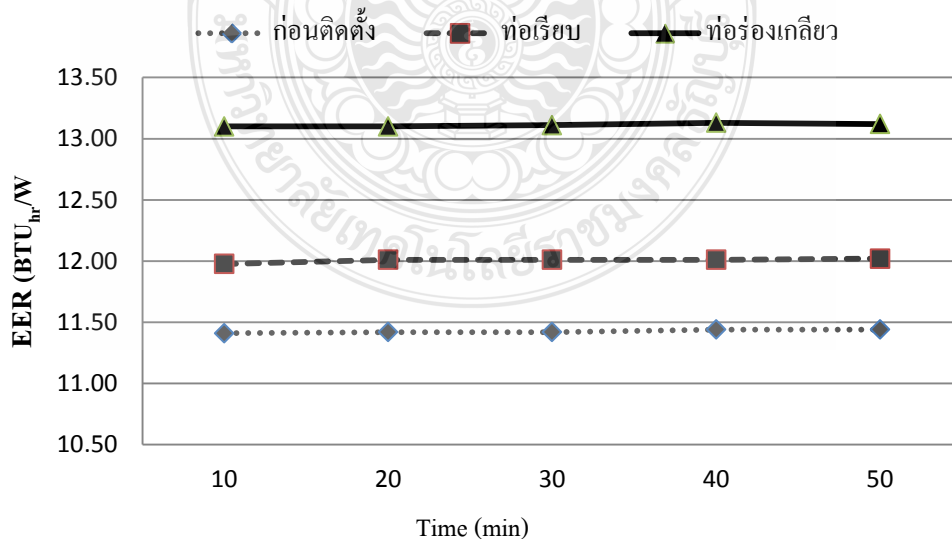


รูปที่ 4.3 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะการทำความเย็น (COP)

4.5 ผลการเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

จากผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน(EER) ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต ที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากันที่ 20°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำ ที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow)

พบว่าก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน เกลี่ยอยู่ที่ 11.43 หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ เกลี่ยอยู่ที่ 12.01 และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เกลี่ยอยู่ที่ 13.11 พบว่าค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น 5.07 % และ 14.62 % ตามลำดับ จากค่าผลการทดลอง หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน(EER) สูงสุด แสดงว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว สามารถเพิ่มค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน(EER) สูงกว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ แสดงผลกราฟดังรูปที่ 4.4

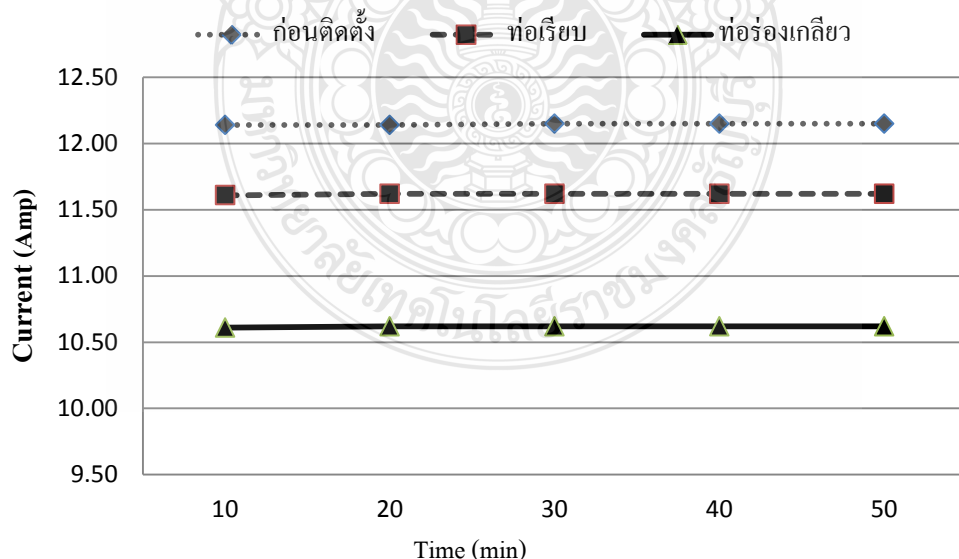


รูปที่ 4.4 การเปรียบเทียบค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

4.6 ผลการเปรียบเทียบกระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์

จากผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบกระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากันที่ 20°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำ ที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow)

พบว่าก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน กระแสไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ที่ 12.14 Amp หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ กระแสไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ที่ 11.62 Amp และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว กระแสไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ที่ 10.63 Amp พบว่ากระแสไฟฟ้าลดลง 4.47% และ 14.20% ตามลำดับ จากค่าผลการทดลอง กระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ต่ำสุด หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว แสดงว่า สามารถลดภาระโหลดของคอมเพรสเซอร์ได้ดีกว่า จากผลที่ความดัน และอุณหภูมิสารทำความเย็นลดลง แสดงผลกราฟดังรูปที่ 4.5

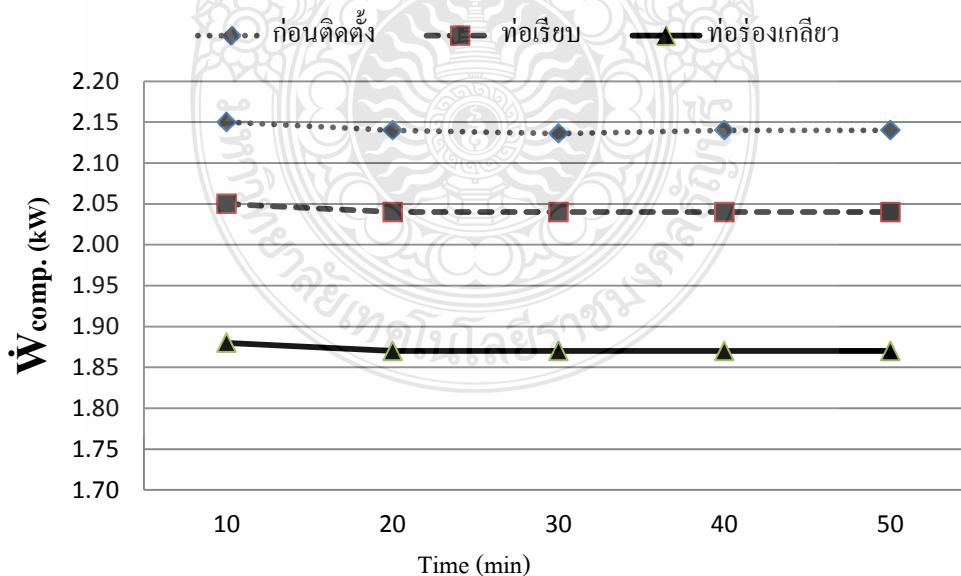


รูปที่ 4.5 การเปรียบเทียบกระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์

4.7 ผลการเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์

จากผลการทดสอบเพื่อเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ ก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว โดยกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตที่ 15°C อุณหภูมิน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิตที่ 45°C อัตราการไหลของน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต และไหลเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต (\dot{m}_w) ที่ 0.418 kg/s อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนเท่ากันที่ 20°C ด้วยอัตราการไหลของน้ำ ที่ 0.0127 kg/s กำหนดการไหลแบบสวนทาง (counter flow)

พบว่าก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยที่ 2.14 kW หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยที่ 2.04 kW และหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว กำลังไฟฟ้าเฉลี่ยที่ 1.87 kW พบว่ากำลังไฟฟาลดลง 4.90% และ 12.62% ตามลำดับ จากค่าผลการทดลอง กำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ต่ำสุดหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว แสดงว่าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ลดภาระโหลดของคอมเพรสเซอร์ได้ดีกว่า จากผลที่ ความดันสารทำความเย็น อุณหภูมิสารทำความเย็น และกระแสไฟฟาลดลง แสดงผลกราฟดังรูปที่ 4.6



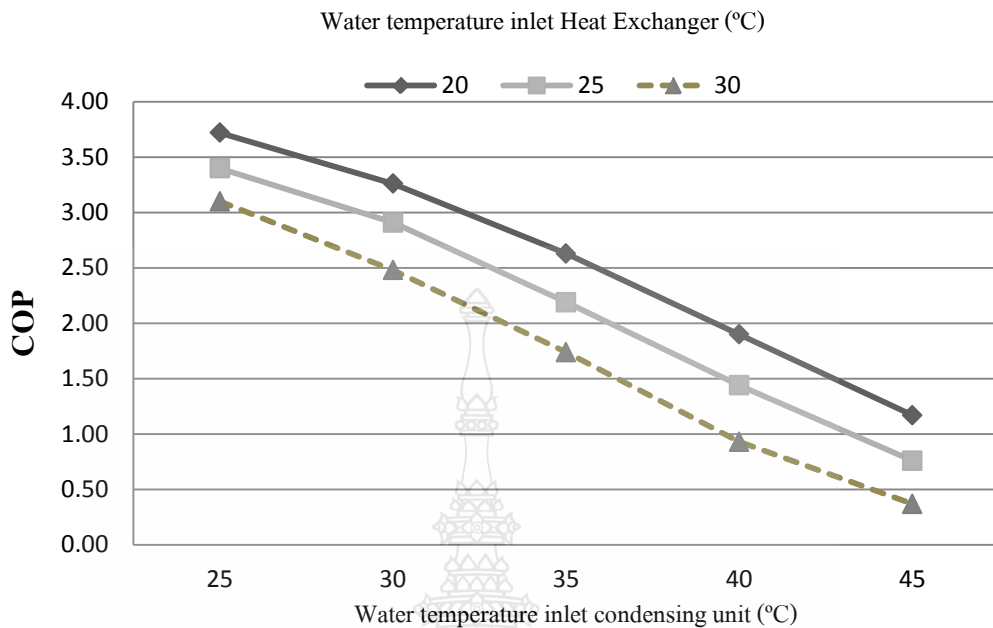
รูปที่ 4.6 การเปรียบเทียบกำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์

4.8 ผลการทดสอบความสัมพัทธ์ระหว่างอุณหภูมิห้องต่าง ๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)

ตารางที่ 4.2 สรุปความสัมพัทธ์ระหว่างอุณหภูมิห้อง ต่อค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

อุณหภูมิห้องเข้า คอนเดนซึ่งยูนิต	COP			EER		
	อุณหภูมิห้องแลกเปลี่ยนความร้อน			อุณหภูมิห้องแลกเปลี่ยนความร้อน		
	20°C	25°C	30°C	20°C	25°C	30°C
25°C	3.72	3.40	3.10	12.70	11.59	10.59
30°C	3.26	2.91	2.48	11.13	9.94	8.47
35°C	2.63	2.19	1.74	8.97	7.48	5.59
40°C	1.90	1.44	0.93	6.48	4.90	3.16
45°C	1.17	0.76	0.37	3.99	2.61	1.27
เฉลี่ยลดลง (%)	-	10.65	12.24	-	10.65	12.24

จากตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบเพื่อศึกษาค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ตามสมมติฐานการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศ โดยให้อุณหภูมิห้องเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต 25°C, 30°C, 35°C, 40°C และ 45°C อุณหภูมิของน้ำเข้าฮีทเอ็กซ์เชนเจอร์ที่ 45°C อุณหภูมิห้องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C, 25°C และ 30°C พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) สูงสุดที่ 3.72 ที่อุณหภูมิห้องเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตที่ 25°C และอุณหภูมิห้องแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C จากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) จะลดลงตามอุณหภูมิห้องเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต และอุณหภูมิห้องแลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มขึ้น โดยค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ต่ำสุดที่ 0.37 อุณหภูมิห้องเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตสูงสุด 45°C อุณหภูมิห้องแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุดที่ 30°C อุณหภูมิห้องแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงขึ้น 5°C จาก 20°C เพิ่มเป็น 25°C และช่วงจาก 25°C เพิ่มเป็น 30°C ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) จะลดลงเฉลี่ย 10.65 % และ 12.24 % ตามลำดับ แสดงผลกราฟดังรูปที่ 4.7

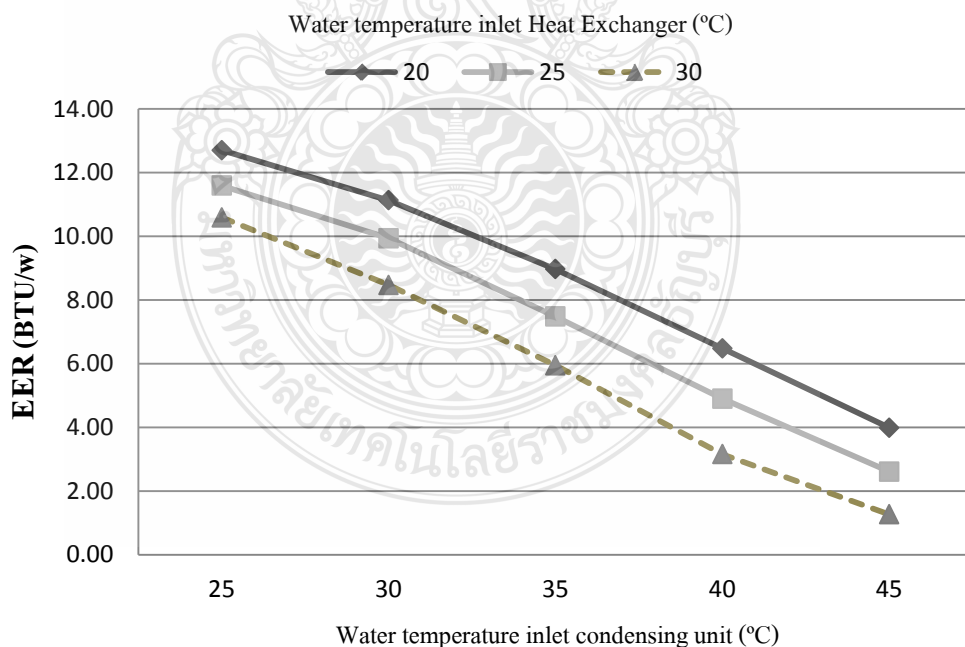


รูปที่ 4.7 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ต่อค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะการทำความเย็น (COP)

