

การศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น  
R-22 กับ R-290

THE STUDY OF PERFORMANCE OF SMALL SIZED FREEZER  
USING REFRIGERANT R-22 WITH R-290

สมคิด ยงหอม

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

การศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น

R-22 กับ R-290

สมคิด ยงหอม

วิทยานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตร  
ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

ปีการศึกษา 2554

ลิขสิทธิ์มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

หัวข้อวิทยานิพนธ์	การศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ R-290
ชื่อ – สกุล	นายสมคิด ยงหอม
สาขาวิชา	วิศวกรรมเครื่องกล
อาจารย์ที่ปรึกษา	ดร.สถาพร ทองวิก
ปีการศึกษา	2554

### บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของการเปลี่ยนขนาดและเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันและศึกษาความเหมาะสมในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 ไปเป็น R-290 ที่ใช้ในระบบแช่แข็งขนาดเล็ก

การศึกษาผลของการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 เป็น R-290 ในเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 บีทียู/ชั่วโมง ด้วยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวของท่อลดความดันจาก 0.812 มิลลิเมตร 0.914 มิลลิเมตร และ 1.066 มิลลิเมตร ตามลำดับที่มีความยาวคงที่ 2,400 มิลลิเมตร และใช้ท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.066 มิลลิเมตร ที่มีความยาวที่แตกต่างกันจาก 2,400 มิลลิเมตร 3,000 มิลลิเมตร และ 3,600 มิลลิเมตร ตามลำดับ ทำการทดสอบโดยการควบคุมภาระการทำความเย็นด้วย ฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบครึ่งขนาด 800 วัตต์ และควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นที่  $30 \pm 1$  องศาเซลเซียส โดยวิเคราะห์และเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER)

ผลการศึกษาพบว่าสารทำความเย็นทั้งสองชนิดมีค่า COP และ EER เฉลี่ยสูงสุดที่ท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.066 มิลลิเมตร และความยาว 3,600 มิลลิเมตร ดังนี้ สารทำความเย็น R-22 มีค่าเท่ากับ 5.40 และ 18.42 ตามลำดับ สารทำความเย็น R-290 มีค่าเท่ากับ 5.81 และ 19.82 ตามลำดับ สรุปได้ว่าสารทำความเย็น R-290 มีค่าเฉลี่ยมากกว่าประมาณ 7.59 % อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่าค่า COP และ EER ของสารทำความเย็น R-290 เพิ่มขึ้นแต่ก็เพิ่มขึ้นไม่มากนัก ประกอบด้วยสารทำความเย็น R-290 มีสารประกอบหลักคือโพรเพน (Propane) ที่สามารถติดไฟได้ ดังนั้นจึงเห็นว่าไม่คุ้มค่าต่อการนำใช้ทดแทน R-22 ในปัจจุบัน

คำสำคัญ: ระบบทำความเย็น R-290 ตู้แช่ ท่อลดความดัน

<b>Thesis Title</b>	The Study of Performance of Small Sized Freezer Using Refrigerant R-22 with R-290
<b>Name – Surname</b>	Mr. Somkid Yonghom
<b>Program</b>	Mechanical Engineering
<b>Thesis Advisor</b>	Dr. Sathaporn Thongwitk
<b>Academic Year</b>	2011

## ABSTRACT

The purpose of this thesis is to study the result of the changing of dimension and diameter of capillary tube, and to study the suitability to change refrigerant from R-22 to R-290 in small size of freezing system.

The study was done on the result of changing refrigerant R-22 to be R-290 in freezer size about 3,412 BTU/hr by using diameter and length dimension of capillary tube with dimension 0.812 mm, 0.914 mm, and 1.066 mm, at constant length of 2,400 mm, accordingly, and used capillary tube with dimension of 1.066 mm diameter at different length about 2,400 mm, 3,000 mm, and 3,600 mm, accordingly. The test was performed by controlling the cooling condition of the electric heater, 800 Watt, flipper model, and temperature control of the water being used for heat condensing to the condenser was at  $30 \pm 1$  °C. The analysis and comparison of COP and EER was performed.

From the result of this study, it was found that both types of refrigerant have COP and EER value in maximum average at capillary tube with dimension of 1.066 mm, in diameter and 3,600 mm in length. A refrigerant R-22 COP was 5.40 and EER was 18.42 accordingly, for refrigerant R-290, COP was 5.81 and EER was 19.82 accordingly. In conclusion, the average performance A refrigerant R-290 was approximately 7.59 % higher than those of refrigerant R-22. However, even though COP and EER value of refrigerant R-290 was increased but was not significant impact much. The main composition of refrigerant R-290 is Propane which is inflammable for conduction, it was worthless for R-290 to be utilized as substitution of R-22.

**Keywords:** refrigerant system, R-290, commercial refrigerator, capillary tube

## กิตติกรรมประกาศ

วิทยานิพนธ์นี้สำเร็จได้ด้วยความเมตตากรุณาอย่างสูงจาก ดร.สถาพร ทองวิค อาจารย์ที่ปรึกษาวิทยานิพนธ์ ที่กรุณาให้คำแนะนำและให้คำปรึกษาตลอดจนให้ความช่วยเหลือแก้ไขข้อบกพร่องต่างๆเพื่อให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์ ซึ่งผู้วิจัยขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูงไว้ ณ โอกาสนี้

ขอขอบคุณคณะกรรมการสอบวิทยานิพนธ์ ดร.พิพัฒน์ ปราโมทย์ ดร.สโรชา เจริญวัย และผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.จิรพล กลิ่นบุญ กรรมการผู้ทรงคุณวุฒิจากมหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลเทคนิคกรุงเทพที่ได้ให้คำแนะนำเพิ่มเติมพร้อมทั้งข้อเสนอแนะเพื่อให้วิทยานิพนธ์ฉบับนี้มีความสมบูรณ์มากยิ่งขึ้น

ขอขอบคุณผู้ทรงคุณวุฒิทั้ง 4 ท่าน ที่ให้ความอนุเคราะห์ประเมินรับรองงานวิจัยและให้คำแนะนำอันเป็นประโยชน์ในการทำวิจัย ขอขอบคุณผู้ทรงคุณวุฒิทั้ง 4 ท่าน ที่สละเวลาอันมีค่าตอบข้อสัมภาษณ์อันเป็นผลให้งานวิจัยมีความชัดเจนครบถ้วนและสามารถนำมาประยุกต์ใช้งานได้จริง

ขอขอบพระคุณคณาจารย์ทุกท่านที่ได้ประสิทธิ์ประสาทวิชาบ่มเพาะความรู้จนผู้วิจัยสามารถนำเอาหลักการมาประยุกต์ใช้และอ้างอิงในงานวิจัยครั้งนี้

คุณค่าอันพึงมีจากวิทยานิพนธ์ฉบับนี้ ขอมอบเพื่อบูชาพระคุณบิดา มารดา ครู อาจารย์ และผู้มีพระคุณทุกท่าน

สมกิต ขงหอม

# สารบัญ

	หน้า
บทคัดย่อภาษาไทย .....	ก
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ .....	ง
กิตติกรรมประกาศ .....	จ
สารบัญ .....	ฉ
สารบัญตาราง .....	ช
สารบัญภาพ .....	ฌ
คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ .....	ฎ
บทที่	
1 บทนำ .....	1
1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา .....	1
1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์ .....	2
1.3 สมมุติฐานของการศึกษา .....	2
1.4 ขอบเขตของการศึกษา .....	2
1.5 ขั้นตอนการศึกษา .....	3
1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ .....	3
2 ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง .....	4
2.1 หลักการและพื้นฐานในการทำความเย็น .....	4
2.2 ระบบต่าง ๆ ในการทำความเย็น .....	4
2.3 การทำงานของวงจรทำความเย็นแบบอัดไอ .....	7
2.4 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอจริง .....	7
2.5 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็น .....	10
2.6 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (Coefficient of performance) .....	11
2.7 สารทำความเย็น .....	11
2.8 การแบ่งประเภทของสารทำความเย็น .....	18
2.9 แบ่งสารทำความเย็นตามระดับความปลอดภัย .....	19
2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง .....	19

## สารบัญ (ต่อ)

บทที่	หน้า
3 วิธีการดำเนินการวิจัย.....	23
3.1 ขั้นตอนการดำเนินงานวิจัยและการเก็บข้อมูล.....	24
3.2 อุปกรณ์การทดลองและเครื่องมือวัด.....	25
3.3 ลำดับขั้นตอนการทดลอง.....	28
3.4 ตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น.....	32
4 ผลการทดลอง.....	34
4.1 การเปรียบเทียบปริมาณสารทำความเย็น.....	34
4.2 ผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดัน.....	35
4.3 ผลของการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดัน.....	43
5 สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ.....	51
5.1 สรุปผลงานวิจัย.....	51
5.2 ข้อเสนอแนะ.....	52
รายการอ้างอิง.....	53
ภาคผนวก.....	54
ภาคผนวก ก ตารางบันทึกผลการทดลองและผลการคำนวณ.....	55
ภาคผนวก ข ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่.....	66
ประวัติผู้เขียน.....	75

## สารบัญตาราง

ตาราง	หน้า
2.1 การเปรียบเทียบคุณสมบัติสารทำความเย็น.....	17
2.2 ตัวอย่างการเลือกใช้สารหล่อลื่นให้เหมาะสมกับสารทำความเย็น.....	18
4.1 เปรียบเทียบอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยของผลจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22.....	35
4.2 เปรียบเทียบอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยของผลจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290.....	37
4.3 ผลการทดลองจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดัน.....	39
4.4 เปรียบเทียบผลจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ R-290.....	39
4.5 เปรียบเทียบอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยของผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22.....	43
4.6 เปรียบเทียบอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยของผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290.....	45
4.7 ผลการทดลองจากการเปลี่ยนขนาดความยาวท่อลดความดัน.....	46
4.8 เปรียบเทียบผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวท่อที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ R-290.....	47



## สารบัญภาพ

ภาพที่	หน้า
2.1 วงจรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ.....	5
2.2 แผนภาพ P-h ,T-s ของวัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบไออัดจริง.....	8
2.3 การเปลี่ยนชื่อสารทำความเย็นของบริษัท DuPont จาก FREON เป็น Suva.....	13
2.4 โครงสร้างของสารทำความเย็นกลุ่มมีเทนและอีเทน.....	14
2.5 ถังบรรจุสารทำความเย็น.....	14
3.1 ตู้แช่ที่ใช้ในการทดลอง.....	23
3.2 ขั้นตอนการดำเนินการวิจัยและการเก็บข้อมูล.....	24
3.3 วงจรระบบตู้แช่ที่ใช้ในการทดลอง.....	25
3.4 การติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน $P_1$ , $P_2$ .....	26
3.5 การติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน $P_3$ , $P_4$ .....	26
3.6 เทอร์โมคัปเปิล และ Data logger.....	27
3.7 คอมพิวเตอร์ใช้ในการแสดงข้อมูลของอุณหภูมิของแต่ละจุด.....	27
3.8 กิโลวัตต์ชั่วโมงมิเตอร์ SINGLE – PHASE WATT – HOUR METER.....	28
3.9 ลำดับขั้นตอนการทดสอบ โดยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดัน.....	29
3.10 ลำดับขั้นตอนการทดสอบ โดยการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดัน.....	30
3.11 ตัวอย่าง P-h ไดอะแกรมของสารทำความเย็นที่ได้จากการทดสอบ.....	32
4.1 เปรียบเทียบความดันตก(Pressure drop) ด้านความดันต่ำผลจากการเปลี่ยนเส้นผ่าน ศูนย์กลางของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22.....	36
4.2 เปรียบเทียบความดันตก (Pressure drop) ด้านความดันสูงผลจากการเปลี่ยนเส้นผ่าน ศูนย์กลางของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22.....	36
4.3 เปรียบเทียบความดันตก(pressure drop) ด้านความดันต่ำผลจากการเปลี่ยนเส้นผ่าน ศูนย์กลางของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290.....	37
4.4 เปรียบเทียบความดันตก (Pressure drop) ด้านความดันสูงผลจากการเปลี่ยนเส้นผ่าน ศูนย์กลางศูนย์กลางของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290.....	38
4.5 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP).....	39
4.6 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER).....	40

## สารบัญญภาพ(ต่อ)

ภาพที่	หน้า
4.7 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันต่ำผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22.....	44
4.8 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันสูงผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22.....	44
4.9 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันต่ำผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290.....	45
4.10 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันสูงผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290.....	46
4.11 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) .....	47
4.12 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER).....	48



## คำอธิบายสัญลักษณ์และคำย่อ

คำย่อ	อธิบายคำย่อ
COP	Coefficient of performance
EER	Energy efficiency ratio of system
GWP	Global warming potential
ODP	Ozone depletion potential
POE	Polyol ester
PAG	Poly alkylene glycol
CFC	Chlorofluorocarbon
HCFC	Hydro chlorofluorocarbon
HFC	Hydro fluorocarbon
<b>สัญลักษณ์</b>	<b>อธิบายสัญลักษณ์</b>
$W_c$	งานที่ให้แก่เครื่องอัด (kJ/kg)
$h_1$	เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัด (kJ/kg)
$h_2$	เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัด (kJ/kg)
$q_c$	ความร้อนที่นำไปทิ้งยังภายนอก (kJ/kg)
$h_2$	เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (kJ/kg)
$h_3$	เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น (kJ/kg)
$q_e$	ความร้อนรับมาจากบริเวณทำความเย็น (kJ/kg)

# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ความเป็นมาและความสำคัญของปัญหา

ในปัจจุบันตู้แช่แข็งเชิงพาณิชย์มีใช้กันอยู่หลายแบบขึ้นอยู่กับความต้องการของผู้ผลิตและผลิตภัณฑ์ที่จะแช่แข็ง ตู้แช่แข็งเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าที่จำเป็นต้องเปิดเครื่องตลอดเวลาเพื่อรักษาผลิตภัณฑ์ที่แช่แข็งไม่ให้เกิดความเสียหายในการเลือกซื้อตู้แช่ นอกจากคำนึงถึงราคาแล้วต้องพิจารณาถึงลักษณะและระบบของตู้แช่ด้วยเพื่อประหยัดพลังงานสำหรับตู้แช่ที่ใช้กันอยู่ปัจจุบันมีใช้กันอยู่หลายแบบส่วนใหญ่ระบบทำความเย็นที่ใช้กับตู้แช่จะเป็นแบบอัดไอซึ่งจะใช้สารทำความเย็นเป็นสารตัวกลางในการทำงานของระบบ

สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำความเย็นชนิดหนึ่งที่ถูกใช้กับตู้แช่ขนาดเล็กอย่างแพร่หลายในปัจจุบันแต่เนื่องจากตามสนธิสัญญาสารมอนทรีออล (Montreal protocol) ได้มีการกำหนดให้มีการลดและเลิกใช้สารทำความเย็น R-22 ในปี ค.ศ. 2009 ซึ่งสารทำความเย็นชนิดนี้มีผลกระทบต่อโอโซนในชั้นบรรยากาศของโลกซึ่งที่ผ่านมาหน่วยงานต่างๆให้ความสนใจทำการศึกษาค้นคว้ากันอย่างแพร่หลาย เพื่อหาสารทำความเย็นที่เหมาะสมมาทดแทนจากการทดสอบของผศ.ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ [1] ได้ทำการทดสอบเปรียบเทียบระหว่างสารทำความเย็น R-22 และ R-290 ตามเครื่องหมายการค้า (COLD-22) กับเครื่องปรับอากาศขนาด 12,000 Btu/hr โดยควบคุมสถานะแวดล้อมพบว่าเครื่องปรับอากาศที่ใช้ R-290 ให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (COP) สูงกว่า R-22 ประมาณ 13 % นอกจากนี้ยังพบว่าปริมาณสารทำความเย็น R-290 เดิมเข้าไปในระบบลดลงประมาณ 30 % ถึงแม้ว่า R-290 จะดีกว่าแต่มีข้อเสียที่คุณสมบัติเนื่องจากมีส่วนประกอบหลักคือโพรเพน (Propane) ที่สามารถติดไฟได้ประกบกับค่า COP ที่เพิ่มขึ้นสำหรับระบบขนาดเล็กเมื่อเปรียบเทียบด้านการประหยัดพลังงานแล้วยังไม่สูงพอที่จะเปลี่ยนมาใช้แทนระบบที่ใช้ R-22 เมื่อวิเคราะห์ถึงอันตรายจากความสามารถติดไฟได้พบมีอุณหภูมิติดไฟอัตโนมัติที่ความดัน 0 psi ที่ 450 °C ไม่มีอันตรายต่อชั้นบรรยากาศโอโซนมีค่า GWP (Global Warning Potential) <3 มีอายุอยู่ในชั้นบรรยากาศได้น้อยกว่า 1ปี มีความเป็นพิษต่ำ ทำงานที่ความดันต่ำกว่าสารทำความเย็น R-22 และไม่สามารถรวมตัวกับน้ำได้จาก คุณสมบัติที่ได้กล่าวมาถ้าสามารถพัฒนาระบบทำความเย็นที่ใช้ R-290 ที่มีค่า COP สูงกว่า R-22 ก็มีความน่าสนใจที่จะใช้ R-290 ทดแทน R-22 ที่ทำลายชั้นบรรยากาศอยู่ในปัจจุบัน

จากเหตุผลดังกล่าวผู้วิจัยจึงหาวิธีการเพิ่มค่า COP ให้กับระบบทำความเย็นที่ใช้ R-22 โดยการศึกษาเกี่ยวกับเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก ด้วยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันโดยหวังว่าจะสามารถเพิ่มค่า COP ให้กับระบบ R-290 ได้สูงกว่าเดิม ซึ่งช่วยเพิ่มแรงจูงใจในการตัดสินใจเปลี่ยนจาก R-22 เป็น R-290 ให้กับผู้บริโภคมากขึ้นจะส่งผลต่อการประหยัดพลังงานและลดการทำลายชั้นบรรยากาศโอโซนได้ในอนาคต

## 1.2 ความมุ่งหมายและวัตถุประสงค์

- 1.2.1 เพื่อหาผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก
- 1.2.2 เพื่อหาผลของการเปลี่ยนความยาวของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก
- 1.2.3 เพื่อศึกษาความเหมาะสมในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 มาเป็น R-290 ในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก

## 1.3 สมมุติฐานของการศึกษา

- 1.3.1 อุณหภูมิอากาศภายนอกห้องแช่แข็งมีอุณหภูมิคงที่ตลอดการทดลอง
- 1.3.2 ห้องแช่แข็งไม่มีการสูญเสียความร้อนออกนอกระบบ

## 1.4 ขอบเขตของการศึกษา

ศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น ระหว่างสารทำความเย็น 2 ชนิด ได้แก่สารทำความเย็น R-22 กับสารทำความเย็น R-290 โดยมีขอบเขตในการวิจัยดังนี้

- 1.4.1 ขนาดตู้แช่แข็ง 820x540x625 มม.
- 1.4.2 Compressor ขนาด 3,412 BTU/hr
- 1.4.3 ท่อลดความดันที่ใช้ในการทดลองมีดังนี้
  - 1) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  0.812 มม. L = 2,400 มม.
  - 2) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  0.914 มม. L = 2,400 มม.
  - 3) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L = 2,400 มม.
  - 4) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L = 3,000 มม.
  - 5) ขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L = 3,600 มม.
- 1.4.4 กำหนดโหลดภายในห้องแช่แข็งโดยใช้ Heater ขนาด 800 วัตต์

1.4.4 ความเหมาะสมของการเปลี่ยนสารทำความเย็นจาก R-22 เป็น R-290 พิจารณาค่า COP และ EER ที่เปลี่ยนแปลงไปเนื่องจากการเปลี่ยนสารทำความเย็น การเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและขนาดความยาวของท่อลดความดัน

1.4.5 สภาวะการทดสอบ

- 1) กำหนดให้อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์  $30 \pm 1$  °C
- 2) ความคุมอัตราการไหลของน้ำ 35 ลิตร/นาที
- 3) กำหนดอุณหภูมิภายในห้องแช่แข็ง  $40 \pm 5$  °C
- 4) ระยะเวลาการเก็บข้อมูลครั้งละ 60 นาที บันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที

## 1.5 ขั้นตอนการศึกษา

1.5.1 ศึกษาทฤษฎีพื้นฐานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

1.5.2 ทบทวนงานวิจัยที่เกี่ยวข้องและกรณีศึกษา

1.5.3 ทำการสร้างเครื่องทดลอง

1.5.4 ทำการทดสอบเก็บข้อมูล และทำการปรับปรุงแก้ไข

1.5.5 นำผลที่ได้จากการทดลองมาวิเคราะห์เปรียบเทียบผลที่ได้ เพื่อหาประสิทธิภาพและสมรรถนะ

1.5.6 สรุปผลการทดสอบ

## 1.6 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ

หลังจากที่ได้ทำการศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็นแล้วประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับมีดังต่อไปนี้

1.6.1 ได้ทราบถึงความเหมาะสมในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 มาเป็น R290 ในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก

1.6.2 ได้ทราบผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก

1.6.3 ได้ทราบผลของการเปลี่ยนความยาวของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก

1.6.4 ได้ทราบถึงสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) ของแต่ละสารทำความเย็น

1.6.5 ได้ทราบถึงประสิทธิภาพการให้พลังงานไฟฟ้า (EER) ของแต่ละสารทำความเย็น

1.6.6 ผลจากการศึกษานี้เป็นข้อมูลช่วยให้เกิดแรงจูงใจให้กับผู้บริโภครู้ให้ตัดสินใจในการเปลี่ยนสารทำความเย็นจาก R-22 มาเป็น R290 ว่าเหมาะสมต่อการเปลี่ยนมาใช้ในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กหรือไม่

## บทที่ 2

### ทฤษฎีและงานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

#### 2.1 หลักการและพื้นฐานในการทำความเย็น [2]

##### 2.1.1 ความหมายของการทำความเย็นและการประยุกต์ใช้งาน

###### 1) การทำความเย็น (Refrigeration)

การทำความเย็น คือการลดและรักษาระดับอุณหภูมิของเนื้อที่ว่างหรือของเหลวต่าง ๆ ให้ต่ำกว่าปกติ เช่น การทำความเย็นในตู้เย็น ตู้น้ำเย็น ตู้แช่ ห้องเย็น โรงน้ำแข็ง เป็นต้น ซึ่งถ้าเทียบกับความหมายของคำว่า การปรับอากาศ (Air conditioning) จะมีความหมายถึงการเพิ่มหรือลดอุณหภูมิให้เหมาะสมตามที่เราต้องการ รวมถึงการปรับสภาพอากาศให้มีความสะอาด มีการถ่ายเทความร้อน และมีความชื้นที่เหมาะสม ทั้งนี้เพื่อให้เกิดความสบาย เช่นที่ใช้ในระบบของเครื่องปรับอากาศในบ้าน สำนักงาน ที่ทำการ หรือโรงพยาบาลต่าง ๆ รวมทั้งระบบปรับอากาศที่ใช้ช่วยในกระบวนการผลิตในโรงงานอุตสาหกรรม เช่น ในโรงงานทอผ้า โรงงานยาสูบ โรงงานผลิตสบู่ โรงงานผลิตยารักษาโรค

###### 2) การเกิดความร้อน (Principle of refrigeration)

การเกิดความร้อนในเครื่องทำความเย็น รวมทั้งเครื่องปรับอากาศที่มีใช้อยู่ทั่วไป ไม่ว่าจะ เป็นตู้เย็น ตู้แช่ เครื่องปรับอากาศรถยนต์ เครื่องปรับอากาศในบ้าน หรือในโรงงานอุตสาหกรรมทั่วไปก็ตาม มีหลักการเบื้องต้นในการทำให้เกิดความร้อนเหมือนกันหมดคือ การทำให้สารซึ่งเป็นตัวกลางในการทำความเย็น (Refrigerant) เปลี่ยนสถานะ เพราะขณะเปลี่ยนสถานะ สารทุกชนิดต้องการความร้อนแฝงเข้ามาช่วยเสมอ ดังนั้นถ้าเราทำให้สารนี้เปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอ จะเกิดการดูดซับความร้อนจากบริเวณใกล้เคียง ซึ่งจะทำให้บริเวณนั้นมีอุณหภูมิลดลง จึงเกิดความร้อนขึ้นการประยุกต์ใช้งานการทำความเย็น (Applications of refrigeration)

#### 2.2 ระบบต่าง ๆ ในการทำความเย็น [2]

##### 2.2.1 ระบบต่าง ๆ ในการทำความเย็น (Refrigeration system)

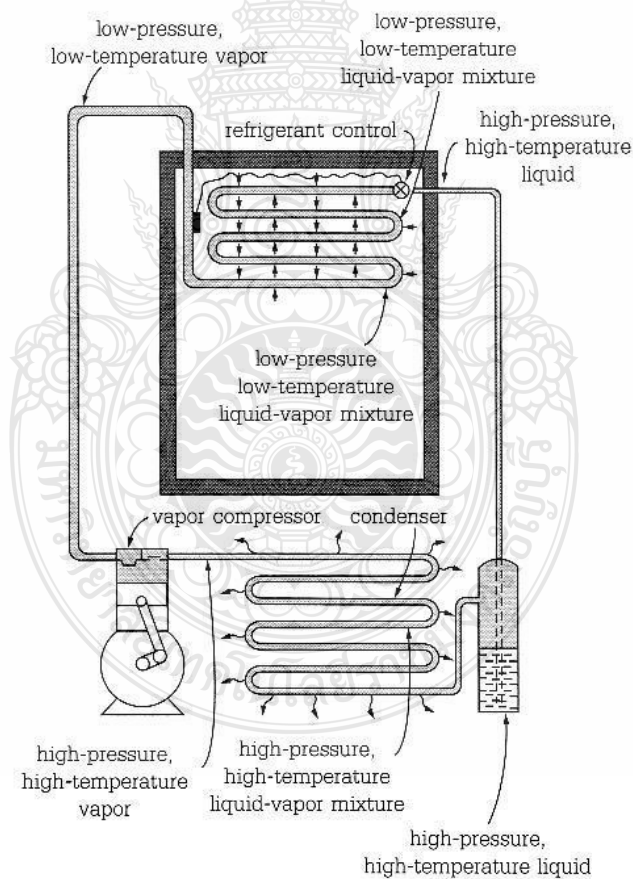
ในเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศที่มีใช้อยู่ทั่วไปอาจจะทำงานโดยอาศัยระบบทำความเย็นระบบใดระบบหนึ่งดังนี้

1) ระบบที่ใช้กลไก (Mechanical) เป็นระบบที่สร้างความเย็นขึ้นโดยอาศัยการทำงานของกลไกต่างๆ เป็นที่นิยมแพร่หลายที่สุด ซึ่งเรียกกันทั่วไปว่า การทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression)

2) ระบบที่ไม่ใช้กลไก (Nonmechanical) เป็นระบบที่สร้างหรือทำความเย็นให้เกิดขึ้นโดยไม่ต้องอาศัยการเคลื่อนที่ของชิ้นส่วนหรือกลไกใด ๆ การทำความเย็นระบบนี้ที่มีใช้ในปัจจุบัน ได้แก่ การทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorbtion) แบบใช้ไอน้ำ (Steam jet) และแบบใช้การขยายตัวของอากาศ (Airexpansion)

### 2.2.2 ระบบการทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor compression)

ระบบอัดไอเป็นระบบที่ทำให้เกิดความเย็นขึ้นได้โดยอาศัยการทำงานของอุปกรณ์ต่าง ๆ ร่วมกันดังภาพ



ภาพที่ 2.1 วงจรการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ [2]



## 2.2.1 ส่วนประกอบของระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอเป็นระบบที่มีความสำคัญในระบบการทำความเย็น เพราะระบบดังกล่าวนี้ใช้ได้ตั้งแต่เครื่องทำความเย็นขนาดเล็ก เช่น ตู้เย็น เครื่องปรับอากาศในสำนักงานและบ้านเรือน รวมไปถึงเครื่องทำความเย็นขนาดใหญ่ในงานอุตสาหกรรม หลักการทำงานของระบบทำความเย็นแบบอัดไอคือ เมื่อสารทำความเย็นกลายเป็นไอเพื่อดูดเอาความร้อนเข้าสู่สารทำความเย็น ในขณะที่มีความดันและอุณหภูมิต่ำ หลังจากนั้นจะกลั่นตัวเป็นของเหลวอีกครั้ง ในขณะที่มีความดันและอุณหภูมิสูง โดยการคายความร้อนออกจากตัวสารทำความเย็นเอง

ระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ประกอบด้วยอุปกรณ์ต่าง ๆ ร่วมกันทำงานโดยแบ่งออกได้เป็นอุปกรณ์หลัก และอุปกรณ์ประกอบการทำงาน

อุปกรณ์หลัก (Main components) เป็นอุปกรณ์ที่เครื่องทำความเย็นทุกแบบ ทุกขนาดจะต้องมีเหมือนกันหมด คือ คอมเพรสเซอร์ คอนเดนเซอร์ ถิ่นลดความดัน และอีวาพอเรเตอร์ รายละเอียดของอุปกรณ์หลักทั้ง 4 มีดังนี้

1) คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ทำหน้าที่ดูดสารทำความเย็นในสภาพที่เป็นไอจากอีวาพอเรเตอร์เพื่อทำให้ความดันในอีวาพอเรเตอร์ลดต่ำลง จนสามารถทำให้สารทำความเย็นกลายเป็นไอและสร้างความเป็นได้ พร้อมทั้งทำการอัดให้สารทำความเย็นมีความดันสูงขึ้น จนสามารถควบแน่นเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์และหมุนเวียนทำความเย็นผ่านอุปกรณ์ต่าง ๆ ในวงจร

2) คอนเดนเซอร์ (Condenser) ทำหน้าที่ระบายความร้อนออกจากสารทำความเย็นเพื่อให้สารทำความเย็น ซึ่งถูกอัดออกจากคอมเพรสเซอร์ในสภาพเป็นไอที่มีอุณหภูมิและความดันสูง ควบแน่นเป็นของเหลวได้

3) อีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) ทำหน้าที่รับสารทำความเย็นที่ถูกลดความดันจากถิ่นลดความดัน โดยขณะที่สารทำความเย็นผ่านอีวาพอเรเตอร์จะดูดความร้อนจากบริเวณรอบๆ เพื่อใช้ในการเปลี่ยนสถานะทำให้บริเวณใกล้เคียงเกิดความเย็นขึ้น