พิจารณาจากผลการทดสอบ เมื่อให้อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C, 25°C และ 30°C พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ลดลง ตามการเพิ่มของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตเพิ่มขึ้น เปรียบเสมือนอุณหภูมิของอากาศโดยรอบ ส่วนระบายความร้อนของคอนเดนซิ่งยูนิตเพิ่มขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพการระบายความร้อนลดลง ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) จึงลดลง ตามประสิทธิภาพการแลกเปลี่ยนความร้อน หรือกล่าวคือ ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) ลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตนั่นเอง ดังนั้นจากตารางที่ 4.2 หากต้องการลดใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็น และเครื่องปรับอากาศ ควรลดอุณหภูมิของน้ำ หรืออากาศโดยรอบ ชุดระบายความร้อนที่คอนเดนซิ่งยูนิต นั่นเอง

4.9 ผลการทดสอบความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

จากตารางที่ 4.2 ผลการทดสอบเพื่อศึกษาอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) ตามสมมติฐานการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิของอากาศ โดยให้อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 25°C, 30°C, 35°C, 40°C และ 45°C อุณหภูมิของน้ำเข้าฮีทเอ็กซ์เชนเจอร์ที่ 45°C อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C, 25°C และ 30°C พบว่าค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) สูงสุดที่ 12.70 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนเซอร์ที่ 25°C และอุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C จากนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) จะลดลงตามอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต และอุณหภูมิน้ำที่เข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มขึ้น โดยค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) ต่ำสุดที่ 1.27 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตสูงสุด 45°C อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด 30°C พบว่าอุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงขึ้น 5°C จาก 20°C เพิ่มขึ้นเป็น 25°C และช่วงจาก 25°C เพิ่มขึ้นเป็น 30°C ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) จะลดลงเฉลี่ย 10.65 % และ 12.24 % ตามลำดับ แสดงผลกราฟดังรูปที่ 4.8



รูปที่ 4.8 ความสัมพันธ์ระหว่างอุณหภูมิน้ำช่วงต่าง ๆ ของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ต่อค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

พิจารณาจากผลการทดสอบ เมื่อให้อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C, 25°C และ 30°C พบว่าค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) ลดลง ตามการเพิ่มของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต เนื่องจากเมื่ออุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตเพิ่มขึ้น เปรียบเสมือนอุณหภูมิของอากาศโดยรอบส่วนระบายความร้อนของคอนเดนซึ่งยูนิตเพิ่มขึ้น ทำให้ประสิทธิภาพการระบายความร้อนลดลง ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) จึงลดลงตามประสิทธิภาพ การแลกเปลี่ยนความร้อน หรือกล่าวคือ ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) ลดลงตามการเพิ่มขึ้นของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตนั่นเอง ดังนั้นจากตารางที่ 4.2 หากต้องการลดใช้พลังงานของเครื่องทำความเย็น และเครื่องปรับอากาศ ควรลดอุณหภูมิของน้ำ หรืออากาศโดยรอบชุดระบายความร้อนที่คอนเดนซึ่งยูนิต นั่นเอง



บทที่ 5

สรุปผลและข้อเสนอแนะ

งานวิจัยนี้เป็นการศึกษาการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และแบบท่อร่องเกลียว เพื่อลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น ของเครื่องทำความเย็น โดยแบ่งขั้นตอนการทดสอบเป็น 5 ขั้นตอนการทดสอบ ขั้นตอนที่ 1 เป็นการทดสอบหาสมรรถนะเครื่องทดสอบเครื่องทำความเย็นเพื่อหาเงื่อนไขสภาวะที่เหมาะสมที่จะนำไปทดสอบในขั้นตอนต่อไป ขั้นตอนที่ 2 เป็นการทดสอบเดินตัวเปล่าของเครื่องทำความเย็น หรือก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน ขั้นตอนที่ 3 เป็นการทดสอบหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ ขั้นตอนที่ 4 เป็นการทดสอบหลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว และขั้นตอนที่ 5 เป็นการทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ตามสมมติฐานอุณหภูมิอากาศตามฤดูกาลประเทศไทย ให้อุณหภูมิน้ำไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 20°C, 25°C, 30°C, 35°C และ 45°C พร้อมปรับเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C, 25°C และ 35°C สามารถสรุปงานวิจัยดังนี้

5.1 สรุปผล

5.1.1 การทดสอบหาสมรรถนะเครื่องทดสอบเครื่องทำความเย็น เพื่อหาเงื่อนไขสภาวะที่เหมาะสม พบว่าเมื่ออัตราการไหล และอุณหภูมิน้ำที่ไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตเดียวกัน ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (COP) จะเพิ่มขึ้นเมื่อน้ำที่ไหลเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต มีอุณหภูมิสูงขึ้น

ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) จะเพิ่มขึ้นเมื่อน้ำที่ไหลเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต มีอุณหภูมิลดลง

ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) จะเพิ่มขึ้นเมื่อน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต และน้ำเข้าอีแวปโปเรชันยูนิต มีอัตราการไหลเพิ่มขึ้น

5.1.2 การทดลองก่อนติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน พบว่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) เท่ากับ 3.35 ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

มีค่าเท่ากับ 11.43 (Btu/hr)/W. และค่าความต้องการพลังงานมีค่าเท่ากับ 2149 W. หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) มีค่าเท่ากับ 3.52 ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) มีค่าเท่ากับ 12.01 (Btu/hr)/W. และค่าความต้องการพลังงาน มีค่าเท่ากับ 2040 W. หลังทำการติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) มีค่าเท่ากับ 3.84 ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) มีค่าเท่ากับ 13.10 (Btu/hr)/W. และค่าความต้องการพลังงาน มีค่าเท่ากับ 1875 W.

สรุปผลการทดสอบหลังทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ มีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) สูงขึ้น 5.07 % สามารถลดใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 4.8 % และหลังทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว มีค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) สูงขึ้น 14.62 % สามารถลดใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 12.62 %

5.1.3 การทดสอบอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ตามสมมติฐานอุณหภูมิอากาศตามฤดูกาลประเทศไทย ให้อุณหภูมิน้ำไหลเข้าอิวแวนโพเรชั่นยูนิตคงที่ 45°C โดยบันทึกผลการเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 20°C, 25°C, 30°C, 35°C และ 45°C พร้อมปรับเปลี่ยนอุณหภูมิน้ำที่ใช้แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C, 25°C และ 30°C พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) สูงสุดที่ 3.72 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 25°C อุณหภูมิน้ำเข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C จากนั้นค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) จะลดลงตามอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต และอุณหภูมิน้ำที่เข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่เพิ่มขึ้น โดยค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) ต่ำสุดที่ 0.37 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตสูงสุดที่ 45°C อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุดที่ 30°C

เช่นเดียวกับค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) พบว่าค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) สูงสุดที่ 12.70 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิตที่ 25°C อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่ 20°C จากนั้นค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) จะลดลง ตามอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซิ่งยูนิต และอุณหภูมิน้ำที่เข้าอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนที่

เพิ่มขึ้น โดยค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) ต่ำสุดที่ 1.27 ที่อุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิตสูงสุด 45°C อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนมากที่สุด 30°C

5.1.4 พบว่าอุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงขึ้น 5°C จาก 20°C เพิ่มเป็น 25°C ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) จะลดลงเฉลี่ย 10.65 %

5.1.5 อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนที่สูงขึ้น 5°C จาก 25°C เพิ่มเป็น 30°C ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (COP) และค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) จะลดลงเฉลี่ย 12.24 % ซึ่งเปอร์เซ็นต์ลดลงสูงกว่า อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อนช่วง 20°C ถึง 25°C

5.1.6 เราพบว่าค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) จะลดลงตามการเพิ่มขึ้น ของอุณหภูมิน้ำเข้าคอนเดนซึ่งยูนิต ดังนั้น หากต้องการลดใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ การลดอุณหภูมิของน้ำ หรืออากาศโดยรอบ ชูระบายความร้อนที่คอนเดนซึ่งยูนิตนั่นเอง

5.1.7 ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) ก็เช่นกัน การลดอุณหภูมิของน้ำ หรืออากาศโดยรอบ ชูระบายความร้อนที่คอนเดนซึ่งยูนิต จะทำให้ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น

5.2 ปัญหาที่พบในการทำวิจัยและแนวทางการแก้ปัญหา

5.2.1 การวัดอัตราการไหลของน้ำต้องแม่นยำ และตรวจสอบอยู่เสมอ

5.2.2 การติดตั้งหัวเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิของของไหล ตำแหน่งหัวเซ็นเซอร์ต้องสัมผัสกับของไหลให้มากที่สุด กรณีไหลไม่เต็มท่อ

5.2.3 บริเวณติดตั้งหัวเซ็นเซอร์วัดอุณหภูมิตามจุดต่าง ๆ ควรหุ้มฉนวนกันความร้อนด้วยป้องกันการสูญเสียความร้อน เพื่อให้ได้ค่าที่วัดได้เที่ยงตรง

5.2.4 การบันทึกค่าผลการทดลองที่เที่ยงตรง ต้องให้เครื่องทำความเย็นทำงานอยู่ในสภาวะคงที่ (Steady state) เสียก่อน

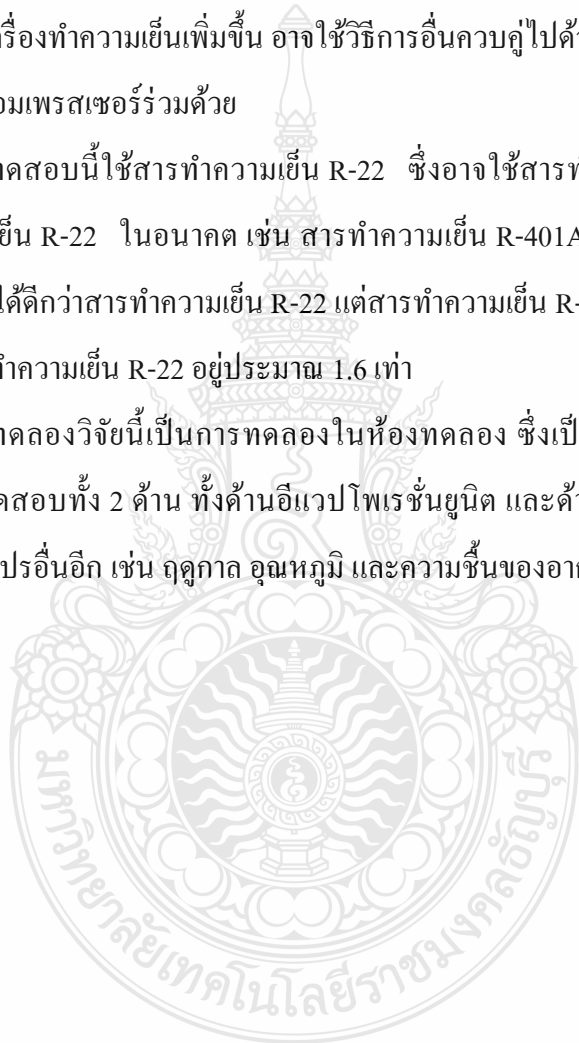
5.3 ข้อเสนอแนะ

จากการทำวิจัยที่ผ่านมา พบว่านั้นยังมีตัวแปรที่ไม่สามารถควบคุมได้ อีกหลายตัวแปร อีกทั้งผลการทดลองที่นอกเหนือจากวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้แต่ต้น และข้อเสนอแนะเพิ่มเติมเพื่อเป็นแนวทางสำหรับผู้ที่สนใจนำไปศึกษาเพิ่มเติม

5.3.1 หากต้องการค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) และค่าประสิทธิภาพของการใช้พลังงาน (EER) ของเครื่องทำความเย็นเพิ่มขึ้น อาจใช้วิธีการอื่นควบคู่ไปด้วย เช่น การใช้อินเวอร์เตอร์ควบคุมมอเตอร์ของคอมเพรสเซอร์ร่วมด้วย

5.3.2 การทดสอบนี้ใช้สารทำความเย็น R-22 ซึ่งอาจใช้สารทำความเย็นตัวใหม่ ที่จะมาทดแทนสารทำความเย็น R-22 ในอนาคต เช่น สารทำความเย็น R-401A ที่มีประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนได้ดีกว่าสารทำความเย็น R-22 แต่สารทำความเย็น R-401A จะทำงานในสภาพที่มีแรงดันมากกว่าสารทำความเย็น R-22 อยู่ประมาณ 1.6 เท่า

5.3.3 การทดลองวิจัยนี้เป็นการทดลองในห้องทดลอง ซึ่งเป็นระบบปิด โดยใช้น้ำเป็นตัวกำหนดอุณหภูมิทดสอบทั้ง 2 ด้าน ทั้งด้านอีแวปโปเรชันยูนิต และด้านคอนเดนซิงยูนิต แต่การนำไปใช้จริงอาจมีตัวแปรอื่นอีก เช่น ฤดูกาล อุณหภูมิ และความชื้นของอากาศ