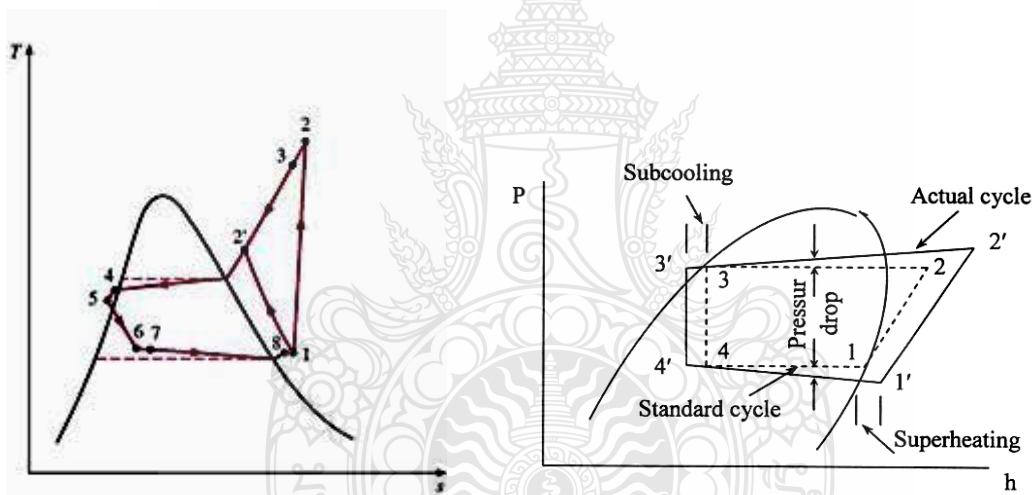
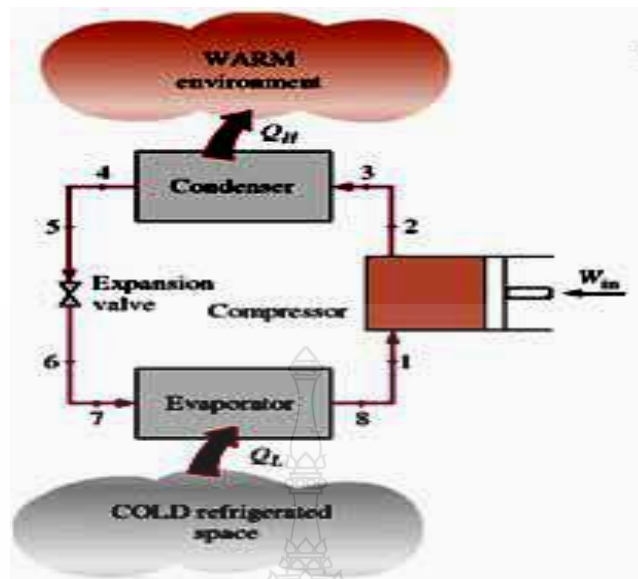
4) ถิ่นลดความดัน (Expansion valve) ทำหน้าที่ควบคุมปริมาณสารทำความเย็นที่จะส่งเข้าอีวาพอเรเตอร์ ลักษณะการทำงานของสารทำความเย็นที่ผ่านจะถูกลดความดันลง เพื่อให้สารทำความเย็นสามารถเดือดได้ในอีวาพอเรเตอร์จึงเรียกถิ่นลดความดันหรือในเครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก จะใช้ท่อรูเข็ม (Capillary tube) แทนถิ่นลดความดัน อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลชนิดท่อรูเข็ม (Capillary tube) ทำหน้าที่ฉีดสารทำความเย็น เหลวเข้าไปในอีวาพอเรเตอร์โดยอาศัยท่อทองแดงเส้นผ่านศูนย์กลางขนาดเล็ก ไม่สามารถปรับปริมาณสารทำความเย็นได้จึงเหมาะที่จะใช้กับระบบขนาดเล็กที่มีภาระเปลี่ยนแปลงน้อยเช่น ตู้เย็น ตู้น้ำเย็น ตู้แช่และเครื่องปรับอากาศขนาดเล็ก

### 2.3 การทำงานของวงจรทำความเย็นแบบอัดไอ[2]

การทำงานของวงจรทำความเย็นแบบอัดไออาศัยสารทำความเย็น (Refrigerant) ซึ่งมีหลายชนิด แต่ทุกชนิดจะต้องมีคุณสมบัติเบื้องต้นเหมือนกันคือ สามารถเปลี่ยนสถานะได้ง่าย เช่น ที่นิยมใช้กันทั่วไปคือ R-12, R-22 หรือ R-134a ซึ่งเปลี่ยนสถานะจากของเหลวเป็นไอได้ที่อุณหภูมิ  $-21.6\text{ }^{\circ}\text{F}(-29.8\text{ }^{\circ}\text{C})$   $-41.4\text{ }^{\circ}\text{F}(-40.8\text{ }^{\circ}\text{C})$  และ  $-15.1\text{ }^{\circ}\text{F}(-26.2\text{ }^{\circ}\text{C})$  ตามลำดับ ภายใต้ความดันบรรยากาศ การทำงานเริ่มที่คอมเพรสเซอร์จะดูดสารทำความเย็นในสภาพที่เป็นไอจากเครื่องระเหยเข้าทางด้านดูด (Suction) ของคอมเพรสเซอร์ และอัดออกไปให้มีความดันสูงขึ้นและส่งออกจากด้านส่ง (Discharge) ของคอมเพรสเซอร์เข้าคอนเดนเซอร์สารทำความเย็นภายใต้อุณหภูมิและความดันสูงนี้ เมื่อผ่านคอนเดนเซอร์จะถูกระบายความร้อนออกจนถึงจุดควบแน่น สารทำความเย็นจะเปลี่ยนสถานะจากไอไปเป็นของเหลวตกลง ด้านล่างของคอนเดนเซอร์และถูกส่งไปเข้ารีซีฟเวอร์สารทำความเย็นในสภาพที่เป็นของเหลวในรีซีฟเวอร์จะถูกส่งผ่านลิ้นลดความดันทำให้สารทำความเย็นเกิดการขยายตัว ความดันจะลดลงจนสารทำความเย็นไม่สามารถคงสถานะเดิม (ของเหลว) จึงเปลี่ยนเป็นไอการเปลี่ยนสถานะของสารทำความเย็นจากของเหลวเป็นไอขณะออกจากลิ้นลดความดันและตลอดช่วงที่ผ่านเครื่องระเหยนี้ จะทำให้เกิดความเย็นขึ้นเนื่องจากของเหลวจะดูดความร้อนออกจากบริเวณรอบ ๆ ไปใช้เป็นความร้อนแฝงในการเปลี่ยนสถานะ ทำให้บริเวณรอบ ๆ เครื่องระเหยเกิดความเย็นขึ้นเมื่อสารทำความเย็นผ่านเครื่องระเหยจะเปลี่ยนสถานะเป็นไอหมดและถูกคอมเพรสเซอร์ ดูดและอัดให้มีความดันสูงขึ้นและถูกส่งไปใช้งานในวงจร หมุนเวียนเช่นนี้ตลอดไปโดยสารทำความเย็นจะไม่สูญหายจึงไม่จำเป็นต้องเติมสารทำความเย็นเพิ่มเข้าไปในระบบอีก ถ้าไม่มีจุดที่สารทำความเย็นรั่วออกมาได้

### 2.4 วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอจริง[3]

วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอจริงมีการทำงานแตกต่างจากวัฏจักรอุดมคติหลายประการ เนื่องจากสภาวะการทำงานที่แปรผันไม่ได้ในอุปกรณ์หลายส่วน โดยส่วนหลัก ๆ ได้แก่ สภาพผันกลับไม่ได้ที่เกิดจากความต้านทานการไหลในท่อและการถ่ายโอนความร้อนระหว่างระบบและสิ่งแวดล้อม แผนภาพ T-s และ P-h ของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอจริง ดังแสดงในภาพที่ 2.2



ภาพที่ 2.2 แผนภาพ T-s, P-h ของวัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดจริง[3]

วัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติ ของไหลทำงานออกจากเครื่องระเหยและเข้าสู่เครื่องอัดในสถานะไออิ่มตัว ซึ่งลักษณะดังกล่าวไม่สามารถเกิดขึ้นได้จริงในทางปฏิบัติ เนื่องจากเราไม่สามารถควบคุมให้สารทำความเย็นเกิดสภาวะดังกล่าวได้อย่างแม่นยำ ดังนั้น ระบบของเครื่องทำความเย็นจริงในทางปฏิบัติจะถูกออกแบบเพื่อให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะไอร้อนขดขี้เล็กน้อยที่สภาวะทางเข้าเครื่องอัดการออกแบบเพื่อไว้เช่นนี้เพื่อให้เกิดความมั่นใจว่าสารทำความเย็นที่ไหลเข้าสู่เครื่องอัดมีการระเหยอย่างสมบูรณ์

นอกจากนี้ในทางปฏิบัติยังพบว่าท่อที่เชื่อมต่อระหว่างเครื่องระเหยและเครื่องอัดจะมีความยาวมากอันเป็นสาเหตุทำให้มีความดันตกเนื่องจากความต้านทานการไหลภายในท่อรวมทั้งมีการถ่ายโอนความร้อนจากสิ่งแวดล้อมไปยังของไหลทำงานในปริมาณมากจากผลที่ของไหลทำงานถูกทำให้อยู่ในสถานะไอร้อนยวดยิ่ง และความร้อนที่เพิ่มขึ้นในท่อที่เชื่อมต่องานทั้งสภาวะความดันตกภายในเครื่องระเหยและท่อที่เชื่อมต่อจะทำให้ปริมาณจำเพาะของของไหลทำงานเพิ่มขึ้นซึ่งจะมีผลทำให้จำเป็นต้องป้อนกำลังให้กับเครื่องอัดมากขึ้น เพราะงานในระบบการไหลคงตัว (Steady-flow work) จะเป็นสัดส่วนโดยตรงกับปริมาตรจำเพาะ

กระบวนการอัดในวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติ จะมีลักษณะเป็นกระบวนการไอเซนโทรปิก กล่าวคือมีค่าเอนโทรปีคงที่ แต่กระบวนการอัดจริงในทางปฏิบัตินั้นจะมีผลที่เกิดจากสภาพผันกลับไม่ได้ในอุปกรณ์เนื่องจากมีความต้านทานการไหลซึ่งจะทำให้ค่าเอนโทรปีมีค่าเพิ่มสูงขึ้นนอกจากนี้ยังมีผลของการถ่ายโอนความร้อนต่อค่าเอนโทรปีซึ่งเกิดขึ้นได้ใน 2 ลักษณะ คือ ถ้าเป็นการถ่ายโอนความร้อนออกจากระบบจะทำให้ค่าเอนโทรปีของระบบลดลง แต่ในทางตรงกันข้ามถ้าเป็นการถ่ายโอนความร้อนสู่ระบบก็จะทำให้ค่าเอนโทรปีของระบบอาจจะเพิ่มขึ้น ดังนั้นค่าเอนโทรปีของระบบอาจจะเพิ่มขึ้น (ตามกระบวนการ 1-2) หรืออาจจะลดลง (ตามกระบวนการ 1-2') ก็ได้ ในระหว่างกระบวนการอัดจริง แต่กระบวนการอัดไอตามกระบวนการ 1-2' ซึ่งเป็นกระบวนการอัดโดยมีการคายความร้อนนี้จะมีข้อดีกว่ากระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิก เนื่องจากปริมาตรจำเพาะของสารทำความเย็นจะลดลงซึ่งมีผลทำให้งานที่ต้องการป้อนให้กับเครื่องอัดน้อยกว่าดังนั้น สารทำความเย็นจึงควรถูกทำให้เย็นตัวลงในระหว่างกระบวนการอัด

ในกรณีของวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติสารทำความเย็นจะออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะที่เป็นของเหลวอิ่มตัวที่ความดันเท่ากับความดันที่ออกจากเครื่องอัดในทางปฏิบัติที่เราไม่สามารถหลีกเลี่ยงได้ที่จะมีความดันตกเกิดขึ้นในเครื่องควบแน่นและท่อที่เชื่อมต่อจากเครื่องควบแน่นไปยังเครื่องอัดและวาล์วทรอตทลิ่ง นอกจากนี้ยังไม่ง่ายที่จะควบคุมให้สารทำความเย็นออกจากเครื่องควบแน่นอยู่ในสถานะของเหลวอิ่มตัวได้อย่างพอดี แต่เราก็ไม่ต้องการให้สารทำความเย็นที่ควบแน่นไม่สมบูรณ์ไหลผ่านวาล์วทรอตทลิ่ง ดังนั้นเพื่อให้มั่นใจว่าสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่นมีการควบแน่นอย่างสมบูรณ์จึงได้ออกแบบให้สารทำความเย็นอยู่ในสถานะที่เป็นของเหลวอัดก่อนที่จะปล่อยให้ไหลเข้าสู่วาล์วทรอตทลิ่ง ซึ่งจะทำให้เกิดผลดี คือ สารทำความเย็นที่ไหลต่อไปยังเครื่องระเหยจะมีปริมาณค่าเอนทัลปีต่ำและทำให้สามารถรับความร้อนจากบริเวณความเย็นได้มากขึ้นโดยปกติจะมีการติดตั้งวาล์วทรอตทลิ่งและเครื่องระเหยให้อยู่ในระยะใกล้ชิดกันมากๆ เพื่อที่จะทำให้ความดันตกที่เกิดขึ้นเนื่องจากความต้านทานการไหลต่ำ

## 2.5 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็น [4]

2.5.1 เครื่องอัดไอ (Compressor) เป็นเครื่องดูดสารทำความเย็นมีการไหลสม่ำเสมอแบบอะเดียแบติกที่ย้อนกลับได้ คัดไอของสารทำความเย็น 1 kg งานที่ต้องใช้ในการอัดไอสารทำความเย็น 1 kg หาได้ดังนี้

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (2.1)$$

เมื่อ  $W_c =$  งานที่ให้แก่เครื่องอัด (kJ/kg)

$h_1 =$  เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัด (kJ/kg)

$h_2 =$  เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัด (kJ/kg)

2.5.2 เครื่องควบแน่น (Condenser) เป็นกระบวนการไหลแบบสม่ำเสมอการหล่อเย็นกระทำที่ความดันคงที่ ความร้อนที่คายออกจากเครื่องควบแน่นสามารถหาได้ดังนี้

$$q_c = h_2 - h_3 \quad (2.2)$$

เมื่อ  $q_c =$  ความร้อนที่นำไปทิ้งยังภายนอก (kJ/kg)

$h_2 =$  เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (kJ/kg)

$h_3 =$  เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น (kJ/kg)

2.5.3 วาล์วขยายตัว (Expansion valve) กระบวนการไหลแบบสม่ำเสมอที่ผ่านวาล์วขยายเป็นกระบวนการเอนทาลปีคงที่ไม่มีงาน หรือการถ่ายเทความร้อน

$$h_3 = h_4 \quad (2.3)$$

2.5.4 คอล์ยเย็น (Evaporator) ความร้อนที่สารทำความเย็น 1kg ดูดเอาไว้ขณะที่ไหลผ่าน Evaporator

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (2.4)$$

- เมื่อ  $q_e =$  ความร้อนรับมาจากบริเวณทำความเย็น (kJ/kg)  
 $h_1 =$  เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากคอยล์เย็น (kJ/kg)  
 $h_4 =$  เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอยล์เย็น (kJ/kg)

## 2.6 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (Coefficient of performance) [4]

ในการวิเคราะห์นี้ ไม่ได้คิดความสูญเสียความดันและเอนทาลปีที่เกิดขึ้นจากการไหลในท่อ ดังนั้น ประสิทธิภาพการทำความเย็น หมายถึง ความสามารถในการทำความเย็นต่อพลังงานที่ใช้ในกระบวนการทำความเย็นทั้งหมด

ในระบบ SI หรือ เมตริก จะใช้เป็น COP (Coefficient of performance )

$$COP = \frac{q_e}{w_c} \quad (2.5)$$

ในระบบ อังกฤษ จะใช้เป็น E.E.R (Energy efficiency ratio )

$$EER = 3.412 \text{ COP} \quad (2.6)$$

## 2.7 สารทำความเย็น[2]

### 2.7.1 พื้นฐานทั่วไปเกี่ยวกับสารทำความเย็น

สารทำความเย็น (Refrigerant) เป็นส่วนประกอบสำคัญที่ทำงานร่วมกับอุปกรณ์ต่าง ๆ ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ ทำหน้าที่รับความร้อนจากเนื้อที่ว่างหรือเทวดูดต่าง ๆ ในขณะที่เปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ เพื่อทำให้เกิดความเย็นที่เครื่องระเหย โดยนำความร้อนที่ได้รับที่เครื่องระเหยและคอมเพรสเซอร์ ไประบายออกที่คอนเดนเซอร์เพื่อควบแน่นเป็นของเหลว และนำกลับมารับความร้อนเพื่อสร้างความเย็นใหม่ โดยมีพื้นฐานที่จำเป็นต้องศึกษาดังนี้

คุณสมบัติของสารทำความเย็น (Properties of refrigerants) สารทำความเย็นที่ดีควรมีคุณสมบัติต่าง ๆ ดังนี้

#### 1) คุณสมบัติทางฟิสิกส์ (Physical properties) ได้แก่

ก. ค่าความร้อนแฝงของการกลายเป็นไอสูง เพื่อช่วยลดอัตราการไหลของสารทำความเย็นในระบบ ทำให้ขนาดของอุปกรณ์เล็ก น้ำหนักเบา ใช้พลังงานขั้วน้อยลง

ข. ความหนาแน่นสูง ทำให้ลดขนาดและน้ำหนักของอุปกรณ์ในระบบได้

- ค. ชุคแข็งตัวต่ำ เพื่อไม่ให้สารทำความเย็นแข็งตัวขณะทำงาน
  - ง. รวมตัวกับน้ำมันหล่อลื่นได้ เพื่อให้สามารถพาน้ำมันหล่อลื่นกลับมาหล่อลื่นที่คอมเพรสเซอร์
  - จ. มีความต้านทานไฟฟ้าสูง เพื่อป้องกันไฟฟ้าลัดวงจรผ่านสารทำความเย็นขณะทำงาน โดยเฉพาะเมื่อใช้กับคอมเพรสเซอร์ชนิดหุ้มปิด
  - ฉ. ค่าความดันเพื่อการควบแน่นต่ำทำให้ขนาดและ น้ำหนักของอุปกรณ์ลดลงโอกาสที่สารทำความเย็นรั่วออกจากระบบน้อยลง และลดอันตรายที่เกิดขึ้นเนื่องจากความดันสูงในระบบ
- 2) คุณสมบัติทางเคมี (Chemical properties) ได้แก่
- ก. มีโครงสร้างทางเคมีมั่นคง คือสามารถทำงานได้ภายใต้อุณหภูมิและความดันปกติในระบบโดยไม่มีการเปลี่ยนแปลงสภาพ
  - ข. ไม่ติดไฟหรือไม่มีการระเบิดทั้งในสภาวะที่เป็นของเหลว เป็นไอ หรือเมื่อผสมกับน้ำมันหล่อลื่น
  - ค. ไม่ทำปฏิกิริยาหรือเกิดการกัดกร่อนในอุปกรณ์และวัสดุที่ใช้ในระบบ เช่น ยาง พลาสติกเหล็ก ทองเหลือง ทองแดง อะลูมิเนียม เป็นต้น
  - ง. ไม่เป็นพิษ หรือไม่มีอันตรายต่อมนุษย์ สัตว์ หรือสิ่งแวดล้อมใด ๆ เช่น มีค่า ODP และ GWP ต่ำ
  - จ. เมื่อเกิดการรั่ว ไม่ทำให้รส กลิ่น สีของอาหารและน้ำดื่มเปลี่ยนแปลงหรือเป็นอันตรายคุณสมบัติอื่น ๆ ที่ควรพิจารณา คือ ราคาถูก ค่าการบำรุงรักษาต่ำ ง่ายต่อการควบคุมด้านความปลอดภัย และไม่มีผลกระทบต่อปัญหาด้านสิ่งแวดล้อม

#### 2.7.2 การเรียกชื่อสารทำความเย็น (Refrigerant nomenclature)

- 1) ฟรีออน (Freon) เป็นชื่อที่ใช้เรียกสารทำความเย็นที่ใช้อยู่ทั่วไป โดยบริษัทดูปองก์ (E.I. DuPont de Nemours & Co. Inc.) ซึ่งเป็นบริษัทที่มีชื่อเสียงด้านเคมีภัณฑ์ของสหรัฐอเมริกา เป็นผู้ผลิตและจำหน่ายสารทำความเย็นแพร่หลายเป็นบริษัทแรก โดยใช้ชื่อทางทะเบียนการค้าว่า FREON เช่น สารทำความเย็น Dichlorodifluoromethane ( $CCl_2F_2$ ) จะใช้ชื่อว่า FREON-12 เป็นต้น และชื่อ FREON นี้ได้ถูกนำไปใช้เรียกสารทำความเย็นของบริษัทอื่น ๆ ที่ถูกผลิตขึ้นในภายหลังด้วย ถึงแม้ว่าบริษัทต่าง ๆ จะผลิตสารทำความเย็นและมีชื่อทางทะเบียนการค้าเป็นของตัวเองก็ตาม
- 2) ชื่อสารทำความเย็นที่ถูกต้อง จะต้องเรียก Refrigerant หรือใช้แทนด้วย R เช่น Refrigerant-12 หรือ R-12 โดยจะเป็นผลิตภัณฑ์ของบริษัทใดก็ตาม หรืออาจเรียกชื่อตามกลุ่มของสารทำความเย็น เช่น CFC-12 หรือ HCFC-22 เป็นต้น

ข้อสังเกต เนื่องจากสารทำความเย็นที่ใช้กันอยู่ในปัจจุบัน เป็นสารที่ทำลายโอโซนและสร้างภาวะเรือนกระจกในบรรยากาศ ทำให้ชื่อเสียงและภาพพจน์ของสารทำความเย็นเสียหาย ถูกต่อต้านในการนำมาใช้งาน ชื่อของ FREON ซึ่งเคยเป็นตัวแทนของสารทำความเย็นจึงได้รับผลกระทบกระเทือนสูงสุด ปัจจุบันบริษัท DuPont ซึ่งเป็นผู้นำในการพัฒนาผลิตภัณฑ์ด้านสารทำความเย็นชนิดใหม่ ๆ ออกมาทดแทนสารเดิมที่ทำลายสิ่งแวดล้อมดังกล่าว จึงทำการเปลี่ยนแปลงชื่อทางการค้าของสารทำความเย็นจาก FREON เป็น Suva แทน ดังนั้นต่อไปชื่อของ FREON จะลดความนิยมและความสำคัญลง แต่จะมีสารทำความเย็น Suva เข้ามามีบทบาทในงานด้านสารทำความเย็นแทนดังภาพที่ 2.3



ภาพที่ 2.3 การเปลี่ยนชื่อสารทำความเย็นของบริษัท DuPont จาก FREON เป็น Suva [2]

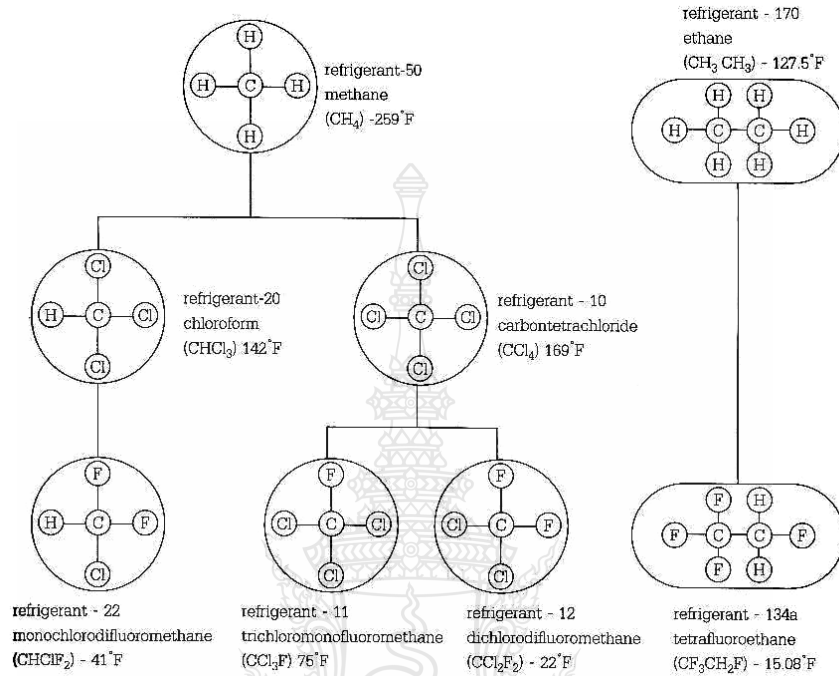
3) ส่วนประกอบทางเคมีของสารทำความเย็น (Chemical composition) แสดงค่าโดยตัวเลขที่ใช้เขียนบอกชนิดของสารทำความเย็น เช่น R-12, R-22, R-134a โดยตัวเลขดังกล่าวจะแสดงส่วนประกอบทางเคมีที่อยู่ในสารทำความเย็นนั้น

### 2.7.3 การพัฒนาและการเลือกใช้สารทำความเย็น

การพัฒนาสารทำความเย็นฟลูออโรคาร์บอน (Development of fluorocarbons) สารทำความเย็นกลุ่มแรกที่นำมาใช้ในระบบทำความเย็นคือแอมโมเนีย  $\text{NH}_3$ (R-717) และคาร์บอนไดออกไซด์  $\text{CO}_2$  (R-744) ซึ่งเป็นสารทำความเย็นกลุ่มอนินทรีย์สาร ต่อมาความต้องการในการใช้ระบบทำความเย็นมีการขยายตัวมากขึ้น จึงต้องการสารทำความเย็นที่มีคุณสมบัติต่าง ๆ ดีขึ้น เช่น มีความปลอดภัยสูงขึ้น มีความสามารถในการทำความเย็นดีขึ้น จึงได้มีการพัฒนาสารทำความเย็นกลุ่มฟลูออโรคาร์บอน เช่น ที่นิยมใช้กันแพร่หลายทั่วไปคือ R-11 R-12 R-22 R-134a เป็นต้น



โดยสารทำความเย็นดังกล่าวได้จากการสังเคราะห์โมเลกุลของมีเทน (Methane – CH<sub>4</sub>) และ อีเทน (Ethane – C<sub>2</sub>H<sub>6</sub>) ดังตัวอย่าง ภาพที่ 2.4



ภาพที่ 2.4 โครงสร้างของสารทำความเย็นกลุ่มมีเทนและอีเทน [2]



ภาพที่ 2.5 ถังบรรจุสารทำความเย็น

ข้อสังเกต การได้มาของสารทำความเย็น R-22 และ R-12 ซึ่งเป็นสารทำความเย็นกลุ่มมีเทนนั้นเริ่มพิจารณาจากโมเลกุลของมีเทนซึ่งประกอบด้วยคาร์บอน (C) 1 อะตอม และไฮโดรเจน (H) 4 อะตอม

R-22 (Monochlorodifluoromethane –  $\text{CHClF}_2$ ) ได้จากการเปลี่ยนไฮโดรเจนจำนวน 3 อะตอมด้วยคลอรีน (Cl) จะได้เป็น R-20 (Chloroform –  $\text{CHCl}_3$ ) เมื่ออะตอมของคลอรีนถูกเปลี่ยนเป็นอะตอมของฟลูออรีน (F) จำนวน 2 อะตอม จะได้สารทำความเย็น R-22 ซึ่งเป็นสาร HCFC นิยมใช้ในเครื่องปรับอากาศทั่วไป

Cold-22 (Propane -  $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$ ) เป็นสารทำความเย็นกลุ่มไฮโดรคาร์บอน ซึ่งโมเลกุลของโพรเพนจะประกอบด้วยคาร์บอน 3 อะตอม และไฮโดรเจน 8 อะตอม เป็นสารทำความเย็นที่ถูกพัฒนามาใช้แทนสาร R-22 ซึ่งอยู่ในกลุ่มฟลูออโรคาร์บอน

#### 2.7.4 การเลือกใช้สารทำความเย็น

R-12 ( $\text{CCl}_2\text{F}_2$ ) เป็นสารทำความเย็นที่นิยมใช้กันมากที่สุด ผลิตขึ้นเพื่อจำหน่ายโดยบริษัท ดูปองท์ตั้งแต่ พ.ศ. 2473 (ค.ศ. 1930) เนื่องจากเป็นสารที่มีความปลอดภัยไม่ติดไฟมีระดับความปลอดภัย A1 แต่ห้ามสารทำความเย็น R-12 สัมผัสกับเปลวไฟเพราะจะกลายเป็นสารพิษได้ มีจุดเดือด  $-21.6^\circ\text{F}$  ( $-29.8^\circ\text{C}$ ) ที่ความดันบรรยากาศ ใช้งานได้ทั้งระบบที่มีอุณหภูมิสูง ปานกลาง และต่ำ R-12 รวมตัวกับน้ำมันหล่อลื่นได้ดีในทุกสถานะ ทำให้ไม่มีปัญหาในเรื่องน้ำมันหล่อลื่นค้างในระบบสารทำความเย็นสามารถพาน้ำมันหล่อลื่นกลับคอมเพรสเซอร์ได้ดี โดยเฉพาะจะไม่มีฟิล์มน้ำมันจับเคลือบที่ผิวท่อ ทำให้ประสิทธิภาพในการถ่ายเทความร้อนดี R-12 มีอัตราการทำความเย็นต่ำจึงมีขนาดของอุปกรณ์ใหญ่กว่า แต่มีข้อดีคือทำงานได้ที่ความดันต่ำ นิยมใช้ทั่วไป เช่น ตู้เย็น ตู้แช่ เครื่องปรับอากาศรถยนต์ เป็นต้น

R-22  $\text{CHClF}_2$  เป็นสารกลุ่มฟลูออโรคาร์บอน มีค่าความปลอดภัยระดับ A1 มีจุดเดือด  $-41.4^\circ\text{F}$  ( $-40.8^\circ\text{C}$ ) ที่ความดันบรรยากาศ เมื่อเทียบกับ R-12 แล้ว R-22 จะทำงานที่ความดันสูงกว่า แต่ใช้คอมเพรสเซอร์ที่มีขนาดเล็กกว่า เพราะปริมาตรจำเพาะน้อยกว่า R-22 สามารถรวมกับน้ำมันหล่อลื่นได้แต่จะแยกตัวออกที่อุณหภูมิต่ำเมื่ออยู่ในอิวาพอเรเตอร์ใช้กับเครื่องทำความเย็นเครื่องปรับอากาศขนาดเล็กและขนาดใหญ่ทั่วไป

R-134a ( $\text{CF}_2\text{CH}_2\text{F}$ ) เป็นสารกลุ่มฟลูออโรคาร์บอน มีค่าความปลอดภัยระดับ A1 มีจุดเดือด  $-15.0^\circ\text{F}$  ( $-26.2^\circ\text{C}$ ) ที่ความดันบรรยากาศ เป็นสารทำความเย็นที่ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อใช้แทน R-12 ซึ่งได้ถูกยกเลิกการผลิตตามข้อบังคับของพิธีสารมอนทรีออล R-134a มีคุณสมบัติในการรวมตัวกับน้ำได้ดี (Water solubility) จึงมีโอกาสที่จะเกิดน้ำแยกตัวออกจากสารทำความเย็นไปเป็นน้ำแข็งอุดตัน

ลดความดันได้และเนื่องจากไม่สามารถรวมตัวกับสารหล่อลื่นชนิด (Mineral oils) ที่มีความสามารถในการดูดความชื้นสูงจึงต้องระวังอย่าให้มีโอกาสสัมผัสกับอากาศปัจจุบันเครื่องปรับอากาศรถยนต์ และตู้เย็นที่ผลิตใหม่ถูกบังคับให้เปลี่ยนมาใช้ R-134a แทน R-12 ทั้งหมด

R-290 ( $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_3$ ) เป็นสารทำความเย็นกลุ่มไฮโดรคาร์บอน มีค่าความปลอดภัยระดับ A3 มีจุดเดือด  $-43.6^\circ\text{F}$  ( $-42^\circ\text{C}$ ) ที่ความดันบรรยากาศ เป็นสารทำความเย็นที่ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อใช้แทน R-22 ไม่มีอันตรายต่อชั้นบรรยากาศโอโซน มีค่า GWP (Global warming potential (GWP)  $<3$  มีอายุขัย ณ ชั้นบรรยากาศ  $<1$  ปี มีค่าความเป็นพิษอยู่ในระดับต่ำ เมื่อเทียบกับ R-22 แล้ว จะทำงานที่ความดันต่ำกว่า ใช้ระบบเดียวกันกับ R-22 ได้ ไม่สามารถรวมตัวกับน้ำได้ (Water insoluble) มีอุณหภูมิติดไฟอัตโนมัติที่ความดัน 0 psi ที่  $450^\circ\text{C}$  ใช้ทดแทนในระบบ R-22