รายการอ้างอิง

- [1] อภิชาติ อาจนานเสียว “การประหยัดพลังงานโดยใช้คลื่นพลังแม่เหล็กของเครื่องทำน้ำเย็น”
รวมบทความวิชาการ เล่มที่ 3 การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรม เครื่องกลแห่งประเทศไทย
ไทยครั้งที่ 22 2551
- [2] ชงไชย เดิมดา “การศึกษาสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศ ที่ติดตั้งแผ่นลดอุณหภูมิร่วมกับ
อินเวอร์เตอร์” Ladkrabang Engineering Journal, Vol. 27 No. 4, December 2010
- [3] สุริยัน เลาหเลิศเดชา นักศึกษาปริญญาเอกบัณฑิตวิทยาลัยร่วมด้านพลังงานและสิ่งแวดล้อม
(JGSEE) “การเพิ่มความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน
โดยการใช้เทคนิค Electro hydrodynamic (EHD)” ที่มา:ASTV ผู้จัดการออนไลน์ 14
เมษายน 2553 เข้าถึงได้จาก: <http://www.google.com> . [สืบค้นเมื่อ 4 กันยายน 2556]
- [4] ชเนศ เดชโหมด และคณะ “แผงลดอุณหภูมิในการระบายความร้อนสำหรับเครื่องปรับอากาศ
รวมศูนย์ชนิดระบายความร้อนด้วยอากาศ ในอุตสาหกรรมอิเล็กทรอนิกส์”
รวมบทความวิชาการ เล่มที่ 3 หน้า 71-75 การประชุมวิชาการเครือข่าย วิศวกรรม เครื่องกล
แห่งประเทศไทย ครั้งที่ 22 2551
- [5] ไพโรบล ไชยวงศา “การเปรียบเทียบสมรรถนะของเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วน ที่ใช้แอร์
คลูดอนเดนเซอร์กับอีวาพอเรทีฟคลูดอนเดนเซอร์ ที่ใช้ R-410A เป็นสารทำความเย็น”
รวมบทความวิชาการ เล่มที่ 3 การประชุมวิชาการเครือข่าย วิศวกรรมเครื่องกล
แห่งประเทศไทยครั้งที่ 22 2551
- [6] “ความต้องการพลังไฟฟ้าสูงสุด”การไฟฟ้าฝ่ายผลิตแห่งประเทศไทย (กฟผ.) [ออนไลน์]. เข้าถึงได้
จาก : http://www.egat.co.th/index.php?option=com_content&view=ib.2557 . [สืบค้น
เมื่อ 10 สิงหาคม 2557]
- [7] ตระการ ก้าวกลิกรรม การทำความเย็น Refrigeration พฤษภาคม 2555 [ออนไลน์] เข้าถึงได้จาก
: <http://www.google.com> . 2552 . [สืบค้นเมื่อ 15 กันยายน 2556]

รายการอ้างอิง (ต่อ)

- [8] “การอนุรักษ์พลังงานในระบบปรับอากาศ,”[ออนไลน์].เข้าถึงได้จาก:
http://www2.dede.go.th/bhrd/old/Download/file_handbook/Pre_E_B/Elec_B_3.pdf.2552.
[สืบค้นเมื่อ 17 มกราคม 2556]
- [9] “เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน,” [ออนไลน์]. เข้าถึงได้จาก : www.engineeringtoolbox.com .2552.
[สืบค้นเมื่อ 17 มกราคม 2556]
- [10] Chen et al.,” Applying condensing-temperature control in air-cooled reciprocating water chillers for energy efficiency.” International Journal of Refrigeration. Vol. 24. pp. 238-249.
W.L. Lee, H. Chen and F.W.H. Yik. (2008).
- [11] Xiaowen and Lee, “The use of helical Heat exchanger for heat recovery domestic water-cooled Air-condition.” Energy Conversion and Management. Vol. 50. pp. 240-246. (2009)
- [12] สมศักดิ์ เพ็ชรกุล “การศึกษาทดลองคุณลักษณะทางความร้อนในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อฉนวนเกลียวด้วยการใส่แผ่นบิดคู่” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23 4 – 7 พฤศจิกายน 2552 จังหวัดเชียงใหม่
- [13] ภูมิ จาตุณิตานนท์ “การศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเกลียว โดยวิธีพลศาสตร์ของไหลเชิงคำนวณ” การประชุมวิชาการเครือข่ายวิศวกรรมเครื่องกลแห่งประเทศไทย ครั้งที่ 23 4 – 7 พฤศจิกายน 2552 จังหวัดเชียงใหม่
- [14] “การคำนวณหาค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น”[ออนไลน์].เข้าถึงได้จาก:
<http://www.chiangmaiaircare.com> . 2552 . [สืบค้นเมื่อ 15 มกราคม 2555]
- [15] พงษ์ธร จรรย์ญากรณ์.อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนในโรงงานอุตสาหกรรม.กรุงเทพฯ เอ็มแอนด์ดี จำกัด 2542
- [16] สุรินทร์ ศรีนยนิษฐ์ การถ่ายเทความร้อน กรุงเทพฯ สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยีไทย-ญี่ปุ่น . 2545

รายการอ้างอิง (ต่อ)

- [17] Zimparov, V . “Prediction of friction factors and heat transfer coefficients for turbulent flow in corrugated tubes combined with twisted tape insets.” *Int. Heat and Mass Transfer*, 44 (2001) 551 – 574.
- [18] Vicente, P.G., Garcia, A., Viedma, A., Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different prandtl number.” *Int. Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 671 – 681.
- [19] Dong, Y ., Huixiong, L. and Tingkuan, C., “Pressure drop, heat transfer and performance of single-phase turbulent flow in spirally corrugated.” *Experimental Thermal and Fluid Science*, 24 (2001) 131 -138.
- [20] Vicente, P.G., Garcia, A., Viedma, A., Experimental investigation on heat transfer and frictional characteristics of spirally corrugated tubes in turbulent flow at different prandtl number, *Int. Heat and Mass Transfer*, 47 (2004) 671 – 681.
- [21] Hong, S.W. and Bergles, A.E. (1976). Augmentation of laminar flow heat transfer in tubes by means of twistedtape inserts *Journal of heat transfer Transactions of the ASME*, pp. 256.
- [22] Ayub, Z.H. and Fahed, S.F. (1993). The effect of gap width between horizontal tube and twisted tape on the pressure drop in turbulent water flow, *International Journal of Heat and Fluid Flow*, vol.14, pp. 64 67.
- [23] Saha, S.K., Gaitonde, U.N. and Date, A.W. (1989). heat transfer and pressure drop characteristics of laminar flow in a circular tube fitted with regularly spaced twistedtape elements *Experimental Thermal and Fluid Science*, vol., pp. .
- [24] Sarma, P.K., Subramanyam, T., Kishore, P.S., Drama Rao, V.and adik, K. (). A new method to predict convective heat transfer in a tube with twisted tape inserts for turbulent flow *International Journal of Thermal Science*, vol., pp. 955 960.

รายการอ้างอิง (ต่อ)

- [25] Zhang Zhneguo, Xu Tao. and Xiaoming Subramanyam. (). Experimental study on heat transfer enhancement of a helically baffled heat exchanger combined with three dimensional finned tube Applied Thermal Engineering, vol., pp. 2293 .





ภาคผนวก ก

ตารางบันทึกผลการทดลอง

ตารางที่ ก.1 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันในแต่ละสภาวะที่ $\dot{m}_w = 0.418$ ลิตรต่อวินาที

สภาวะทดสอบ		อุณหภูมิเข้า-ออก Cond.		อุณหภูมิน้ำเข้า-ออก Evap.		ความดันที่จุดต่าง ๆ	
Evap.	Cond.	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	P _L (psi)	P _H (psi)
35 °C	15 °C	17.0	43.9	35.8	17.0	59	245
		19.2	46.9	34.6	15.5	60	250
		21.4	48.4	32.4	13.1	60	250
	20 °C	20.9	48.3	34.7	15.3	59	250
		22.6	48.9	32.2	13.8	59	250
		23.4	50.7	31.5	12.3	59	250
	25 °C	28.3	53.8	35.5	16.3	58	252
		29.8	55.6	34.4	14.8	59	255
		30.4	56.6	32.9	14.8	60	255
40 °C	15 °C	14.8	42.7	37.8	18.9	59	247
		15.7	43.7	36.6	17.9	60	248
		16.7	44.5	35.3	15.7	60	250
	20 °C	23.8	50.7	38.8	20.1	60	254
		25.3	52.2	35.9	16.7	60	256
		26.3	54.1	35.3	16.0	60	258
	25 °C	29.5	55.9	38.0	19.5	59	255
		30.5	56.8	37.3	18.0	59	257
		31.4	58.8	35.1	17.0	60	260
45 °C	15 °C	18.2	44.0	44.4	25.0	60	247
		19.2	47.1	43.0	23.4	60	251
		20.4	48.6	41.5	22.8	60	255
	20 °C	20.7	48.9	45.2	25.0	60	253
		23.8	51.7	41.2	21.9	61	255
		25.0	52.5	40.7	21.6	61	257
	25 °C	29.0	54.5	46.2	26.5	60	256
		31.0	58.2	43.2	24.1	61	260
		31.9	59.2	42.7	23.4	61	260

ตารางที่ ก.2 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันในแต่ละสภาวะที่ $\dot{m}_w = 0.251$ ลิตรต่อวินาที

สภาวะทดสอบ		อุณหภูมิเข้า-ออก Cond.		อุณหภูมิน้ำเข้า-ออก Evap.		ความดันที่จุดต่างๆ	
Evap.	Cond.	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	P _L (psi)	P _H (psi)
35 °C	15 °C	15.7	41.8	36.6	22.6	48	245
		14.8	51.2	32.6	14.8	58	257
		13.8	52.9	29.5	10.3	59	261
	20 °C	19.5	51.1	35.6	16.8	60	265
		20.6	59.2	32.2	14.1	60	270
		20.6	59.2	29.3	10.4	61	272
	25 °C	26.6	56.2	35.8	18.4	61	270
		27.0	62.2	33.9	12.1	61	275
		28.0	67.0	30.5	12.8	60	275
40 °C	15 °C	16.5	53.5	41.2	20.9	60	265
		17.9	56.6	38.6	20.2	61	270
		18.2	58.5	35.4	17.2	62	271
	20 °C	23.6	62.1	39.5	21.7	61	270
		25.0	65.2	38.6	19.5	61	272
		25.5	65.8	36.1	17.7	62	275
	25 °C	27.0	62.8	40.8	23.3	61	270
		29.7	68.5	40.3	22.4	61	275
		30.4	69.5	39.1	20.4	61	276
45 °C	15 °C	15.5	54.9	44.4	26.1	60	260
		16.8	55.9	42.3	23.9	61	262
		17.5	58.5	40.0	21.6	61	265
	20 °C	21.1	60.9	44.7	25.8	60	262
		22.1	62.8	43.2	24.4	61	265
		23.3	62.2	40.7	22.6	61	268
	25 °C	25.3	62.3	44.9	26.8	60	262
		26.4	63.7	42.5	24.6	61	268
		27.3	65.9	40.3	20.7	61	268

ตารางที่ ก.3 แสดงค่าอุณหภูมิ ความดันในแต่ละสภาวะที่ $\dot{m}_w = 0.174$ ลิตรต่อวินาที

สภาวะทดสอบ		อุณหภูมิเข้า-ออก Cond.		อุณหภูมิน้ำเข้า-ออก Evap.		ความดันที่จุดต่าง ๆ	
Evap.	Cond.	T ₁ (°C)	T ₂ (°C)	T ₃ (°C)	T ₄ (°C)	P _L (psi)	P _H (psi)
35 °C	15 °C	16.0	62.2	34.7	17.2	59	270
		17.5	66.6	32.9	14.5	60	275
		18.5	67.6	30.4	12.3	61	277
	20 °C	22.1	68.0	35.3	16.2	60	278
		23.1	69.6	33.4	15.7	60	280
		23.6	70.2	30.9	13.8	61	282
	25 °C	25.0	71.5	33.9	15.8	60	281
		25.8	72.2	32.7	15.0	61	285
		26.5	74.9	30.4	12.8	61	285
40 °C	15 °C	19.4	65.9	40.5	22.8	60	275
		20.6	68.6	38.3	19.0	61	280
		21.7	69.9	36.8	18.4	62	283
	20 °C	20.1	67.3	39.1	21.1	60	275
		20.9	68.9	37.6	19.4	61	280
		22.8	71.5	35.3	17.2	61	283
	25 °C	26.6	73.2	40.5	21.7	60	278
		28.8	74.5	38.0	20.2	61	283
		29.7	77.3	35.6	17.9	61	285
45 °C	15 °C	17.7	63.3	45.1	26.6	58	270
		19.5	67.8	42.5	24.1	60	275
		19.9	68.2	42.0	22.6	61	275
	20 °C	22.9	68.2	44.7	26.0	61	275
		24.1	71.9	44.0	25.1	61	277
		25.5	73.7	42.0	23.3	61	278
	25 °C	29.8	77.9	45.4	27.3	61	281
		31.4	77.2	44.0	25.8	62	282
		31.7	78.4	42.2	23.9	62	285

ตารางที่ ก.4 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน ก่อนติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

ครั้งที่	ตารางที่ ก.4 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน ก่อนติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน														
	อุณหภูมิอาร์อน		อุณหภูมิน้ำเย็น		อุณหภูมิเข้า	อุณหภูมิออก	อุณหภูมิสารทำความเย็น	แรงดันที่คอมเพรสเซอร์				แรงดันที่เอ็กซ์เทนชันวาล์ว		กระแสไฟฟ้า	กำลังไฟฟ้า
	T _{w1}	T _{w2}	T _{w3}	T _{w4}	T _{wi}	T _{wO}	T _s	T _s	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	Amp	Volte	KW
1	44.0	39.9	15.4	22.0	-	-	113.0	110.2	60.0	253.3	235.0	106.0	12.1	220	2.14
2	47.1	43.0	15.2	23.0	-	-	113.0	110.2	60.0	253.3	235.0	108.0	12.1	220	2.14
3	48.6	44.5	15.2	21.0	-	-	112.9	110.2	60.0	253.3	240.0	108.0	12.2	220	2.14
4	47.9	43.8	15.0	21.2	-	-	112.8	110.2	60.0	253.3	240.0	110.0	12.2	220	2.14
5	48.2	44.1	15.1	21.2	-	-	112.8	110.2	60.0	253.3	245.0	110.0	12.2	220	2.14
เฉลี่ย	47.2	43.1	15.2	21.7	-	-	112.9	110.2	60.0	253.3	239.0	108.4	12.1	220	2.14

ตารางที่ ก.5 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน หลังติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ $T_{wi} = 20$ องศาเซลเซียส

ครั้งที่	ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน หลังทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ $T_{wi} = 20$ องศาเซลเซียส														
	อุณหภูมิน้ำร้อน		อุณหภูมิน้ำเย็น		อุณหภูมิเข้า	อุณหภูมิออก	อุณหภูมิสารทำความเย็น		แรงดันที่คอมเพรสเซอร์				กระแสไฟฟ้า	กำลังไฟฟ้า	
	T_{w1}	T_{w2}	T_{w3}	T_{w4}	T_{wi}	T_{wo}	T_5	T_6	P_1	P_2	P_3	P_4	Amp	Volte	Wcom/kw
1	44.5	40.5	15.8	23.8	20.4	23.6	113.6	107.6	60	251	245	107	11.6	220	2.04
2	44.9	40.8	15.7	23.6	20.3	23.5	113.4	107.6	60	251	245	108	11.6	220	2.05
3	44.7	40.6	15.7	23.6	20.3	23.4	112.9	107.6	60	251	245	109	11.6	220	2.05
4	45.1	40.9	15.4	22.8	20.2	23.1	113.8	107.6	61	251	245	110	11.6	220	2.05
5	45.3	41.1	15.3	22.7	20.1	23.1	113.3	107.6	62	251	245	110	11.6	220	2.05
เฉลี่ย	44.9	40.8	15.6	23.3	20.3	23.3	113.4	107.6	60.6	251	245	108.8	11.6	220	2.04

ตารางที่ ก.6 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน หลังติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน

แบบที่อรองเกลียว

ครั้งที่	ตารางที่ ก.6 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน หลังทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่ออโรงเกลียว $T_{wi} = 20$ องศาเซนเซียส																
	อุณหภูมิไ้ร้อน		อุณหภูมิไ้เย็น		อุณหภูมิเข้า	อุณหภูมิออก	อุณหภูมิสารทำความเย็น		แรงดันที่คอมเพรสเซอร์		แรงดันที่เออร์เนชันวาล์ว		Amp	Volte	กำลังไฟฟ้า		
	T_{w1}	T_{w2}	T_{w3}	T_{w4}	T_{wi}	T_{wo}	T_5	T_5	P_1	P_2	P_3	P_4	Amp	Volte	Wcom/kW		
1	45.8	41.8	15.6	24.1	20.4	26.3	112.9	102.4	60	247.6	246	109	10.6	220	1.87		
2	44.2	40.1	15.7	24.6	20.3	26.8	112.8	102.4	60	247.6	247	110	10.6	220	1.87		
3	44.2	40.1	15.4	24.2	20.3	26.2	112.8	102.4	62	247.6	248	111	10.6	220	1.87		
4	45.6	41.4	15.4	24.2	20.2	26.1	112.7	102.4	62	247.6	248	111	10.6	220	1.87		
5	44.8	40.6	15.3	24.1	20.1	26.1	112.6	102.4	63	247.6	248	111	10.6	220	1.87		
เฉลี่ย	44.9	40.8	15.5	24.24	20.3	26.3	112.8	102.4	61.4	247.6	247.4	110.4	10.6	220	1.87		

ตารางที่ ก.7 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว
ที่อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อน 20 °C

ครั้งที่	ตารางที่ ก.7 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน หลังทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว $T_{wi} = 20$ องศาเซนเซียส													
	อุณหภูมิไอน้ำร้อน		อุณหภูมิไอน้ำเย็น		อุณหภูมิน้ำเข้า		อุณหภูมิน้ำออก		อุณหภูมิสารทำความเย็น		แรงดันที่คอยล์แรงดันสูง		แรงดันที่คอยล์แรงดันต่ำ	
	T_{w1}	T_{w2}	T_{w3}	T_{w4}	T_{wi}	T_{wo}	T_5	T_6	P_1	P_2	P_3	P_4	Amp	Volte
1	45.1	42.7	25.2	29.8	20.1	38.8	106.6	42.2	30	190	184	65	6.40	220
2	45.1	42.8	29.9	31.6	21.4	40.8	108.9	45.2	25	200	195	52	7.00	220
3	45.4	43.6	35.4	36.8	20.0	45.1	105.7	46.1	15	200	180	28	6.80	220
4	45.7	44.4	40.1	40.8	20.1	36.5	91.3	35.5	10	185	180	26	6.80	220
5	45.5	44.7	45.0	45.8	19.9	32.4	81.3	33.7	8.00	170	103	23	6.80	220

ตารางที่ ก.8 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว
ที่อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อน 25 °C

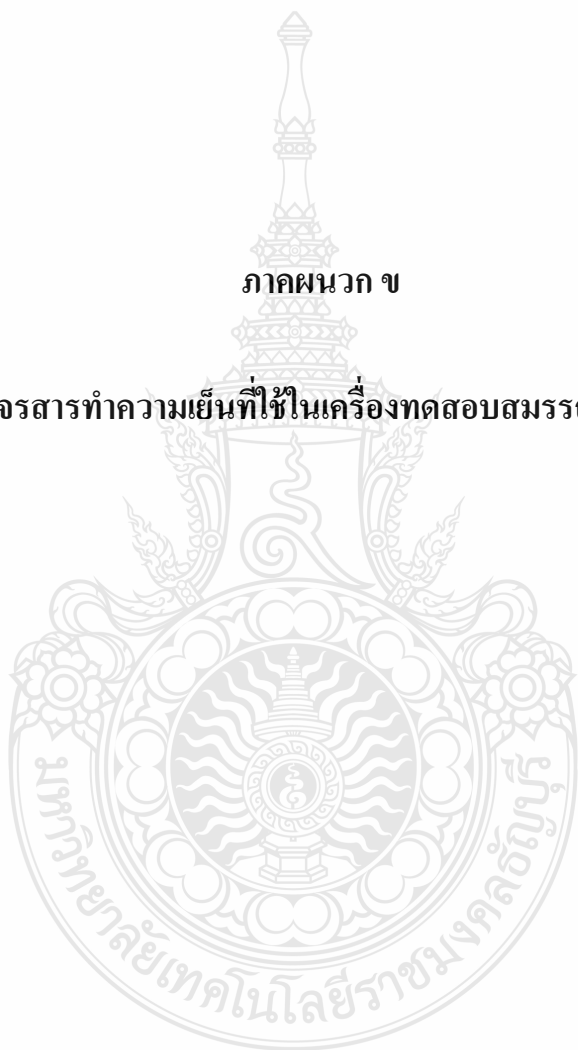
ครั้งที่	ตารางที่ ก.8 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน หลังทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว $T_{wi} = 25$ องศาเซลเซียส															
	อุณหภูมิไอน้ำร้อน		อุณหภูมิไอน้ำเย็น		อุณหภูมิน้ำเข้า อลูมิเนียมออกไซด์		อุณหภูมิสารทำความเย็น		แรงดันที่คอมเพรสเซอร์		แรงดันที่คอนเดนเซอร์		แรงดันที่เอวเจอร์		กำลังไฟฟ้า	
	T_{w1}	T_{w2}	T_{w3}	T_{w4}	T_{wi}	T_{wo}	T_5	T_6	P_1	P_2	P_3	P_4	Amp	Voile	Wcom.kW	
1	45.1	42.5	25.1	27.3	25.3	41.8	103	46.1	35	180	180	60	7.60	220	1.338	
2	45.0	42.8	29.5	30.7	25.9	46.7	112.2	25.7	30	205	200	60	7.50	220	1.320	
3	45.1	43.4	35.7	37.1	25.4	41.4	103.8	47.8	24	226	220	48	7.70	220	1.355	
4	44.8	43.7	39.9	40.7	26.2	46.1	113.9	50.5	16	225	220	34	7.60	220	1.338	
5	45.3	44.8	45.1	45.5	25.4	35.6	95.2	36.7	11	193	190	28	6.50	220	1.144	

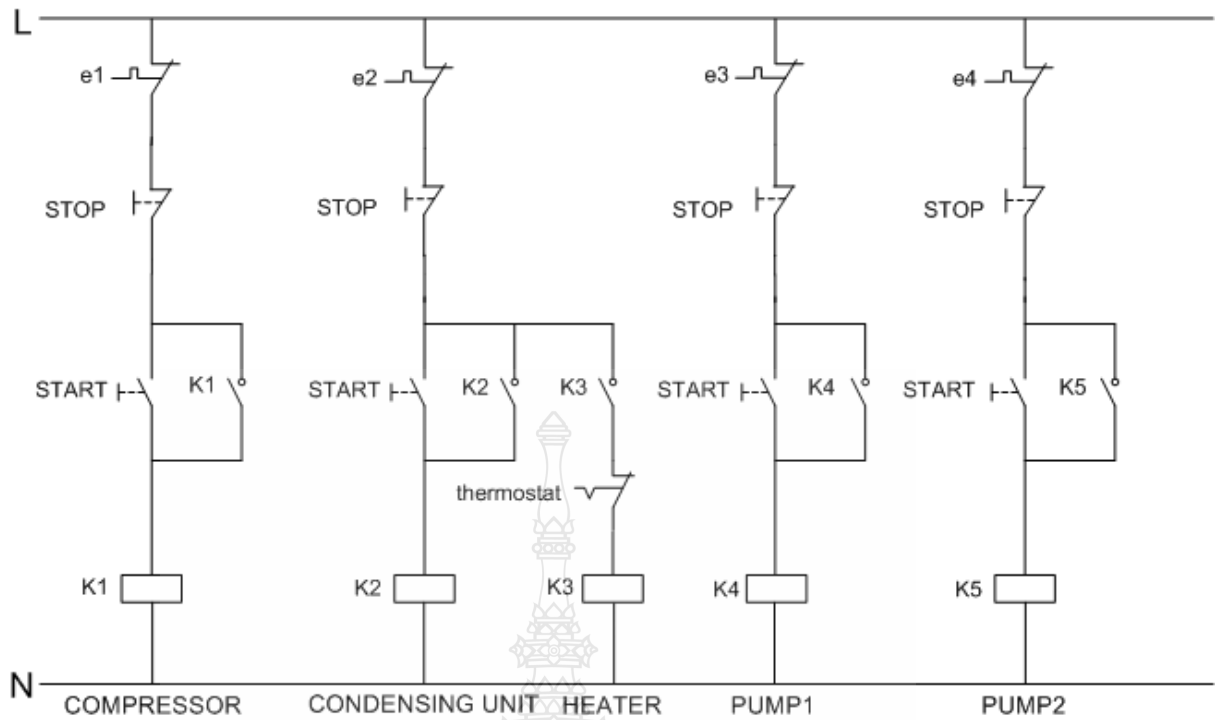
ตารางที่ ก.9 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว $T_{wi} = 30$ องศาเซลเซียส ที่อุณหภูมิน้ำแลกเปลี่ยนความร้อน $30^{\circ}C$

ครั้งที่	ตารางที่ ก.9 ผลการทดลองเครื่องทำความเย็นทำงาน หลังทำการติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว $T_{wi} = 30$ องศาเซลเซียส																				
	อุณหภูมิไอน้ำร้อน		อุณหภูมิไอน้ำเย็น		อุณหภูมิไอน้ำเข้า		อุณหภูมิไอน้ำออก		อุณหภูมิสารทำความเย็น		แรงดันที่คอมเพรสเซอร์		แรงดันที่คอยล์แทนจนวนวล์		กระแสไฟฟ้า		กำลังไฟฟ้า				
	T_{w1}	T_{w2}	T_{w3}	T_{w4}	T_{wi}	T_{wo}	T_{wo}	T_{wi}	T_1	T_2	T_3	T_4	T_5	T_6	P_1	P_2	P_3	P_4	Amp	Volte	Wcom.kW
1	45	42.5	25.8	30	29	53	53	105.8	48.8	34	210	195	70	8.00	220	220	220	220	8.00	220	1.408
2	44.8	42.8	31.2	33.4	30.2	52.8	52.8	112.2	50.9	36	215	205	65	8.00	220	220	220	220	8.00	220	1.408
3	45.3	44.0	35.5	36.3	30.3	37.0	37.0	92.2	40.2	22	220	220	40	7.40	220	220	220	220	7.40	220	1.302
4	45.1	44.4	39.7	40.3	30.3	37.2	37.2	95.6	37.0	14	210	211	32	7.50	220	220	220	220	7.50	220	1.320
5	45.6	45.3	45.1	45.6	29.9	40.2	40.2	77.2	39.2	12	210	200	30	8.00	220	220	220	220	8.00	220	1.408

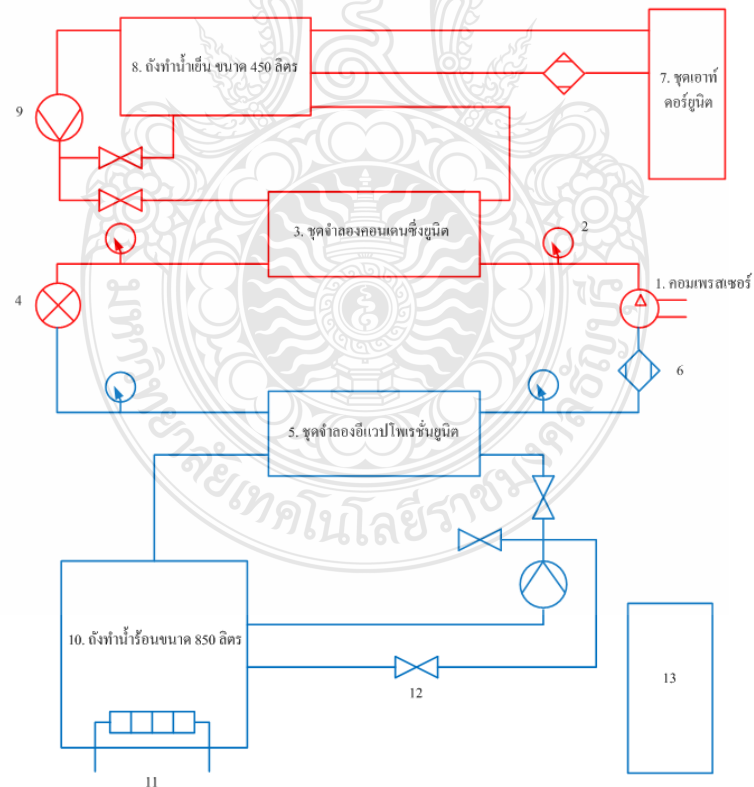
ภาคผนวก ข

วงจรไฟฟ้าและวงจรสารทำความเย็นที่ใช้ในเครื่องทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น