Cold-134a ( $\text{CH}_3\text{CH}_2\text{CH}_2\text{CH}_3$ ) เป็นสารทำความเย็นกลุ่มไฮโดรคาร์บอน มีค่าความปลอดภัยระดับ A3 มีจุดเดือด  $-22.9^\circ\text{F}$  ( $-30.5^\circ\text{C}$ ) ที่ความดันบรรยากาศ เป็นสารทำความเย็นที่ถูกพัฒนาขึ้นเพื่อใช้แทน R-134a ไม่มีอันตรายต่อชั้นบรรยากาศโอโซน มีค่า GWP (Global warming potential (GWP)  $<3$  มีอายุขัย ณ ชั้นบรรยากาศ  $<1$  ปี มีค่าความเป็นพิษอยู่ในระดับต่ำ เมื่อเทียบกับ R-134a แล้ว จะทำงานที่ความดันต่ำกว่า ใช้ระบบเดียวกันกับ R-134a ได้ ไม่สามารถรวมตัวกับน้ำได้ (Water insoluble) มีอุณหภูมิติดไฟอัตโนมัติที่ความดัน 0 psi ที่  $460^\circ\text{C}$  ใช้ทดแทนในระบบ R-134a

สารทำความเย็น Cold-22 เป็นสารทำความเย็นที่ผลิตขึ้น โดยการนำส่วนผสมหลักจากแก๊สธรรมชาติซึ่งไม่มีปัญหาในการทำลายชั้นบรรยากาศ (ODP) และไม่ทำให้ปัญหาพื้นโลกร้อนขึ้น (GWP) ได้มีการพัฒนาสารทำความเย็น R-290 ให้เหมาะสมกับสภาพอากาศในเขตร้อน เป็นเวลากว่า 12 ปี เพื่อให้เหมาะสมต่อสภาพอากาศทั่วไป และสามารถช่วยในการประหยัดพลังงานระหว่างคอมเพรสเซอร์ ทำงานเย็นเร็วกว่าสารทำความเย็น ประเภท CFCs HCFCs or HFCs based refrigerant gases ด้วยเหตุผลของค่าจุดเดือดของสารทำความเย็นทดแทน R-290 มีความดันต่ำกว่าสารทำความเย็นที่กล่าวมาข้างต้น สามารถช่วยลดการใช้พลังงานในการหมุนเครื่องคอมเพรสเซอร์ได้ไม่น้อยกว่า 10% (10%-30% Range) ไม่ต้องเปลี่ยนแปลงหรือตัดแปลงระบบเครื่องทำความเย็นรวมทั้งสารหล่อลื่นที่สามารถใช้ได้ทั้ง น้ำมัน MO หรือ POE คุณสมบัติของสารทำความเย็น R-290 ไม่ทำการกัดกร่อนระบบ การดูดความร้อนได้ดีโดยใช้พลังงาน ในการหมุนมอเตอร์คอมเพรสเซอร์น้อยกว่าจึงทำให้การสึกหรอของระบบน้อยลง ทำให้ประหยัดค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงรักษาไม่มีความจำเป็นจะเปลี่ยนน้ำมันคอมเพรสเซอร์ เป็นชนิดสังเคราะห์ (POE) เพราะสารทำความเย็น R-290 เป็นสารทำความเย็นตระกูลเดียวกับน้ำมันคอมเพรสเซอร์ของ R-12 และ R-22 (MO oil) เป็นสารทำความเย็นประเภท สารทดแทนระยะยาว (ODP 0.0 และ GWP  $<3$ )

### 2.7.5 สารหล่อลื่น (Lubricants)

สารหล่อลื่นที่ใช้ในระบบทำความเย็นเพื่อการหล่อลื่นคอมเพรสเซอร์มีคุณสมบัติพื้นฐานที่ต้องการคือ ไม่มีส่วนผสมของไข (Wax free) เพื่อป้องกันการแข็งตัวอุดตันในระบบเมื่อสัมผัสกับช่วงอุณหภูมิต่ำ ไม่เป็นสื่อไฟฟ้า และสามารถรวมตัวกับสารทำความเย็นได้ดีในทุกสภาวะ เพื่อป้องกันการแยกตัวออกจากสารทำความเย็นและตกค้างอยู่ในอุปกรณ์ต่าง ๆ แบ่งออกตามพื้นฐานที่ได้มาเป็น 2 กลุ่มคือ

1) กลุ่มที่ได้จากกรรมวิธีแยกกลั่นจากน้ำมันดิบ (Naphthneric or paraffinic based) คือ Mineral oil (MO) ซึ่งใช้กับสารทำความเย็นที่ใช้ในปัจจุบันทั่วไป แต่ไม่สามารถใช้ร่วมกับสารทำความเย็นกลุ่ม HFC เช่น R-134a เนื่องจาก MO ไม่สามารถรวมตัวกับสาร HFC ได้

2) กลุ่มที่ได้จากการสังเคราะห์ทางเคมี (Synthetic based) ได้แก่ สารหล่อลื่นชนิด Alkyl benzene (AB) Polyol ester (POE), Poly alkylene glycol (PAG) ซึ่ง AB หรือ POE นั้นอาจจะใช้งานโดยอิสระ เช่น POE ซึ่งนำไปใช้หล่อลื่นระบบสารทำความเย็น HFC เช่น R-134a R-507 R-404A R-407A หรืออาจนำไปผสมกับ MO เพื่อใช้กับสาร HCFC เช่น R-401A R-401B R-402A เป็นต้น การใช้สารหล่อลื่นชนิด POE มีข้อควรระวังเนื่องจาก POE มีความสามารถในการดูดความชื้น (Hygroscopic) สูงมาก จึงต้องระวังไม่ให้มีโอกาสสัมผัสกับอากาศหรือความชื้นได้ ดังตารางที่ 2.1

ตารางที่ 2.1 การเปรียบเทียบคุณสมบัติสารทำความเย็น[2]

ชื่อสาร	CFC -12	HCFC-22	HFC -134a	R-290
ODP	1.0	0.05	0.0	0.0
GWP	2.8	0.34	0.3	< 3

สารทำความเย็น Cold -22 (R-290) เป็นสารทำความเย็นที่ผลิตขึ้นโดยการส่วนผสมหลักจาก แก๊สธรรมชาติซึ่งไม่มีปัญหาในการทำลายชั้นบรรยากาศ (ODP) และไม่ทำให้ปัญหาพื้นโลกร้อนขึ้น (GWP) ได้มีการพัฒนาสารทำความเย็น Cold -22 (R-290) ให้เหมาะสมกับสภาพอากาศในเขตร้อน เป็นเวลากว่า 12 ปี เพื่อให้เหมาะสมต่อสภาพแวดล้อมโดยทั่วไป และสามารถช่วยในการประหยัดพลังงานระหว่างคอมเพรสเซอร์ ทำงานเย็นเร็วกว่าสารทำความเย็น ประเภท CFCs HCFCs or HFCs Based refrigerant gases ด้วยเหตุผลของค่าจุดเดือดของสารทำความเย็นทดแทน Cold -22 (R-290) มีความดันต่ำกว่าสารทำความเย็นที่กล่าวมาข้างต้น สามารถช่วยลดการใช้พลังงานในการหมุนเครื่องคอมเพรสเซอร์ได้ไม่น้อยกว่า 10% (10%-30% Range) ไม่ต้องเปลี่ยนแปลงหรือตัดแปลงระบบเครื่องทำความเย็น รวมทั้งสารหล่อลื่นที่สามารถใช้ได้ทั้ง น้ำมัน MO หรือ POE คุณสมบัติของ

สารทำความเย็น Cold -22 (R-290) ไม่ทำการกัดกร่อนระบบ การดูดความร้อนได้ดี โดยใช้พลังงาน ในการหมุนมอเตอร์คอมเพรสเซอร์น้อยกว่าจึงทำให้การสึกหรอของระบบน้อยลง ทำให้ประหยัด ค่าใช้จ่ายในการซ่อมบำรุงรักษา ไม่มีความจำเป็นจะเปลี่ยนน้ำมันคอมเพรสเซอร์ เป็นชนิดสังเคราะห์ (POE) เพราะ สารทำความเย็นCold-22 เป็นสารทำความเย็นตระกูลเดียวกับน้ำมันคอมเพรสเซอร์ของ R-12 R-22 (MO) เป็นสารทำความเย็นประเภท สารทดแทนระยะยาว (ODP 0.0 และ GWP < 3)

## 2.8 การแบ่งประเภทของสารทำความเย็น [2]

### 2.8.1 แบ่งตามระดับการทำลายโอโซนในบรรยากาศ

สารทำความเย็นแบ่งตามระดับการทำลายโอโซนในบรรยากาศได้ 3 กลุ่ม

1) สาร CFC (Chlorofluorocarbon) คือสารทำความเย็นที่มีคลอรีน ซึ่งมีค่าระดับการทำลายโอโซน (Ozone -O<sub>3</sub>) ในบรรยากาศชั้นสตราโตสเฟียร์ (Stratospheric) เช่น R-11 R-12 ซึ่งมีค่าระดับการทำลายโอโซน (ODP= 1)

2) สาร HCFC (Hydrochlorofluorocarbon) คือสารทำความเย็นที่มีคลอรีนเป็นส่วนประกอบเช่นเดียวกับกลุ่ม CFC แต่มีไฮโดรเจนเป็นส่วนประกอบเพิ่มเติม ทำให้ HCFC สลายตัวได้รวดเร็วกว่าสาร CFC ยังคงมีส่วนในการทำลายโอโซนในบรรยากาศบ้าง เช่น R-22 (ค่า ODP = 0.055)

3) สาร HFC (Hydrofluorocarbon) คือสารทำความเย็นที่ไม่มีส่วนประกอบของคลอรีน จึงไม่ทำลายโอโซน ในบรรยากาศเลย เช่น R-134a (ค่า ODP = 0) ดังตารางที่ 2.2

ตารางที่ 2.2 ตัวอย่างการเลือกใช้สารหล่อลื่นให้เหมาะสมกับสารทำความเย็น [2]

Refrigerant	Lubricant Type			
	Mineral oil (MO)	Alkylbenzene (AB)	MO/AB blend (MO/AB)	Polyol ester (POE)
CFC-12	P	A	A	A
CFC-502	A	P	P	A
HCFC--408A	A	P	P	A
HCFC-409A	A	P	P	A
HCFC-22	P	A	A	A
HFC-134a	NC	NC	NC	P
HFC-404A	NC	NC	NC	P
HFC-407C	NC	NC	NC	P
HFC-410A	NC	NC	NC	P

ความหมาย	A	=	ยอมให้ใช้ได้
	P	=	เหมาะสมที่สุดควรเลือกใช้
	NC	=	ไม่สามารถใช้ได้เพราะสารทำความเย็นและสารหล่อลื่นไม่สามารถเข้ากันได้

## 2.9 แบ่งสารทำความเย็นตามระดับความปลอดภัย[2]

2.9.1 ความเป็นพิษ (Toxicity) จัดระดับความเป็นพิษของสารทำความเย็นเป็น 2 ระดับคือ

Class A = ระดับความเป็นพิษต่ำ (Low toxicity)

Class B = ระดับความเป็นพิษสูง (High toxicity)

2.9.2 ความสามารถในการติดไฟ (Flammability) จัดระดับความสามารถในการติดไฟของสารทำความเย็น ออกเป็น 3 กลุ่ม เมื่อนำไปใช้งานคือ

Group 1 = ไม่ติดไฟ (No flammability)

Group 2 = ติดไฟได้ (Low flammability)

Group 3 = ติดไฟได้ง่าย (High flammability)

## 2.10 งานวิจัยที่เกี่ยวข้อง

ศศ.ชวรัชช์ นาคพิพัฒน์ [1] ได้ทำการทดสอบสารทำความเย็นสำหรับเครื่องปรับอากาศที่มีคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยน้ำและอีวาโปเรเตอร์ทำความเย็นให้กับสารทำความเย็นขนาดการทำงาน 12,000 บีทียูต่อชั่วโมง โดยทดลองเปรียบเทียบสารทำความเย็นระหว่างสารทำความเย็น Cold 22 และสารทำความเย็น R-22 สรุปได้ว่าสารทำความเย็น Cold 22 สามารถทำความเย็นได้มากกว่าสารทำความเย็น R-22 โดยมีความสามารถทำความเย็นขณะที่มีภาระสูงสุดของการทดลองเพิ่มขึ้นจาก 3.7 kW เป็น 4.2 kW คิดการเพิ่มขึ้นเป็น 13.5 % เมื่อพิจารณาที่ค่า COP ของการทำความเย็น ค่า COP ของ Cold 22 ทำได้ 3.55 ขณะที่ R-22 ทำได้ 3.11 คิดเป็นการเพิ่มขึ้น 13.4 % สำหรับค่า EER นั้นก็พิจารณาได้เช่นเดียวกัน คือ สาร Cold 22 ทำได้ 12.11 ขณะที่ R-22 ทำได้ 10.67 คิดเป็นการเพิ่มขึ้น 13.5 % การทดลองคุณสมบัติของน้ำทั้งทางด้านทำความร้อนและทั้งทางทำความเย็นให้อยู่ในสถานะที่คงที่ในแต่ละภาระของความร้อน

นพรัตน์ อมัตริรัตน์, สถาพร ทองวิค, วินัย จันทร์เพ็ง [5] การศึกษาและเปรียบเทียบสารทำความเย็น R-22 กับ COLD-22 ในเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน ผลจากการทดลองระหว่างสารทำความเย็น R-22 และ COLD-22 พบว่าสารทำความเย็น R-22 มีความสามารถในการอบแห้ง อัตราการลดความชื้น และอุณหภูมิในตู้อบแห้งสูงกว่าสารทำความเย็น COLD-22 ที่ 0.45% และ 9% แต่เมื่อ

พิจารณาด้านอื่นพบว่าสารทำความเย็น COLD-22 มีกำลังงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ อุณหภูมิที่คอมเพรสเซอร์ ความสิ้นเปลืองพลังงานจำเพาะ ความดันด้านสูงและความดันด้านต่ำ ดีกว่าสารทำความเย็น R-22 ที่ 20% 21.56% 27.2% 31.88% 28% ตามลำดับ ดังนั้นใช้สารทำความเย็น COLD-22 ในเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน จะทำให้ประหยัดการใช้พลังงานมากกว่าสารทำความเย็น R-22 แต่ต้องพิจารณาให้เหมาะสมกับวัสดุและอุณหภูมิที่ใช้ในการอบแห้ง และเนื่องจากสารทำความเย็น COLD-22 นั้นเป็นสารในกลุ่ม HFC จึงไม่ทำลายสิ่งแวดล้อม แต่ก็มีข้อควรระวังในการใช้งาน หากมีรั่วไหลสารทำความเย็นดังกล่าวสามารถติดไฟ

ธิปพล ช้างแย้ม [6] การวิเคราะห์สมรรถนะการทำงานของตู้แช่ที่ใช้สารทำความเย็นผสม ผลการทดสอบพบว่า ค่าสัมประสิทธิ์การถ่ายเทความร้อน จากการเดือดและการควบแน่นของสารทำความเย็น MP-39 จะมีค่าสูงกว่า MP-52 และ R-12 และจากการทดสอบสมรรถนะตู้แช่ ค่า COP ระบบของ MP-39 จะมีค่าสูงกว่า MP-52 และ R-12 และยังพบอีกว่าในกรณีที่ใช้ MP-39 เป็นสารทำงาน ยังสามารถ ลดขนาดคอนเดนเซอร์ลงได้อีกประมาณ 7% จากเดิม ซึ่งจะช่วย ประหยัดวัสดุในการสร้างตู้แช่ ตู้แช่ดังกล่าวจะเป็นตัวอย่างซึ่งบริษัทต่างๆ สามารถนำไปพัฒนาสร้างต่อไปได้ และสามารถนำไปประยุกต์ในการใช้สารทำความเย็นผสมแบบต่างๆ นอกจากนี้ยังจะช่วยลดปัญหาสิ่งแวดล้อม ได้อีกทางหนึ่ง