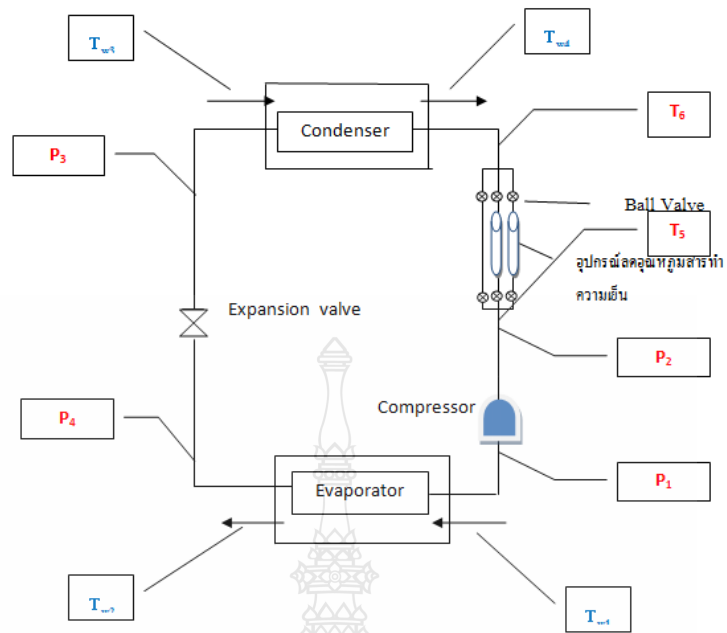




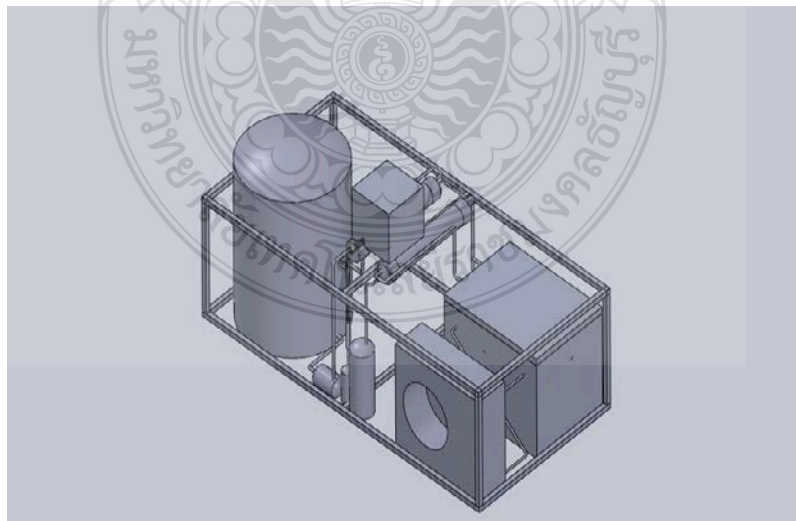
รูปที่ ข.1 วงจรไฟฟ้าควบคุมของชุดทดสอบเครื่องทำความเย็น



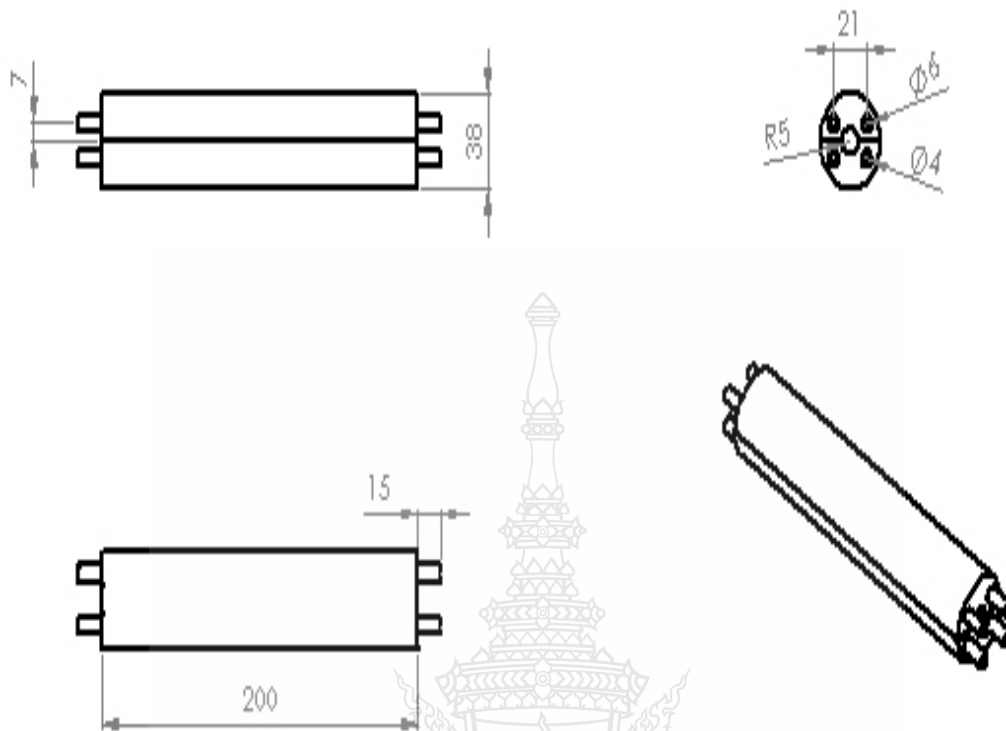
รูปที่ ข.2 วงจรสารทำความเย็น และวงจรน้ำร้อนน้ำเย็นของชุดทดสอบ



รูปที่ ข.3 วงจรสารทำความเย็นและการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และแบบท่อร่องเกลียว



รูปที่ ข.4 ภาพไอโซเมตริกชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็น



รูปที่ ข.6 ภาพไอโซเมตริกอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ

ภาคผนวก ค

P-h Diagram for R-22, พีซีสารมอนทรีออลว่าด้วยสารทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน





































พิธีสารมอนทรีออลว่าด้วยสารทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน

(Montreal Protocol on Substances That Deplete the Ozone Layer)

พิธีสารมอนทรีออล คือสนธิสัญญาสากลที่กำหนดขึ้นเพื่อควบคุม, ยับยั้ง, และรณรงค์ให้ลดการผลิต และการใช้สารทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน เพื่อรักษาชั้นบรรยากาศโอโซนที่เริ่มจะสูญสลายไปเนื่องจากสารเหล่านี้ โดยพิธีสารได้เปิดให้ประเทศต่างๆ ลงนามเป็นประเทศภาคีสมาชิกในวันที่ 16 กันยายน พ.ศ. 2530 (1987) และเริ่มใช้บังคับตั้งแต่วันที่ 1 มกราคม พ.ศ. 2532 (1989) เป็นต้นมาตั้งแต่บัดนั้นมาได้มีการแก้ไขปรับปรุงพิธีสาร 5 ครั้งด้วยกัน ครั้งแรก ณ กรุงลอนดอน สหราชอาณาจักร เมื่อ พ.ศ. 2533 (1990), ครั้งที่สอง ณ กรุงโคเปนเฮเกน ประเทศเดนมาร์ก เมื่อ พ.ศ. 2535 (1992), ครั้งที่สาม ณ กรุงเวียนนา สาธารณรัฐออสเตรีย เมื่อ พ.ศ. 2538 (1995), ครั้งที่สี่ ณ เมืองมอนทรีออล ประเทศแคนาดา เมื่อ พ.ศ. 2540 (1997) และครั้งที่ห้า ณ กรุงปักกิ่ง สาธารณรัฐประชาชนจีน เมื่อ พ.ศ. 2542 (1999) เนื่องจากมีการนำไปใช้อย่างกว้างขวาง ทั้งได้รับเสียงสนับสนุน และชื่นชมจากนานาประเทศและหลาย ๆ องค์กร พิธีสารมอนทรีออลจึงได้รับการยกย่องให้เป็นตัวอย่างการร่วมมือกันระหว่างประเทศในการแก้ไขปัญหาในระดับนานาชาติ

จุดประสงค์ของสนธิสัญญานี้ได้ระบุโดยบรรดาประเทศที่ลงนามในพิธีสารได้แถลงว่า

...ผู้ลงนามในสัญญาทราบดีว่าการแพร่กระจายของสารประกอบหนึ่งๆ (สารทำลายชั้นบรรยากาศโอโซน) ทั่วโลกได้ทำให้ชั้นโอโซนหมดไปหรือเปลี่ยนแปลงไปอย่างมากในระดับที่สามารถส่งผลกระทบต่อสุขภาพของมวลมนุษยชาติและสิ่งแวดล้อมได้ ผู้ลงนามในสัญญาจึงตกลงที่จะปกป้องชั้นบรรยากาศโอโซน โดยการวางมาตรการล่วงหน้าเพื่อควบคุมการแพร่กระจายของสารประกอบที่ทำลายชั้นโอโซนทั่วโลกให้เท่ากับปริมาณโอโซนที่หมดไป พร้อมด้วยจุดมุ่งหมายสูงสุดในการกำจัดสารเหล่านี้ซึ่งจะเป็นไปตามพัฒนาการ ในด้านความรู้ทางวิทยาศาสตร์ที่กำลังก้าวไปข้างหน้า และผู้ลงนามในสัญญาก็รับรู้ด้วยว่าข้อกำหนดพิเศษจะต้องร่างขึ้นเพื่อให้ตรงกับความเป็นของประเทศที่กำลังพัฒนา...

บรรดาประเทศที่ลงนามในสัญญาที่ยินยอมที่จะดำเนินการจำกัดการผลิตและการใช้ผลิตภัณฑ์ที่มีสารคลอโรฟลูโอโรคาร์บอน (CFC) ประกอบอยู่ด้วยรวมไปถึง

ภายใน พ.ศ. 2534-2535 : ควบคุมระดับการใช้และการผลิตสารที่อยู่ในประเภทที่ 1 ของ Annex A ไม่ให้เกิน 150% ของระดับการใช้และการผลิตสารดังกล่าวในปี พ.ศ. 2529

ภายใน พ.ศ. 2537 : ควบคุมระดับการใช้และการผลิตสารที่อยู่ในประเภทที่ 1 ของ Annex A ไม่ให้เกิน 25% ของระดับการใช้และการผลิตสารดังกล่าวในปี พ.ศ. 2529

ภายใน พ.ศ. 2539 : ยุติการใช้และการผลิตสารที่อยู่ในประเภทที่ 1 ของ Annex A
โดยคาดว่าจะการยุติการใช้สาร HCFC ที่มีผลต่อสภาพแวดล้อมน้อยกว่าเพิ่งเริ่มขึ้นเมื่อ
พ.ศ. 2539 คาดว่าจะสามารถหยุดการใช้และการผลิตสารนี้ได้อย่างสมบูรณ์ภายใน พ.ศ. 2573

ตาราง มาตรฐานการควบคุมตามพิธีสารมอนทรีออล

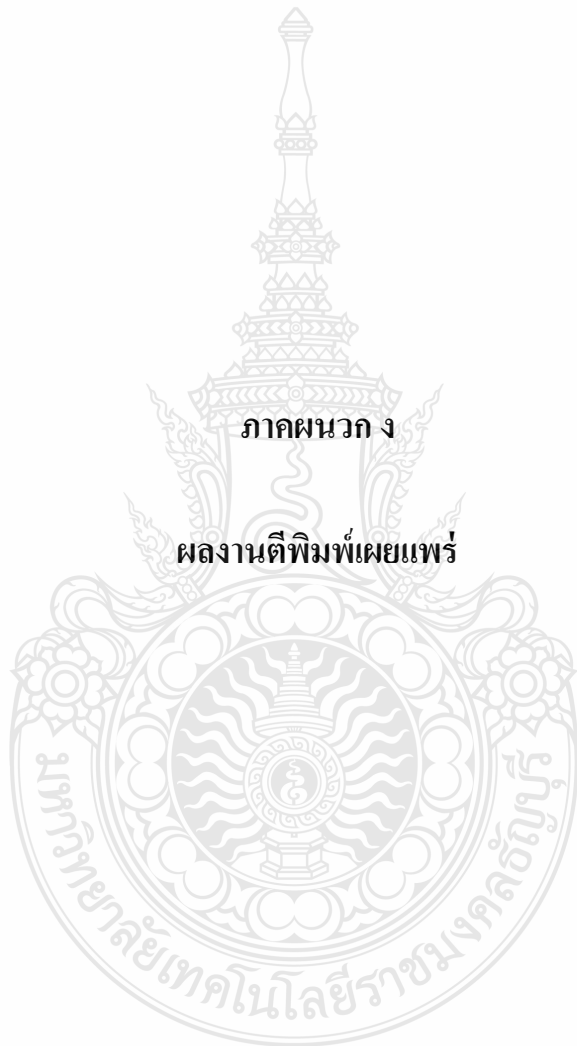
สาร	ประเทศพัฒนาแล้ว		ประเทศกำลังพัฒนา	
	ควบคุม ปริมาณการ ใช้ให้คงที่	ยกเลิก	ควบคุม ปริมาณการ ใช้ให้คงที่	ยกเลิก
Chlorofluorocarbons (CFCs) <u>Group I</u> <u>Annex A</u>	1 ก.ค.2532	1 ม.ค. 2539	1 ก.ค. 2542	1 ม.ค. 2553
Halons <u>Group</u> <u>II Annex A</u>	-	1 ม.ค. 2537	1 ม.ค. 2545	1 ม.ค. 2553
Other Fully Halogenated CFCs <u>Group I</u> <u>Annex B</u>	-	1 ม.ค. 2539	-	1 ม.ค. 2553
Carbon Tetrachloride <u>Group</u> <u>II Annex B</u>	-	1 ม.ค. 2539	-	1 ม.ค. 2553
Methyl Chloroform Group III Annex B	1 ก.ค.2536	1 ม.ค. 2539	1 ม.ค. 2543	1 ม.ค. 2558
Hydrochlorofluorocarbons (HCFCs) <u>Group I</u> <u>Annex C</u>	1 ก.ค.2539	1 ม.ค. 2573	1 ม.ค. 2559	1 ม.ค. 2583
Hydrobromofluorocarbons* <u>Group II Annex C</u>	-	1 ม.ค. 2539	-	-
Bromochlorometane* <u>Group III Annex C</u>	-	1 ม.ค. 2543	-	-
Methy Bromide	1 ก.ค.2538	1 ม.ค. 2548	1 ม.ค. 2545	1 ม.ค. 2558