ฉัตร ปานานนท์ [7] ได้ศึกษาการใช้สารทำความเย็น R-407c เพื่อทดแทนในระบบที่ใช้งานกับการทำความเย็น R-22 อยู่แล้ว ผลที่ได้จากการคำนวณ และการทดลอง สรุปได้ว่าความสามารถในการทำความเย็นของสารทำความเย็น R-407c มีค่าใกล้เคียงกับสารทำความเย็น R-22 มาก แต่มีการสิ้นเปลืองพลังงานต่ำกว่าเล็กน้อย จึงทำให้ประสิทธิภาพการทำงาน COP สูงกว่าเล็กน้อย ความดันและอุณหภูมิในระบบโดยรวมที่ได้จากชุดทดลองมีค่าใกล้เคียงกันมาก โดย สารทำความเย็น R-407c มีความดันด้านคอนเดนเซอร์ (Condensing pressure) สูงกว่าสารทำความเย็น R-22 ประมาณ 10-15 psi หรือประมาณ 1bar แต่ควรจะต้องเปลี่ยนเอ็กซ์แพนชันวาล์ว (Expansion valve) เนื่องจากค่าความร้อนยิ่งยวด (Superheat) ในระบบเปลี่ยนแปลงไป

วิโรจน์ ฤทธิทอง [8] การเลือกขนาดท่อแคปิลารี สำหรับสารทำความเย็นผสม ศึกษาพบว่า ผลการใช้แบบจำลองทางคณิตศาสตร์เทียบกับผลการทดลอง ของสารทำงานทั้ง 3 ชนิดคือ R12, MP39 และ MP52 เมื่อทดสอบที่สภาวะเงื่อนไขต่างๆ สารทำงาน R12 จะมีความคลาดเคลื่อน +16 เปอร์เซ็นต์ MP39 จะมีความคลาดเคลื่อน +22 เปอร์เซ็นต์ และ MP52 จะมีความคลาดเคลื่อน +23 เปอร์เซ็นต์ โดยสารทำงาน MP52 จะลดอุณหภูมิได้ต่ำกว่าสารทำงาน R12 และ MP39 และเมื่อพิจารณาผลการเลือกขนาดท่อแคปิลารีจากการวิเคราะห์แบบจำลองทางคณิตศาสตร์ พบว่าที่ขนาด

เส้นผ่านศูนย์กลางท่อแคปิลารี 1.50 มิลลิเมตร จะลดความดันได้ดีกว่าขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อแคปิลารี 1.63 มิลลิเมตร และ 1.78 มิลลิเมตร ที่สภาวะเงื่อนไขการทำงานเหมือนกัน และเมื่อขยายผลถึงการวิเคราะห์หัวแปรต่างๆที่มีผลต่อความดันลดตามความยาวท่อแคปิลารี โดยวิธีการวิเคราะห์ความไวจากมากที่สุดถึงน้อยที่สุดคือ อุณหภูมิทางเข้าท่อแคปิลารี อัตราการไหลของสารทำงาน ความยาวท่อ อุณหภูมิเย็นยิ่งยวด และ เส้นผ่านศูนย์กลางภายในท่อ ตามลำดับ

อำเภอศักดิ์ ทีบุญมา [9] ศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนและการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด ผลที่ได้จากการศึกษาสามารถสรุปได้ดังนี้ 1) สมรรถนะโดยรวมของปั๊ม ความร้อนที่ใช้สารทำความเย็น R407C ใกล้เคียงกับกรณีที่ใช้สารทำความเย็น R-22 ที่สุด และยังพบว่า ภายใต้อุณหภูมิเครื่องควบแน่นคงที่ เมื่อเพิ่มอุณหภูมิ ทางออกเครื่องระเหยจะมีผลทำให้สัดส่วนความดัน งานเครื่องอัดแก๊ส และปริมาตร เคลื่อนที่จำเพาะเครื่องอัดแก๊สลดลง ในขณะที่ผลทำความเย็น และสัมประสิทธิ์ สมรรถนะปั๊มความร้อนเพิ่มขึ้น 2) เครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนที่ใช้สารทำความเย็นสองวงจรมีศักยภาพในการประหยัดพลังงาน โดยเฉพาะอย่างยิ่งช่วงที่อุณหภูมิอบแห้งสูงกว่าค่าที่ตั้งไว้ และจากการวิเคราะห์ค่าใช้จ่ายพบว่า ค่าใช้จ่าย พลังงานรายปีของเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนสำหรับกรณีที่ใช้สารทำความเย็น หนึ่งวงจร และสองวงจรเท่ากับ 48 และ 62 เปอร์เซ็นต์ของค่าใช้จ่ายทั้งหมดรายปี ตามลำดับ 3) เงื่อนไขที่เหมาะสมที่สุดของผลิตภัณฑ์แต่ละชนิดจะไม่เหมือนกัน โดยเฉพาะอัตราการไหลอากาศและสัดส่วนอากาศที่ไม่ผ่านเครื่องระเหย จากการวิเคราะห์ความไวพบว่า ค่าใช้จ่ายทั้งหมดรายปีแปรผันตรงกับ อัตราดอกเบี้ยและค่า พลังงานไฟฟ้า แต่จะแปรผกผันกับอายุการใช้งานนอกจากนั้นยังพบว่า สมบัติทาง ภาพภาพของผลิตภัณฑ์มีผลอย่างมากต่ออัตราการไหลอากาศและสัดส่วนอากาศที่ไม่ผ่าน เครื่องระเหย 4) สมรรถนะของเครื่องอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนขึ้นอยู่กับความชื้น สูดท้ายของผ้าที่ถูกอบแห้ง และผลจากการทดลองพบว่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะปั๊ม ความร้อนอยู่ในช่วง 4.33-4.45

นายภาคภูมิ เดื่อคำ, ดร.สถาพร ทองวิค [10] งานวิจัยนี้ทำการทดลองหาแนวทางการประหยัดพลังงานของเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อนที่ใช้วิธีการระบายความร้อนคอมเพรสเซอร์โดยการไม่ฉีดน้ำยาเหลวเปรียบเทียบกับกรณีฉีดน้ำยาเหลวที่คอมเพรสเซอร์ โดยใช้สารทำความเย็น R-22 เป็นสารทำงาน ความเร็วลมและความเร็วภาดหมุนคงที่ตลอดการทดลอง จากการทดลองพบว่า  $SEC_{ave}$  อยู่ที่ 9.76 และ 8.71  $COP_{ave}$  อยู่ที่ 4.27 และ 9.66 และความชื้นลดลงเฉลี่ยอยู่ที่ 16.82 และ 16.70 วิธีการฉีดน้ำยาเหลวจะทำให้อุณหภูมิของคอมเพรสเซอร์ลดลงและส่งผลกระทบต่อความสิ้นเปลืองพลังงานเนื่องจากทำให้คอมเพรสเซอร์ใช้พลังงานไฟฟ้าลดลง ผลจากการวิจัยสามารถนำไปสร้างอุปกรณ์การฉีดน้ำยาเหลวเพื่อลดอุณหภูมิของคอมเพรสเซอร์ซึ่งจะส่งผลต่อการประหยัดพลังงานของคอมเพรสเซอร์



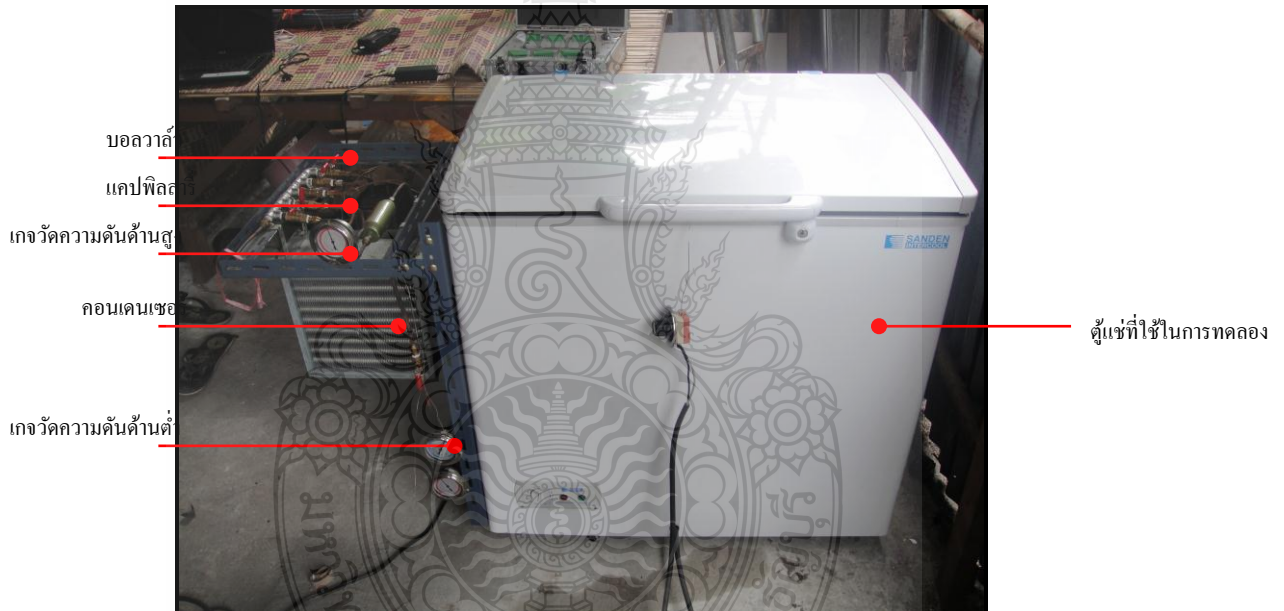
นายภาคภูมิ เสือคำ, ดร.สถาพร ทองวิค [11] การศึกษาเปรียบเทียบความยาวอุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลชนิดท่อรูเข็มที่มีผลต่อการระบายความร้อนมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ในระบบปั๊มความร้อนจากการทดลองโดยการฉีดสารทำความเย็นเหลวเข้าระบายความร้อนที่มอเตอร์คอมเพรสเซอร์ ใช้สารทำความเย็น COLLD-22 เป็นสารทำงาน อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลชนิดท่อรูเข็มที่ใช้ทดลองมีขนาดความยาว 0 cm 30 cm 60 cm และ 90 cm ตามลำดับ จากการศึกษาพบว่า อุณหภูมิที่คอมเพรสเซอร์เท่ากับ 89.85 °C 60.2 °C 65.5 °C และ 62.7 °C อุณหภูมิภายในตู้อบแห้งเฉลี่ยเท่ากับ 43.84 °C 40.63 °C 44.71 °C และ 43.06 °C กำลังที่ป้อนให้เครื่องอัดเฉลี่ยเท่ากับ 4.18 A 4.39 A 4.54 A และ 4.46 A ดังนั้นใช้อุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลชนิดท่อรูเข็มขนาดความยาว 30 cm อุณหภูมิของคอมเพรสเซอร์และกำลังที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดมีค่าต่ำกว่าขนาดความยาว 0 cm 60 cm และ 90 cm ซึ่งจะส่งผลต่อการประหยัดพลังงานของคอมเพรสเซอร์และอายุการใช้งานที่ยาวนานขึ้น



### บทที่ 3

## วิธีการดำเนินการวิจัย

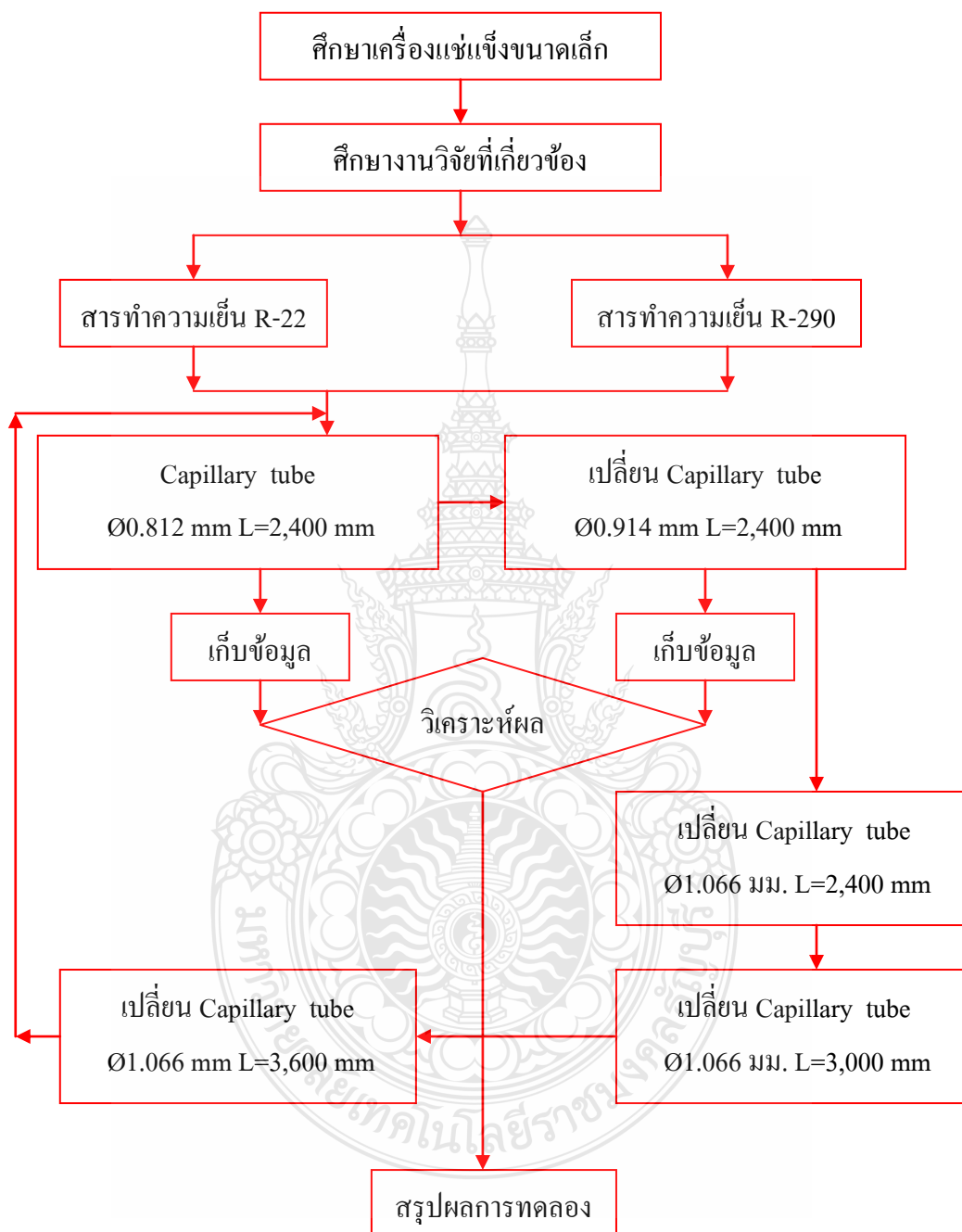
การศึกษาศมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็นระหว่างสารทำความเย็น 2 ชนิด ได้แก่สารทำความเย็น R-22 กับสารทำความเย็น R-290 โดยที่เปลี่ยนสารทำความเย็น R-290 มาใช้แทนสารทำความเย็น R-22 ในระบบที่ติดตั้งสารทำความเย็น R-22 อยู่แล้วในการศึกษาครั้งนี้จะพิจารณาผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวของท่อลดความดันเพื่อความเหมาะสมในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 มาเป็น R-290 โดยจะมีวิธีการดำเนินการวิจัยตามรายละเอียดดังนี้



ภาพที่ 3.1 ตู้แช่ที่ใช้ในการทดลอง

จากการศึกษาทฤษฎีในบทที่ 2 ได้กำหนดวิธีการศึกษาศมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็นระหว่างสารทำความเย็น 2 ชนิด ได้แก่สารทำความเย็น R-22 กับสารทำความเย็น R-290 การศึกษาครั้งนี้จะแบ่งออกเป็น 2 กรณี กรณีที่ 1 การศึกษาผลการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดัน กรณีที่ 2 การศึกษาผลการเปลี่ยนความยาวของท่อลดความดันแสดงดังภาพที่ 3.2