Annex E				
---------	--	--	--	--



ภาคผนวก ง

ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่





การถ่ายทอด พลังงานความร้อนและมวล

ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 13

วันที่ 13-14 มีนาคม 2557

ณ เจ้าหลาว คาบาน่า รีสอร์ท จังหวัดจันทบุรี



คณะกรรมการการจัดการประชุมวิชาการ
เรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ ๑๓)
ระหว่างวันที่ ๑๓-๑๔ มีนาคม ๒๕๕๗
ณ เจ้าหลาว คาบาน่า รีสอร์ท จังหวัดจันทบุรี

ที่ปรึกษาคณะกรรมการจัดการประชุม

คณบดีคณะวิศวกรรมศาสตร์
 หัวหน้าภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการจัดการประชุม

๑. ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ	เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะกรรมการ
๒. รองศาสตราจารย์ ดร.นคร	ทิพย์วงศ์	กรรมการ
๓. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เศรษฐ์	สัมพันธ์ตะกุล	กรรมการ

คณะอนุกรรมการฝ่ายพิจารณาบทความ

๑. ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ	เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะอนุกรรมการ
๒. รองศาสตราจารย์ ดร.นคร	ทิพย์วงศ์	กรรมการ
๓. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศิวะ	อัญฉรีย์วิริยะ	กรรมการ
๔. ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เศรษฐ์	สัมพันธ์ตะกุล	กรรมการ

คณะอนุกรรมการฝ่ายติดต่อประสานงาน/ต้อนรับ

๑. อาจารย์ ดร.ณัฐณี	วรัชศ	ประธานคณะอนุกรรมการ
๒. อาจารย์ ดร.ชาย	รังสิยากุล	อนุกรรมการ
๓. นายวันรบ	กิตินาน	อนุกรรมการ
๔. นางสาววาสนา	คำโอกาส	อนุกรรมการ

คณะอนุกรรมการฝ่ายลงทะเบียน/การเงิน

๑. อาจารย์ ดร.ณัฐณี	วรัชศ	ประธานคณะอนุกรรมการ
๒. นายวันรบ	กิตินาน	อนุกรรมการ
๓. นางสาววาสนา	คำโอกาส	อนุกรรมการ
๔. นางสาวเจนทิรา	อุ้นแสง	อนุกรรมการ

คณะอนุกรรมการฝ่ายเอกสาร

๑. ศาสตราจารย์ ดร.ทงเกียรติ	เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะอนุกรรมการ
๒. อาจารย์ ดร.ณัฐณี	วรัชศ	อนุกรรมการ
๓. นายวันรบ	กิตินาน	อนุกรรมการ
๔. นายนเรศ	ใหญ่วงศ์	อนุกรรมการ

37. ความเป็นไปได้ของการใช้กากตะกอนจากโรงงานผลิตเยื่อกระดาษจากชานอ้อยผลิตเป็นแก๊สเชื้อเพลิง POSSIBILITY OF USING BAGASSE PULP MILL SLUDGE AS FUEL GAS	203
38. ความต้านทานความร้อนของเทอร์โมไซฟอนที่ใช้สารทำงานซิลเวอร์นาโนฟลูอิด A TWO PHASE CLOSED THERMOSYPHON USING SILVER NANOFUIDS ; A THERMAL RESISTANCE BEHAVIOUR STUDY	209
39. มุมเอียงที่มีผลต่อคุณลักษณะการถ่ายเทความร้อนของเทอร์โมไซฟอนรูปทรงตัวไอ A THERMAL BEHAVIOUR OF I-SHAPE A TWO PHASE CLOSED THERMOSYPHON ; ANGLE OF INCLINATION STUDY	215
40. การประหยัดพลังงานในกระบวนการอบไก่สมุนไพร ENERGY SAVING FOR HERB CHICKEN OVEN	220
41. อิทธิพลของการใช้ครีบร่วมกับปีกต่อการถ่ายเทความร้อนในช่องขนานสี่เหลี่ยมผืนผ้า EFFECT OF COMBINED RIB AND DELTA-WINGLET ON HEAT TRANSFER IN A RECTANGULAR CHANNEL	225
42. การลดปริมาณก๊าซไนตรอกออกไซด์จากการเผาไหม้เชื้อเพลิงชีวมวลในเตาฟลูอิดไดซ์เบดโดยใช้ เทคนิคการเผาไหม้เชื้อเพลิงแบบเป็นชั้น	231
43. การศึกษาการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เพื่อลดอุณหภูมิของสาร ทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น STUDY TO THE HEAT EXCHANGER TURBO FIN. TO REDUCE THE TEMPERATURE OF THE REFRIGERANT BEFORE ENTERING THE CONDENSER	237
44. การเพิ่มการถ่ายเทความร้อนในท่อกลมด้วยการสอดใส่ครีبدัวยี่ HEAT TRANSFER ENHANCEMENT IN CIRCULAR TUBE WITH V-SHAPED RIB INSERTS	245
45. คุณลักษณะเชิงความร้อนในท่อสี่เหลี่ยมผืนผ้าด้วยครีبدัวยี่ THERMAL CHARACTERISTICS IN A RECTANGULAR DUCT WITH V-RIBS	251
46. การศึกษาเชิงตัวเลขของการไหลของอากาศในห้องแยกโรคสำหรับผู้ติดเชื้อโรคระบาด NUMERICAL STUDY OF AIRFLOW IN AIRBORNE INFECTION ISOLATION ROOM	256
47. ลักษณะทางความร้อนของเครื่องอบแห้งพลังงานแสงอาทิตย์แบบพลังงานความร้อน ร่วมที่ติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อความร้อนชนิดสั้นวงรอบที่ติดตั้งวาล์วกันกลับ THERMAL CHARACTERISTICS OF COMBINED SOLAR DRYERS INSTALLED CLOSED-LOOP OSCILLATING HEAT PIPE WITH CHECK VALVES (CLOHP / CV) HEAT EXCHANGER	262
48. การทดลองการลดการสูญเสียความร้อนที่ส่วนกันความร้อนของท่อเทอร์โมไซฟอนด้วยท่อออสซิลเลต EXPERIMENTS TO REDUCE HEAT LOSS AT ADIABATIC SECTION OF THERMOSYPHON WITH ACRYLIC TUBE	267

การศึกษาการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว เพื่อลดอุณหภูมิ ของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น

STUDY TO THE HEAT EXCHANGER TURBO FIN. TO REDUCE THE TEMPERATURE OF THE REFRIGERANT BEFORE ENTERING THE CONDENSER

นิมิศร์ จินตนาฤทัยกุล

สถาพร ทองวิเศษ

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลพระนคร

39 หมู่ 1 ถนนรังสิต-นครนายก

รังสิตบุรี จ. ปทุมธานี 12110

โทรศัพท์: 081-7009234

โทรสาร 02229-1313

E-mail: nimit2505@hotmail.com

บทคัดย่อ งานวิจัยฉบับนี้เป็นการศึกษาเชิงทดลอง การเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนลดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น เพื่อเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะ (COP) อัตราส่วนประสิทธิผลการใช้พลังงาน (EER) และความต้องการพลังงาน (Input power) เพื่อเปรียบเทียบก่อนติดตั้ง หลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ และหลังติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว ใช้เครื่องทำความเย็นขนาด 24,560 Btu/hr และสารทำความเย็น R-22 ในการศึกษาใช้ชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็นที่ใช้ น้ำเป็นตัวทำแทนอุณหภูมิทดสอบแทนอากาศ ใช้เทคนิคการไหลแบบสวนทาง (Counter flow) ได้อัตราการไหลของน้ำเย็นที่ 0.175 L/s ที่อุณหภูมิ 15 °C และน้ำที่ใช้เป็นการให้แก่วัสดุทำความเย็นที่อุณหภูมิ 45 °C จากการศึกษาทดลองก่อนติดตั้งพบว่า มีค่าเฉลี่ย COP, EER และค่าความต้องการพลังงาน อยู่ที่ 3.35, 11.43 (Btu/hr)/W. และ 2,149 W. ตามลำดับ หลังติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ 3.52, 12.01 (Btu/hr)/W. และ 2,040 W. ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว 3.84, 13.1 (Btu/hr)/W. และ 1,875 W. ตามลำดับ ซึ่งจากผลการทดสอบหลังติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบมีค่า EER สูงขึ้น 5% สามารถลดใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 4.8 % และหลังติดตั้งเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียวมีค่า EER สูงขึ้น 14.6 % สามารถลดใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 12.8 % ดังนั้นการนำอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียวมาติดตั้งกับเครื่องปรับอากาศ จะช่วยเพิ่มสมรรถนะและลดการใช้พลังงานไฟฟ้าลงได้

คำสำคัญ : อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบ อุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว

Abstract This is an experimental research study. Increase heat exchanger reduce the temperature before entering the condenser cooling to study the it was found that the coefficient performance (COP) energy efficiency ratio (EER) and energy demand to compare pre-installed After installation of the heat exchanger tube surface. And after installation of the heat exchanger tube turbo fin. Refrigeration 24,560 Btu/hr and the refrigerant R-22 in study using refrigeration performance tests used to determine the test temperature water instead of air. Counter the flow rate of cold water at 0.175 L/s at a temperature of 15 °c and a burden to the water cooler at a temperature of 45 °c was found to have an average pre-installed. COP and EER and the energy demand is 3.35, 11.43 (Btu/hr)/W, and 2,149 W, respectively. After installing a heat exchanger surface Reap found that the average pre-installed. COP and EER and the energy

demand is 3.53, 12.01 (Btu/hr)/W, and 2,040 W, respectively. Respectively, when installing a heat exchanger tubes turbo fin was found that the average COP, EER and the energy demand of 3.84, 13.1 (Btu/hr)/W, and 1,875 W, respectively. The results of the test after installing a heat exchanger tube surface with High EER up 5 % reduction in electricity of 4.8 % and after installation of the heat exchanger tubes turbo fin with EER up 14.6 % can 12.8% reduction in electricity consumption.

Keywords : heat exchanger tube surface/ heat exchanger tubes turbo fin

1. บทนำ

เนื่องจากประเทศไทยที่อยู่ในเขตภูมิอากาศ มีอากาศร้อนชื้นเกือบตลอดทั้งปี และยังมีปัญหามลพิษทางสิ่งแวดล้อมในเมืองใหญ่ ๆ จึงมีการใช้ระบบปรับอากาศเพื่อทำความเย็นให้เกิดความรู้สึกสบายแก่ผู้ใช้งานอย่างแพร่หลายโดยทั่วไปในภาคอุตสาหกรรม อุตสาหกรรมพลังงาน พลังงานต่าง ๆ ทั้งภาครัฐและเอกชน ผู้บริโภคให้ความสำคัญเกี่ยวกับการทำความเย็นไม่ว่าจะเป็นเครื่องปรับอากาศ ตู้เย็น ตู้แช่ เครื่องทำน้ำแข็ง เป็นต้น มีผลกับการเปลี่ยนแปลงค่าใช้จ่ายพลังงานต่าง ๆ ที่ภาคธุรกิจและเอกชน ผู้บริโภคให้ความสำคัญเพิ่มขึ้น ผู้ใช้ไม่เพียงแต่จะคำนึงถึงการประหยัดค่าไฟฟ้าที่มากขึ้น ดังนั้นการที่จะหาวิธีประหยัดพลังงานไฟฟ้าของระบบทำความเย็น โดยไม่ทำให้ถึงผลเสียต่อความสะอาดของตู้เย็น และประหยัดค่าใช้จ่าย เคมีประเภทอื่นต่อผู้ใช้เอง และต่อประเทศชาติโดยส่วนรวม ก็ผ่านสภาพภูมิประเทศและลักษณะภูมิอากาศที่มีผลกระทบต่าง ๆ มากมาย ค่าใช้จ่ายในการใช้พลังงานของเครื่องปรับอากาศ และผู้ใช้งานทำการศึกษาค้นคว้า วิจัย และพัฒนา ปรับปรุงประสิทธิภาพเครื่องทำความเย็นให้ใช้พลังงานน้อยลง มีการประเมินผลดังนี้

1.1) การลดอุณหภูมิด้วยฉนวนหุ้ม การเพิ่มความสามารถการถ่ายเทความร้อนหรือเกิดการควบแน่นของสารทำความเย็นที่คอนเดนเซอร์ เป็นวิธีแนวทฤษฎีที่ช่วยลดประสิทธิภาพของเครื่องทำความเย็น และลดการใช้พลังงาน เช่น การใช้น้ำมันสูงโมเลกุลของอุณหภูมิของอากาศชั้นในคอนเดนเซอร์ของเครื่องทำน้ำแข็ง พบว่าลดการใช้พลังงานได้ 10% [1] การใช้ฉนวนสูงโมเลกุลของอุณหภูมิร่วมกับอินเวอร์เตอร์ของเครื่องปรับอากาศ พบว่าสามารถลดการใช้กำลังไฟฟ้าได้เฉลี่ย 31.04% เมื่อเทียบกับเครื่องปรับอากาศแบบทั่วไป [2] การเพิ่มการระบายความร้อนด้วยอากาศ โดยการติดตั้งหลอดอุณหภูมิของอากาศ ที่คอนเดนเซอร์ของเครื่องปรับอากาศแบบรวมศูนย์ เพื่อลดอุณหภูมิของอากาศที่เข้าห้อง ห้องระบายความ

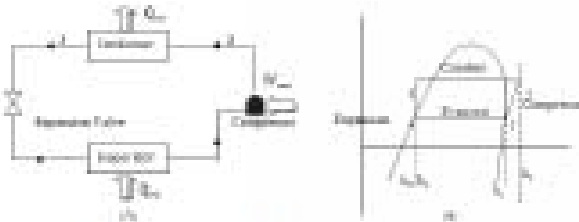
ร้อนให้กับคอนเดนเซอร์ โดยติดตั้งหลอดอุณหภูมิของอากาศที่คอนเดนเซอร์ปรับอากาศขนาด 200 ลิตรความเย็น ที่มีการใช้พลังงาน 24 ชั่วโมงต่อวัน ในแต่ละฤดูกาล ของประเทศไทย พบว่าปริมาณการใช้พลังงานลดลง 8.55% ในฤดูร้อน, ลด 5.58% ในฤดูฝน และลด 4.03% ในฤดูหนาวตามลำดับ [3] การระบายความร้อนคอนเดนเซอร์ในปรับอากาศร่วมกับไอพ่น (AWCC) พบว่าค่าสัมประสิทธิ์ของรรถนะ และอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานที่สูงกว่าระบบระบายความร้อนแบบอากาศผ่านเสีย (ACC) 14.94 และ 9.88 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ ประสิทธิภาพของไฟฟ้าได้ 3.55 เปอร์เซ็นต์ ส่วนระบบที่ใช้คอนเดนเซอร์ระบายความร้อนด้วยอากาศร่วมกับไอพ่น (ACPC) มีค่าสัมประสิทธิ์ของรรถนะ และอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงานที่สูงกว่าระบบระบายความร้อนแบบอากาศ (ACC) 21.84 และ 15.08 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ และประสิทธิภาพของไฟฟ้าได้ประมาณ 4.79 เปอร์เซ็นต์ [4] เครื่องปรับอากาศที่ใช้คอนเดนเซอร์แบบใช้การระบายความร้อน (AWCC) และติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบวงกบ (metal heat exchanger) เพื่อใช้ลดอุณหภูมิของน้ำก่อนเข้าคอนเดนเซอร์ พบว่าระบบที่ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบวงกบ เพื่อเข้าไปได้ ไฟฟ้า COP สูงขึ้นประมาณ 12.3 เปอร์เซ็นต์ [5]

1.2) การศึกษาการถ่ายเทความร้อน เช่น การศึกษาของหลอดที่มีท่อระบายความร้อนในเครื่องคอมเพรสเซอร์ความเย็นแบบใช้พลังงานชีวภาพใช้สแกนดิเนเวีย สามารถช่วยเพิ่มการถ่ายเทความร้อนสูงกว่าค่าเฉลี่ยโดยเฉลี่ยประมาณ 1.87 เท่า [6] การศึกษาการไหลของของไหลที่ไหลผ่านอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบวงกบโดยวิธีของสารหล่อเย็นเชิงคำนวณ พบว่า การถ่ายเทความร้อนโดยค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบวงกบมีค่ามากกว่า ค่า Nusselt number ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อเรียบที่ค่า Reynolds number เดียวกัน [7] การเพิ่มประสิทธิภาพการถ่ายเทความร้อนโดยการลดขนาดความหนาของผิวท่อ (boundary layer) โดยเพิ่มความขรุขระให้กับผิว นอกกับการเพิ่มการไหลของของไหลโดยการใส่แผ่นเพิ่มการไหลของของไหล (ribbed tape) เข้าไปในท่อ พบว่าอัตราการไหลที่ใส่แผ่นเพิ่มการไหลของของไหลสามารถเพิ่มประสิทธิภาพในการถ่ายเทความ

รับได้ถึง 30% เมื่อเทียบกับห้องเย็นและมีมากกว่าห้องเย็น เดียวที่ไม่ผ่านการไหลของมวล (8)

จากงานวิจัยที่ผ่านมา ผู้วิจัยจึงมีแนวคิดนำอุปกรณ์ และเทคโนโลยีความชื้นแบบห้องปรับอากาศมาติดตั้งกับ เครื่องปรับอากาศ เพื่อช่วยเพิ่มประสิทธิภาพและลดการใช้พลังงาน ไฟฟ้า

2. ทฤษฎีการทำความเย็น ระบบการทำความเย็นและระบบปรับอากาศโดยทั่วไปถือเป็นอุปกรณ์ที่ทำงานภายใต้วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression refrigeration cycle) ซึ่งแสดงดังรูปที่ 1 (ก) และแผนภาพความชื้น-เอนทัลปี (P-h



รูปที่ 1 (ก) วัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ (ข) แผนภาพความชื้น-เอนทัลปี

จากรูปที่ 1 เราสามารถที่จะกำหนดหา สมรรถนะ การทำงานของวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอได้ดังต่อไปนี้

1. ความสามารถในการทำความเย็นหรือปริมาณ โหลดเย็น

$$\dot{Q}_{cool} = \dot{m}_r (h_1 - h_2) \quad (1)$$

2. งานที่คอมเพรสเซอร์

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_r (h_2 - h_1) \quad (2)$$

3. ความร้อนที่ปล่อยจากคอนเดนเซอร์

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m}_r (h_2 - h_3) \quad (3)$$

4. ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance, COP)

$$COP = \frac{\dot{Q}_{cool}}{\dot{W}_{comp}} \quad (4)$$

5. ค่าอัตราส่วนประสิทธิผลการใช้พลังงาน (Energy efficiency ratio, EER)

$$EER = \frac{\dot{Q}_{cool}}{P_{input}} = \frac{BTU/hr}{watt} \quad (5)$$

6. การถ่ายโอนความร้อนจากห้องเย็นที่ไหล

diagram) ดังรูปที่ 1 (ข) โดยวัฏจักรการทำความเย็นแบบอัดไอ นี้ จะประกอบด้วยกระบวนการทำงานดังต่อไปนี้ต่อไปนี้

- กระบวนการ 1-2 คือกระบวนการอัดแบบไอเซนทรอปิก (isentropic compression process)
- กระบวนการ 2-3 คือกระบวนการระบายความร้อน (heat rejection process)
- กระบวนการ 3-4 คือกระบวนการขยายตัว (throttling process)
- กระบวนการ 4-1 คือกระบวนการดูดความร้อน (heat absorption process)

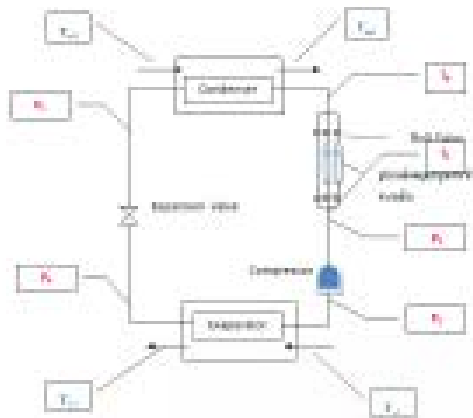
$$\dot{Q} = \dot{m}_c C_{pc} (T_{c,out} - T_{c,in}) \quad (6)$$

7. อัตราการถ่ายโอนความร้อนของโหลดเย็น

$$\dot{Q} = \dot{m}_h C_{ph} (T_{h,out} - T_{h,in}) \quad (7)$$

3. อุปกรณ์และวิธีการ

เครื่องทำความเย็นที่ใช้ในการวิจัยในครั้งนี้ใช้ คอมเพรสเซอร์แบบ ROTARY ของMITSUBISHI ขนาด 34,580 CM³/hr ใช้สารทำความเย็น R-22 ในการวิจัยครั้งนี้ ชุดทดสอบสมรรถนะเครื่องทำความเย็นโดยใช้น้ำเป็นตัวถ่ายเท ความร้อนที่ห้องคอนเดนเซอร์อากาศ ซึ่งความชื้นและอุณหภูมิ ซึ่งวัดได้จะไม่มีการก่อตัวของ ชุดทดสอบทำความเย็นสามารถใช้ในการทดสอบเครื่องทำความเย็น ซึ่งวัดความเย็นในการทดสอบ ใช้น้ำห้องเย็นแบบคอนกรีต (cellulated room type condenser) โดยชุดจ่ายของคอนเดนเซอร์ใช้ เครื่องทำความเย็น (คอมเพรสเซอร์) ขนาด 4,000 WATT สำหรับความเย็น ใช้กับน้ำในถังคอนเดนเซอร์ขนาด 850 ลิตร มี Thermostat ควบคุมอุณหภูมิของน้ำในถังเพื่อใช้ในการระเหยของน้ำในอากาศ ชุดจ่ายของอีวาพอเรเตอร์ใช้ เครื่องปรับอากาศขนาด 34,000 CM³/hr นำมาใช้เพื่อระเหยของน้ำ เป็น Evaporator บนน้ำในถังน้ำซึ่งควบคุมอุณหภูมิของน้ำ เป็น ที่ใช้น้ำเป็นตัวถ่ายเทความร้อนที่ความเย็นดังรูปที่ 2

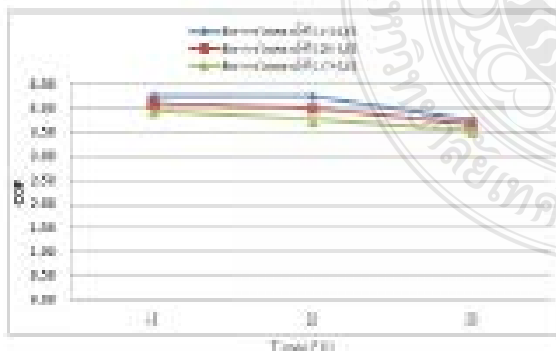


รูปที่ 5 บริเวณที่ห้องการกับหลอดลวด

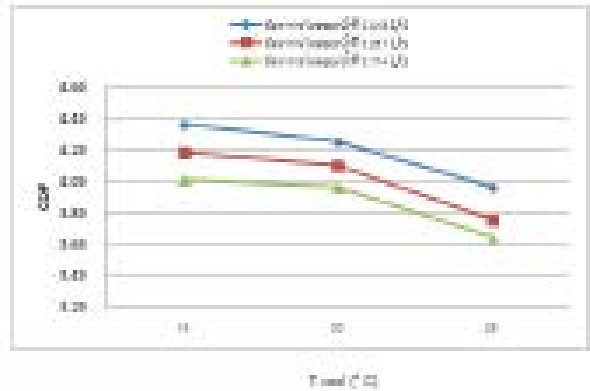
การทดสอบกำหนดอุณหภูมิน้ำเข้าเครื่องความเย็น 15°C อุณหภูมิน้ำที่เป็นภาระของเครื่องปรับอากาศ 45°C อัตราการไหลของน้ำที่ \dot{m}_w 0.174 L/s และอุณหภูมิน้ำก็เปลี่ยนแปลงโดยความเย็น 20°C ที่อัตราการไหลของน้ำ (Q) 0.0127 L/s กำหนดการไหลแบบสวน (counter flow)

4.ผลการทดลองและการอภิปรายผล

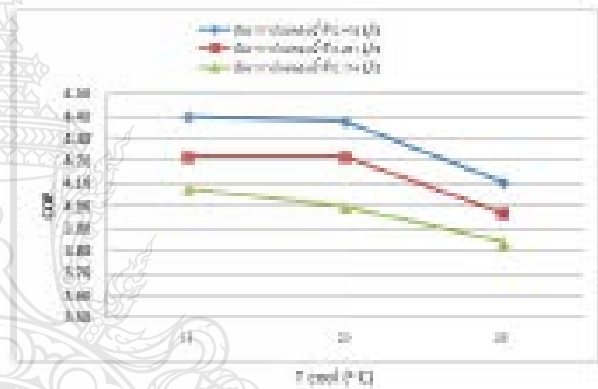
4.1 ผลการทดสอบหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะของชุดทดสอบเครื่องทำความเย็น(COP) ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้าในวโหลเมตร 35 °C, 40 °C และ 45 °C อุณหภูมิน้ำไหลเข้าเครื่องความเย็น 15 °C, 20 °C และ 25 °C ที่อัตราการไหลของน้ำ (\dot{m}_w) 0.418 L/s , 0.251 L/s และ 0.174 L/s



รูปที่ 6 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็นกับอุณหภูมิที่ไหลเข้าเครื่องความเย็น ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้ามีอุณหภูมิ 35°C



รูปที่ 7 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะกับอุณหภูมิที่ไหลเข้า เครื่องความเย็น ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้ามีอุณหภูมิ 40°C



รูปที่ 8 ความสัมพันธ์ระหว่างสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็นกับอุณหภูมิที่ไหลเข้าเครื่องความเย็น ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้ามีอุณหภูมิ 45°C

จากรูปที่ 6 รูปที่ 7 และรูปที่ 8 เมื่อเพิ่มอัตราการไหลของน้ำมีผลต่อความเย็น 3 อัตราการไหล คือ 0.418, 0.251 และ 0.174 อัตราค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (COP) เพิ่มขึ้น เมื่ออัตราการไหลของน้ำเพิ่มขึ้นที่อุณหภูมิเดียวกัน