### 3.1 ขั้นตอนการดำเนินการวิจัยและการเก็บข้อมูล



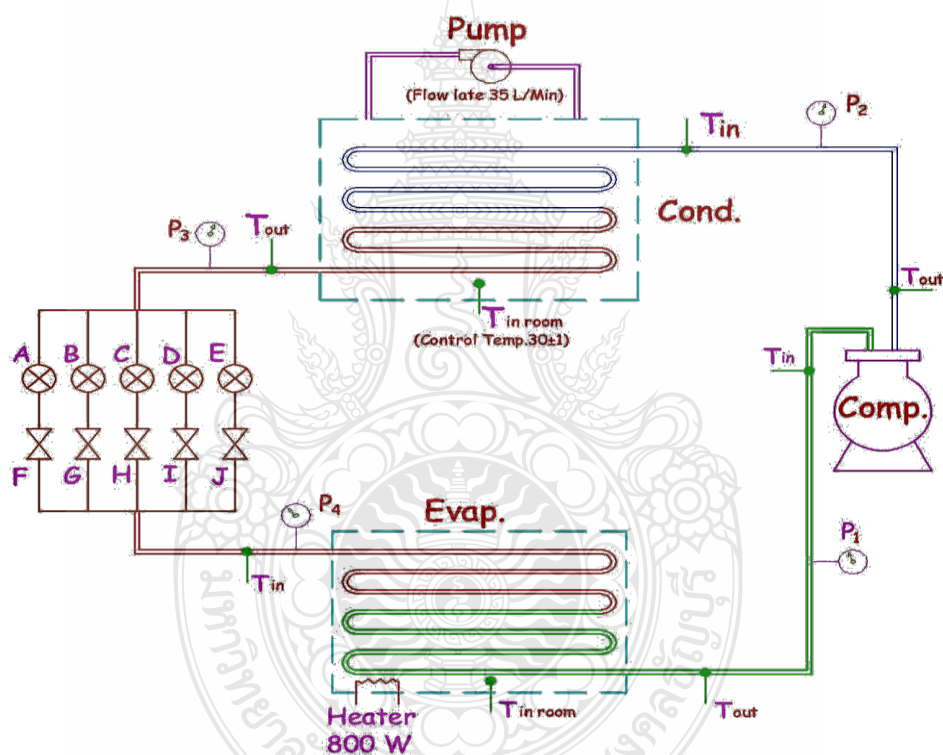
ภาพที่ 3.2 ขั้นตอนการดำเนินการวิจัยและการเก็บข้อมูล

## 3.2 อุปกรณ์ทดลองและเครื่องมือวัด

### 3.2.1 การวัดความดัน

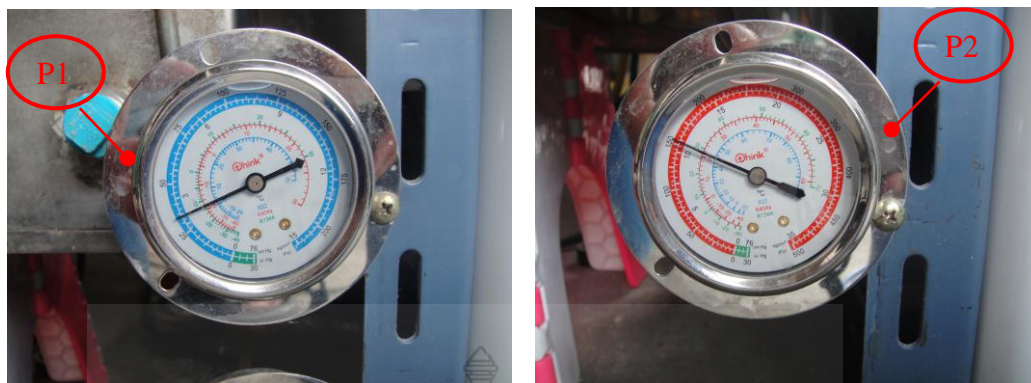
การวัดความดันของสารทำความเย็นที่ตำแหน่งต่าง ๆ โดยใช้บรูคองเกจในการวัดความดันที่ตำแหน่งทางเข้าและทางออกของแต่ละอุปกรณ์ ดังภาพที่ 3.3 ภาพที่ 3.4 และภาพที่ 3.5

- 1) เกจวัดความดันด้านต่ำ  $P_1$
- 2) เกจวัดความดันด้านสูง  $P_2$
- 3) เกจวัดความดันที่ทางเข้าคอนเดนเซอร์  $P_3$
- 4) เกจวัดความดันที่ทางออกคอนเดนเซอร์  $P_4$

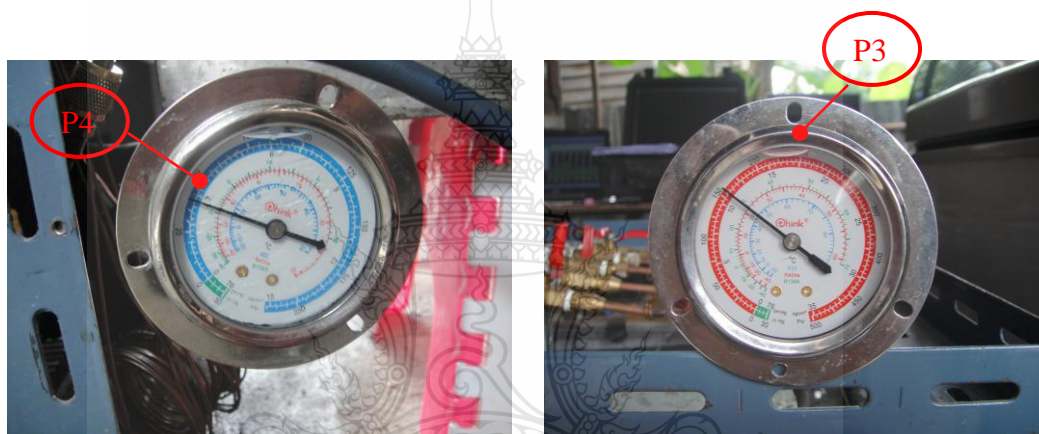


ภาพที่ 3.3 วงจรระบบตู้แช่ที่ใช้ในการทดลอง

- Remark.
- A. Valve No1 , F. Capillary tube  $\varnothing 0.812$  มม. L=2,400 มม.
  - B. Valve No2 , G. Capillary tube  $\varnothing 0.914$  มม. L=2,400 มม.
  - C. Valve No3 , H. Capillary tube  $\varnothing 1.066$  มม. L=2,400 มม.
  - D. Valve No1 , I. Capillary tube  $\varnothing 1.066$  มม. L=3,000 มม.
  - E. Valve No2 , J. Capillary tube  $\varnothing 1.066$  มม. L=3,600 มม.



ภาพที่ 3.4 การติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน  $P_1, P_2$



ภาพที่ 3.5 การติดตั้งเครื่องมือวัดความดัน  $P_3, P_4$

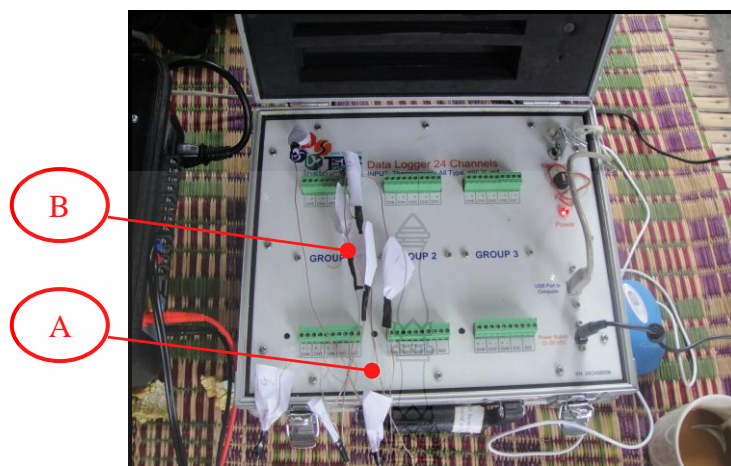
### 3.2.2 การวัดอุณหภูมิ

การวัดอุณหภูมิจะบันทึกค่าที่ตำแหน่งเข้าและออกจากแต่ละอุปกรณ์โดยใช้เทอร์โมคัปเปิล ชนิด K ต่อเข้ากับ Data logger 24 Chanal ซึ่งมีความละเอียด  $\pm 0.1$  °C ใช้วิธีวัดที่ติดตามตำแหน่งต่าง ๆ ดังภาพที่ 3.3 ภาพที่ 3.6 เทอร์โมคัปเปิล และ Data logger และภาพที่ 3.7 คอมพิวเตอร์ใช้ในการแสดงข้อมูลของอุณหภูมิของแต่ละจุด

- 1) จุดวัดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์  $T_{in,comp}$
- 2) จุดวัดอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกคอมเพรสเซอร์  $T_{out,comp}$
- 3) จุดวัดอุณหภูมิมอเตอร์คอมเพรสเซอร์  $T_{comp}$
- 4) จุดวัดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าคอนเดนเซอร์  $T_{in,cond}$
- 5) จุดวัดอุณหภูมิสารทำความเย็นที่ทางออกคอนเดนเซอร์  $T_{out,cond}$



6) จุดวัดอุณหภูมิสารทำความเย็นก่อนเข้าอีวาพอเรเตอร์  $T_{in, evap}$



ภาพที่ 3.6 เทอร์โมคัปเปิล และ Data logger

A เทอร์โมคัปเปิล ชนิด K ซึ่งมีความละเอียด  $\pm 0.1^{\circ}\text{C}$  B Data logger 24 Chanal



ภาพที่ 3.7 คอมพิวเตอร์ใช้ในการแสดงข้อมูลของอุณหภูมิของแต่ละจุด

### 3.2.3 การวัดปริมาณการใช้ไฟฟ้า

ปริมาณการใช้ไฟฟ้ารวมซึ่งจ่ายให้กับคอมเพรสเซอร์จะถูกบันทึกด้วยกิโลวัตต์ฮาวล์มิเตอร์ แสดงดังภาพที่ 3.8 กิโลวัตต์ฮาวล์มิเตอร์



ภาพที่ 3.8 กิโลวัตต์ชั่วโมงมิเตอร์ SINGLE – PHASE WATT – HOUR METER

### 3.3 ลำดับขั้นตอนการทดลอง

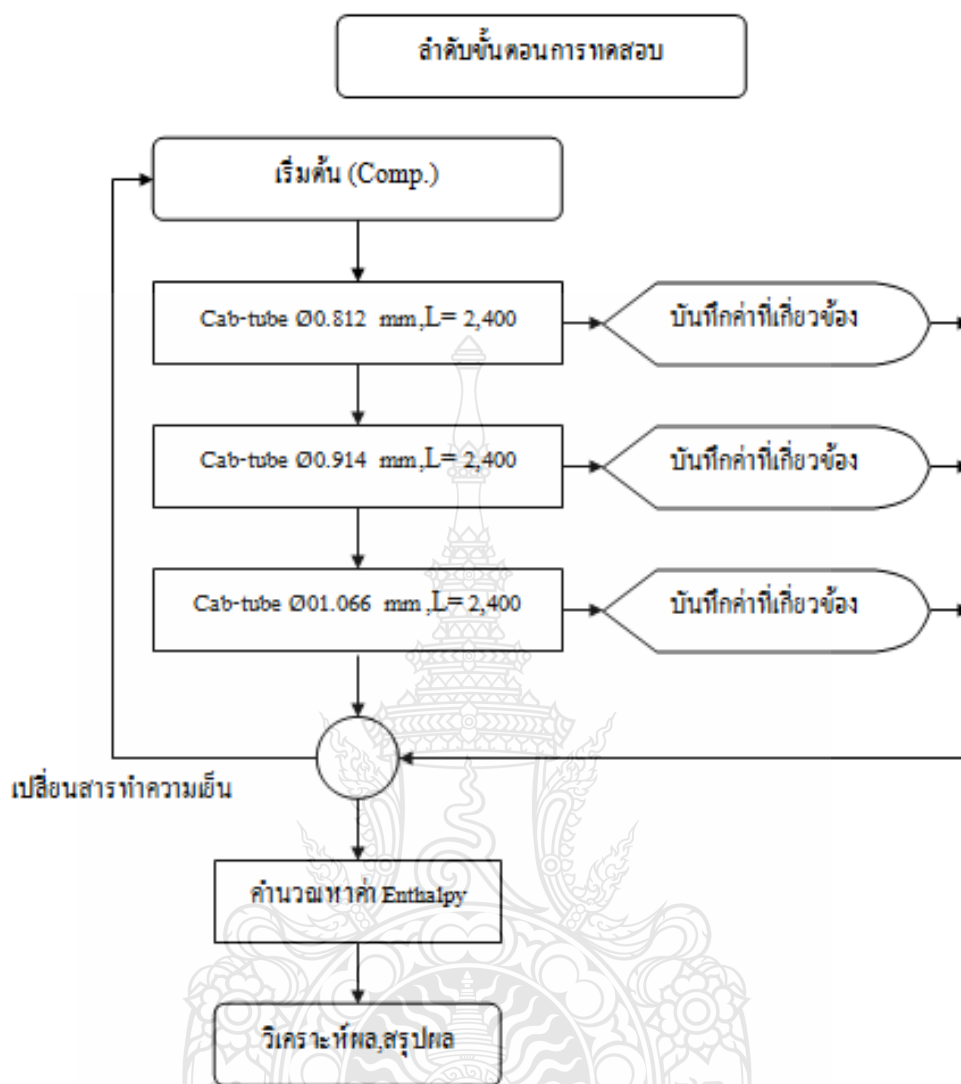
3.3.1 ลำดับการทดสอบเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กด้วยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22 และ R290

3.3.2 ลำดับการทดสอบเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กด้วยการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22 และ R290

เงื่อนไขการทดลองที่ 1 การศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น R-22 มีลำดับขั้นตอนการทดลองดังภาพที่ 3.2 ภาพที่ 3.9 และ ภาพที่ 3.10 โดยมีรายละเอียดดังนี้

1) ทำการเติมสารทำความเย็น R-22 เข้าไปในระบบโดยทำการควบคุมให้ความดันด้านต่ำอยู่ระหว่าง 12-15 psig โดยสังเกตจากเกจวัดความดันด้านต่ำ

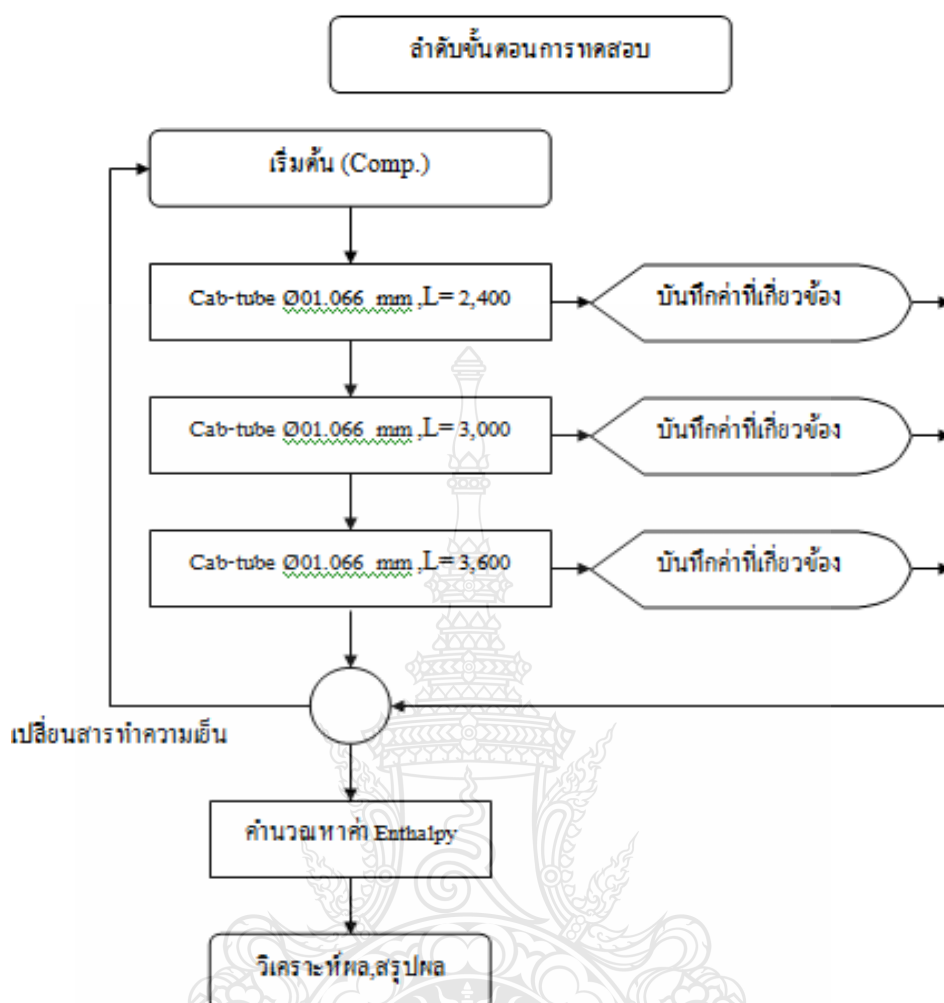
2) ทำการเปิดวาล์ว A ที่แสดงในรูปที่ 3.3 เพื่อให้สารทำความเย็นไหลผ่านท่อลดความดันไปได้แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบโดยใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing 0.812$  มม.  $L=2,400$  มม. ตามลำดับแล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาทีเพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER) ในการทดสอบนั้นจะมีการควบคุมระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ด้วยน้ำโดยกำหนดให้อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ที่  $30 \pm 1$  °C ที่มีอัตราการไหลของน้ำ 35 ลิตร/นาที และกำหนดอุณหภูมิภายในห้องแช่แข็งที่  $40 \pm 5$  °C โดยใช้ Heater ขนาด 800 วัตต์ ในการให้ความร้อน