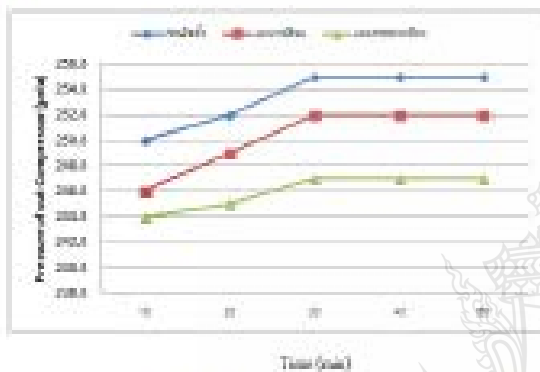
ภายใต้อัตราการไหลของอัตราการไหลและอุณหภูมิที่ไหลเข้าเครื่องความเย็นต่างกันสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (COP) จะเพิ่มขึ้น เมื่อน้ำที่ไหลเข้าในวโหลเมตรมีอุณหภูมิสูงขึ้น

ภายใต้อัตราการไหลของอัตราการไหลของน้ำมีผลต่อความเย็น และอุณหภูมิที่ไหลเข้าในวโหลเมตรเดียวกัน

สัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (COP) เพิ่มขึ้น เมื่อนำฟิล์มเคลือบผิวกระจกเป็นฉนวนกระจก

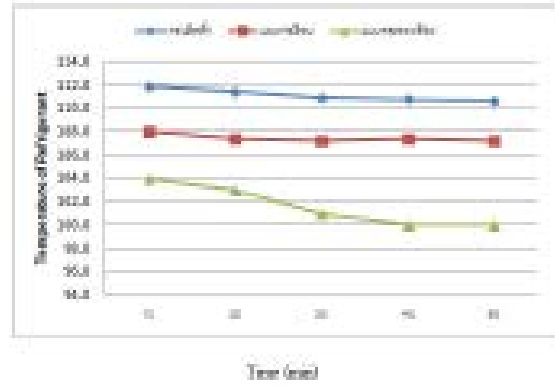
ภาพพบว่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของการทำความเย็น (COP) ที่ได้หลังจากการทดสอบ คือ 4.40 ที่อุณหภูมิน้ำไหลเข้า เครื่องทำความเย็น 15 องศาเซลเซียส และอุณหภูมิน้ำเข้าในวาล์วเทอร์โม 45 องศาเซลเซียส โดยที่ไม่มีอัตราการไหลของน้ำสูงสุด ที่ 0.418 ลิตรต่อวินาที

4.2 การทดสอบหาสัมประสิทธิ์สมรรถนะเครื่องทำความเย็น (COP) เพื่อเปรียบเทียบ ก่อนติดตั้ง หลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบ และหลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบเกลียว



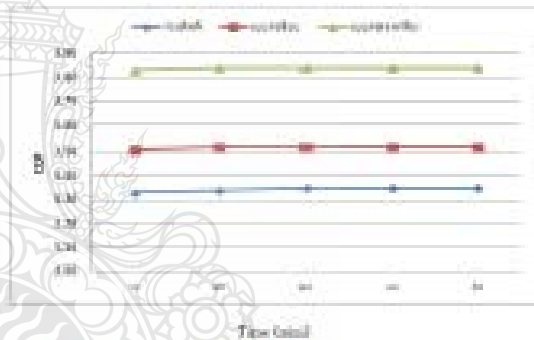
รูปที่ 9 การเปรียบเทียบความชื้นที่ออกจากคอนเดนเซอร์

จากรูปที่ 9 ความชื้นที่ออกจากคอนเดนเซอร์ ก่อนติดตั้ง หลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบ และหลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบเกลียวพบว่าความชื้นที่ออกจากคอนเดนเซอร์ ก่อนติดตั้งเมื่ออยู่ที่ 253.4 เปอร์เซ็นต์ หลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบ เมื่ออยู่ที่ 250 เปอร์เซ็นต์ และหลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบเกลียว เมื่ออยู่ที่ 248 เปอร์เซ็นต์ ความชื้นลดลง 1.28 เปอร์เซ็นต์ และ 0.62 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ



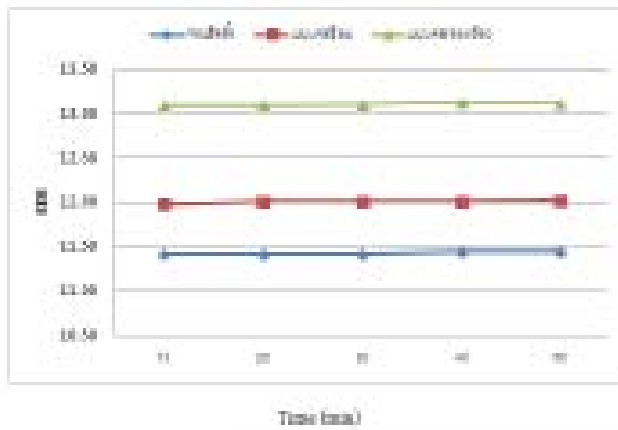
รูปที่ 10 การเปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำความเย็น ที่ออกจากอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบ

จากรูปที่ 10 เปรียบเทียบอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ออกจากอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบ เมื่ออยู่ที่ 111.2 °C หลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบ เมื่ออยู่ที่ 107.44 °C และหลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบเกลียว เมื่ออยู่ที่ 107.6 °C อุณหภูมิสารทำความเย็นลดลง 4.28 เปอร์เซ็นต์ และ 0.62 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ



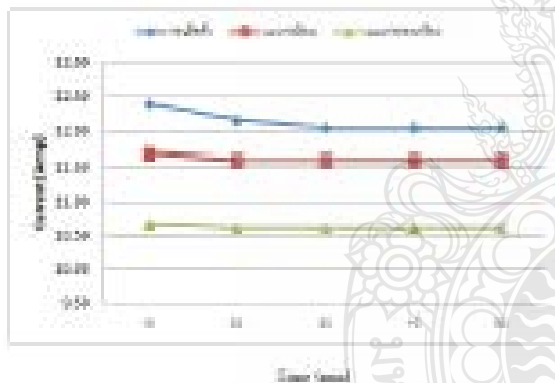
รูปที่ 11 การเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ(COP)

จากรูปที่ 11 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) ก่อนติดตั้ง พบว่าก่อนติดตั้งเมื่ออยู่ที่ 4.40 หลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบเมื่ออยู่ที่ 3.52 และหลังติดตั้งอุปกรณ์ฉนวนเปลือกความถี่ของหมอบทอเรียบเกลียว เมื่ออยู่ที่ 3.54 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) เพิ่มขึ้น 0.07 เปอร์เซ็นต์ และ 14.62 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ



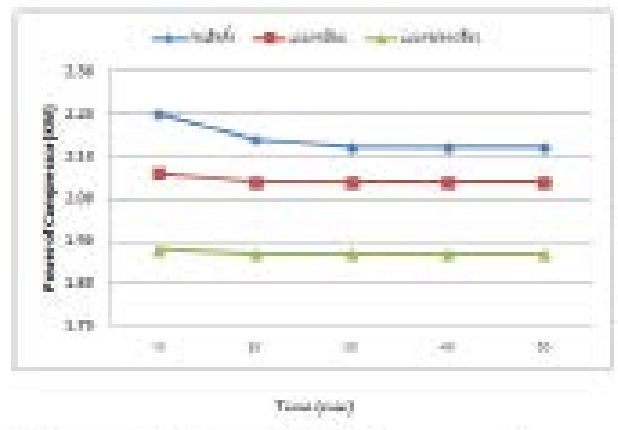
รูปที่ 12 การเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER)

จากรูปที่ 12 ผลการเปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) พบว่าก่อนติดตั้งเดิมมีอยู่ที่ 11.43 พลังสีคั่งอุปกรณ์แยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อเรียบ เดิมอยู่ที่ 12.01 และพลังสีคั่งอุปกรณ์แยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อรวมถาวร เดิมอยู่ที่ 13.11 ค่าอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) เพิ่มขึ้น 5.07 เปอร์เซ็นต์ และ 14.82 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ



รูปที่ 13 การเปรียบเทียบกระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์

จากรูปที่ 13 ผลการเปรียบเทียบกระแสไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์ พบว่า ก่อนติดตั้งกระแสไฟฟ้าเดิมอยู่ที่ 12.14 Amp พลังสีคั่งอุปกรณ์แยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อเรียบ กระแสไฟฟ้าเดิมอยู่ที่ 11.62 A และพลังสีคั่งอุปกรณ์แยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อรวมถาวรกระแสไฟฟ้า เดิมอยู่ที่ 10.63 A พบว่ากระแสไฟฟ้าลดลง 4.19 เปอร์เซ็นต์ และ 10.63 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ



รูปที่ 14 การเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์

จากรูปที่ 14 ผลการเปรียบเทียบค่ากำลังไฟฟ้าที่คอมเพรสเซอร์พบว่า ก่อนติดตั้งกำลังไฟฟ้าเดิมอยู่ที่ 2.14 KW พลังสีคั่งอุปกรณ์แยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อเรียบกำลังไฟฟ้าเดิมอยู่ที่ 2.04 KW และพลังสีคั่งอุปกรณ์แยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อรวมถาวรกำลังไฟฟ้า เดิมอยู่ที่ 1.67 KW พบว่ากำลังไฟฟ้าลดลง 4.67 เปอร์เซ็นต์ และ 14.43 เปอร์เซ็นต์ ตามลำดับ

5.สรุปผลการทดลอง

จากการทดสอบประสิทธิภาพระบบปรับอากาศ (COP) ของชุดทดสอบเครื่องทำความเย็น เราจะพบว่าเมื่อปรับอัตราการใช้ของน้ำแข็งเครื่องความเย็นเพิ่มขึ้นในชุดทดสอบเดียวกัน ค่า COP จะเพิ่มขึ้นด้วย เมื่อใช้วิธีการไหลและดูดกลืนน้ำที่ไหลเข้าเครื่องความเย็นเดียวกัน COP จะเพิ่มขึ้นเมื่อค่าที่ไหลเข้าเป็นวาล์วเปิดใช้ชุดกลืนสูงที่ และพบว่าใช้วิธีการไหลของน้ำมีผลต่อความเย็น และชุดกลืนน้ำที่ไหลเข้าเป็นวาล์วเปิดใช้ร่วมกัน COP จะเพิ่มขึ้น เมื่อค่าที่ไหลเข้าเครื่องความเย็นมีชุดกลืนสูง

การทดสอบเปรียบเทียบค่าเฉลี่ยของประสิทธิภาพระบบของการทำความเย็น (COP) ค่าเฉลี่ยอัตราส่วนประสิทธิภาพการใช้พลังงาน (EER) และค่าเฉลี่ยของค่าการทำความเย็น ก่อนติดตั้ง พลังสีคั่งอุปกรณ์แยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อเรียบ และพลังสีคั่งอุปกรณ์แยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อรวมถาวร จากผลการทดสอบพบว่า กรณีก่อนติดตั้งได้ค่าเท่ากับ 3.35, 11.43 (Btu/h)W. และ 2,149 W. ตามลำดับ กรณีติดตั้งสีคั่งเครื่องแยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อเรียบได้ค่าเท่ากับ 3.52, 12.01 (Btu/h)W. และ 2,040 W. ตามลำดับ และเมื่อติดตั้งเครื่องแยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อรวมถาวรพบว่าได้ค่าเท่ากับ 3.84 13.1 (Btu/h)W. และ 1,875 W. ตามลำดับ ซึ่งจากผลการทดสอบพลังสีคั่งเครื่องแยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อเรียบ มีค่า EER สูงขึ้น 5% สามารถลดใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 4.8% และพลังสีคั่งเครื่องแยกเบี่ยงความชื้นแบบท่อรวมถาวรมีค่า EER สูงขึ้น 14.8% สามารถลดใช้พลังงานไฟฟ้าได้ 12.8%

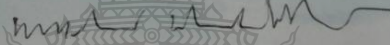


ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์
มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
ประกาศนียบัตรฉบับนี้มอบไว้เพื่อแสดงว่า

คุณนิมิตร จินตนาฤทัยกุล

ได้เข้าร่วมการนำเสนอผลงานวิจัยในการประชุมวิชาการ
การถ่ายเทพลังงาน ความร้อน และ มวล ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 13)
ณ โรงแรมเจ้าหลาว คาบนา รีสอร์ท จังหวัดจันทบุรี
ระหว่างวันที่ 13-14 มีนาคม 2557
ผลงานวิจัยเรื่อง

การศึกษาการเพิ่มอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนแบบท่อร่องเกลียว
เพื่อลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น
ให้ไว้ ณ วันที่ 14 มีนาคม 2557


(ศาสตราจารย์ ดร. ทงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์)
ประธานคณะกรรมการจัดประชุมวิชาการ



ประวัติผู้เขียน



ชื่อ - นามสกุล	นิมิตร์ จินตนาถทัยกุล
วัน เดือน ปีเกิด	1 กันยายน 2505
ที่อยู่	31/481 หมู่ที่ 17 ตำบลบึงคำพร้อย อำเภอคำลูนกา จังหวัดปทุมธานี 12150
ประวัติการศึกษา	สำเร็จการศึกษาระดับวิทยาศาสตร์บัณฑิต (เกียรตินิยมอันดับ 2) สาขาวิชาเทคโนโลยีไฟฟ้าอุตสาหกรรม จากสถาบันมหาวิทยาลัยราชภัฏราชนครินทร์ เมื่อ พ.ศ.2552
ประวัติการทำงาน	
พ.ศ.2529 -พ.ศ.2532	บริษัทยูเนี่ยนอุตสาหกรรมสิ่งทอ จำกัด
พ.ศ. 2532 - ปัจจุบัน	โรงงานยาสูบ กระทรวงการคลัง
เบอร์โทรศัพท์	081-700-9234 ; 02-229-1320
อีเมล	nimit2505@hotmail.com