ภาพที่ 3.9 ลำดับขั้นตอนการทดสอบโดยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดัน

3) ทำการปิดวาล์ว A แล้วเปิดวาล์ว B ดังที่แสดงในภาพที่ 3.3 แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบที่ใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  0.914 มม.  $L = 2,400$  มม. ตามลำดับแล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER)





ภาพที่ 3.10 ลำดับขั้นตอนการทดสอบ โดยการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดัน

4) ทำการปิดวาล์ว B แล้วเปิดวาล์ว C ดังที่แสดงในภาพที่ 3.3 แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบที่ใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L = 2,400 มม. ตามลำดับแล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER)

5) ทำการปิดวาล์ว C แล้วเปิดวาล์ว D ดังที่แสดงในภาพที่ 3.3 แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบที่ใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L=3,000 มม. ตามลำดับแล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER)

6) ทำการปิดวาล์ว D แล้วเปิดวาล์ว E ที่แสดงในภาพที่ 3.3 แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบที่ใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L=3,600 มม. แล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น(COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER)

เงื่อนไขการทดลองที่ 2 การศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น R- 290 มีลำดับขั้นตอนการทดลองดังภาพที่ 3.2 3.9 และ 3.10 โดยมีรายละเอียดดังนี้

1) ทำการเติมสารทำความเย็น R-290 เข้าไปในระบบโดยทำการควบคุมให้ความดันด้านต่ำอยู่ระหว่าง 12-15 psig โดยสังเกตจากเกจวัดความดันด้านต่ำ

2) ทำการเปิดวาล์ว A ดังที่แสดงในรูปที่ 3.3 เพื่อให้สารทำความเย็นไหลผ่านท่อลดความดันไปได้แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบโดยใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  0.812 มม. L=2,400 มม. ตามลำดับแล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER) ในการทดสอบนั้นจะมีการควบคุมระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ด้วยน้ำโดยกำหนดให้อุณหภูมิ ของน้ำระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์ที่  $30 \pm 1$  °C ที่มีอัตราการไหลของน้ำ 35 ลิตร/นาทีและกำหนดอุณหภูมิภายในห้องแช่แข็งที่  $40 \pm 5$  °C โดยใช้ Heater ขนาด 800 วัตต์ ในการให้ความร้อน

3) ทำการปิดวาล์ว A แล้วเปิดวาล์ว B แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบที่ใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  0.914 มม. L = 2,400 มม.ตามลำดับแล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER)

4) ทำการปิดวาล์ว B แล้วเปิดวาล์ว C ดังที่แสดงในรูปที่ 3.3 แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบที่ใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L = 2,400 มม. ตามลำดับแล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER)

5) ทำการปิดวาล์ว C แล้วเปิดวาล์ว D ดังที่แสดงในรูปที่ 3.3 แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบที่ใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L=3,000 มม. ตามลำดับแล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER)

6) ทำการปิดวาล์ว D แล้วเปิดวาล์ว E ดังที่แสดงในภาพที่ 3.3 แล้วทำการเดินเครื่องทดสอบที่ใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาว  $\varnothing$  1.066 มม. L=3,600 มม. แล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องทุก ๆ 10 นาที เพื่อนำค่าที่ได้ไปคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER)

### 3.4 ตัวอย่างการคำนวณค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น

แสดงตัวอย่างการคำนวณหาค่าต่างๆที่มีผลจากการเปลี่ยนท่อลดความดันโดยใช้สารทำความเย็น R-22 ค่าที่ได้จากการทดลองจาก(ตารางที่ ข.1) ของช่วงการทดลองที่ 6

อุณหภูมิด้านเข้าคอมเพรสเซอร์ (Compressor) = 27.60 °C

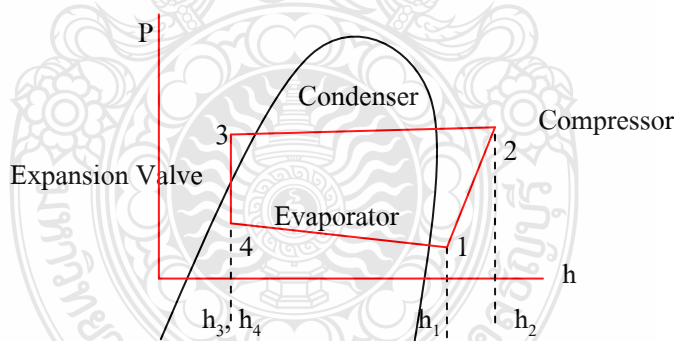
อุณหภูมิด้านออกคอมเพรสเซอร์ (Compressor) = 109.40 °C

อุณหภูมิด้านเข้าอีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) = -12.40 °C

อุณหภูมิด้านออกอีวาพอเรเตอร์ (Evaporator) = 25.60 °C

ความดันด้านสูง = 1,184 kPa

ความดันด้านต่ำ = 129 kPa



ภาพที่ 3.11 ตัวอย่าง P-h ไดอะแกรมของสารทำความเย็นที่ได้จากการทดสอบ

จาก P-h ไดอะแกรมของสารทำความเย็น R-22

เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ = 275.4 kJ/kg

เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าคอมเพรสเซอร์ = 324.5 kJ/kg

เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าอีวาพอเรเตอร์ = 30.28 kJ/kg

จากสมการที่ (2.1)

$$\begin{aligned} \text{งานที่ให้แก่เครื่องอัด ( } W_{\text{comp.}} \text{ )} &= h_2 - h_1 \text{ kJ/kg} \\ &= 324.5 - 275.4 \\ &= 49.1 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

จากสมการที่ (2.4)

$$\begin{aligned} \text{ความสามารถในการทำความเย็น ( } q_{\text{evap}} \text{ )} &= h_1 - h_4 \text{ kJ/kg} \\ &= 275.4 - 30.28 \\ &= 245.12 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

จากสมการที่ (2.5)

ดังนั้นได้ค่าสัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (Coefficient of performance)

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{245.12 \text{ kJ/kg}}{49.1 \text{ kJ/kg}} \\ \text{COP} &= 4.99 \end{aligned}$$

จากสมการที่ (2.6) ประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (Energy Efficiency Ratio )

$$\begin{aligned} \text{EER} &= 3.412 \times \text{COP} \\ &= 3.412 \times 4.99 \\ \text{EER} &= 17.02 \end{aligned}$$

## บทที่ 4

### ผลการทดลอง

บทนี้จะกล่าวถึงผลที่ได้จากการศึกษาเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 BTU/hr ที่ใช้สารทำความเย็น R-22 และ R-290 ด้วยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันจาก 0.812 มม. 0.914 มม. และ 1.066 มม. ตามลำดับโดยใช้ความยาวคงที่ 2,400 มม. และการเปลี่ยนความยาวท่อฉีดสารทำความเย็นจาก 2,400 มม. 3,000 มม. และ 3,600 มม. ตามลำดับโดยใช้ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคงที่ 1.066 มม. ทำการทดสอบภายใต้สภาวะและเงื่อนไขเดียวกันดังที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 3 ในหัวข้อวิธีการวิจัยแล้วนำผลที่ได้จากการวัดค่าอุณหภูมิ ( $T_{temp}$ ) และความดัน ( $P$ ) แล้วนำผลที่ได้ไปคำนวณหาค่าเอนทาลปี ( $h$ ) งานที่ให้แก่เครื่องอัด ( $W_{comp}$ ) ความสามารถในการทำความเย็น ( $q_{evap}$ ) ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER) ซึ่งวิธีการคำนวณดังกล่าวนี้ได้แสดงไว้ในบทที่ 2 ในหัวข้อการวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็นแล้วผลที่ได้จากการคำนวณมาเปรียบเทียบในเรื่องของค่าสมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER) โดยได้แสดงผลการทดลองออกเป็น 3 หัวข้อดังนี้

#### 4.1 การเปรียบเทียบปริมาณสารทำความเย็น

การเปรียบเทียบปริมาณเดิมสารทำความเย็นระหว่าง R-22 และ R-290 โดยควบคุมให้ความดันด้านต่ำอยู่ระหว่าง 12-15 psig โดยสังเกตจากเกจวัดความดันด้านต่ำดังที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 3 ในหัวข้อวิธีการวิจัยจากการทดลองพบว่าสารทำความเย็น R-22 และ R-290 เดิมสารทำความเย็นในปริมาณ 0.95 kg และ 0.4 kg ตามลำดับ แสดงให้เห็นว่าสารทำความเย็น R-290 ใช้ปริมาณน้อยกว่า 30 % โดยน้ำหนัก ดังนั้นถ้าหากเปรียบเทียบที่มวลของ สารทำความเย็นที่ขนาดเครื่องแช่แข็งที่เท่ากัน จะใช้สารทำความเย็นน้อยกว่าในด้านของการซ่อมบำรุงหากเกิดการรั่วไหลออกนอกระบบการเติมสารทำความเย็นจึงใช้น้อยกว่า และหากพิจารณาด้วยความเป็นมิตรกับสิ่งแวดล้อมพบว่าการทำลายชั้นบรรยากาศ (ODP) เท่ากับศูนย์โดยที่ R-22 มีค่า (ODP) เท่ากับ 0.055 เมื่อเปรียบเทียบด้านความสามารถในการติดไฟ R-290 จัดอยู่ใน สารทำความเย็น Group 3 ดังที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 ในหัวข้อสารทำความเย็นคือติดไฟง่ายแต่หากพิจารณาถึงสัดส่วนที่ติดไฟได้กับปริมาณสารทำความเย็นที่เติมเข้าไปในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กแล้วพบว่าหากเกิดการรั่วออกนอกระบบมาผสมกับอากาศแล้วมีโอกาสติดไฟน้อยมากด้วยเหตุนี้หากพิจารณาตามประเด็นดังที่ได้กล่าวมาสารทำความเย็น R-290 มีความเหมาะสมที่จะนำมาใช้ทดแทนสารทำความเย็น R-22 นอกจากนี้การเปลี่ยนสารทำความเย็น

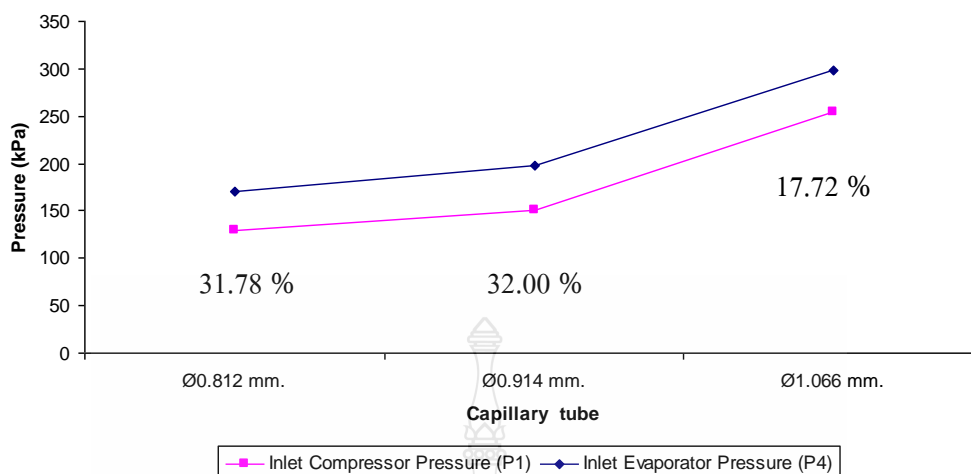
R-22 มาเป็นใช้สารทำความเย็น R-290 ยังมีข้อดีความเย็น R-290 ยังมีข้อดีคือไม่ต้องเปลี่ยนชิ้นส่วนในระบบทำความเย็นเดิมที่สารทำความเย็น R-22 อีกด้วย

#### 4.2 ผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดัน

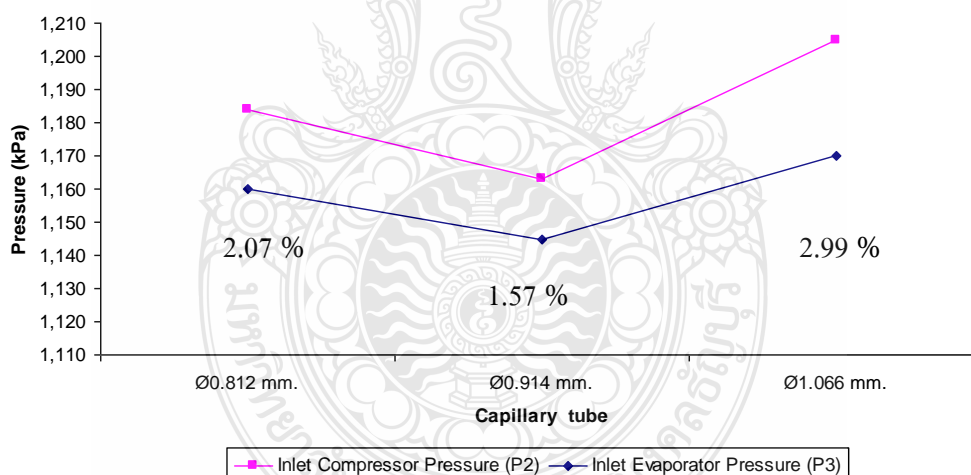
ผลจากการทดสอบการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 BTU/hr โดยกำหนดให้ความยาวของท่อลดความดันนั้นคงที่ 2,400 มม. ด้วยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันจาก 0.812 มม. 0.914 มม. และ 1.066 มม. ตามลำดับทำการทดสอบภายใต้เงื่อนไขและสภาวะเดียวกันดังที่ได้กล่าวไว้ในบทที่ 3 ในหัวข้อที่ 3.1 และ 3.3 โดยใช้สารทำความเย็น R-22 และ R-290 เพื่อพิจารณาผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันพิจารณาเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันที่เหมาะสมและพิจารณาความเป็นไปได้ในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 เป็น R-290 โดยผลการทดลองแสดงได้ดังนี้

ตารางที่ 4.1 เปรียบเทียบอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยของผลจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22

Diameter (mm)	Temperature Average (°C)						Pressure Average (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
0.812	27.43	107.15	79.43	33.13	-12.50	25.92	129	170	1,184	1,160
0.914	24.28	103.83	83.05	32.13	-16.17	22.08	150	198	1,163	1,145
1.066	8.25	101.83	89.57	33.13	-6.53	6.50	254	299	1,205	1,170



ภาพที่ 4.1 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันต่ำผลจากการเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22



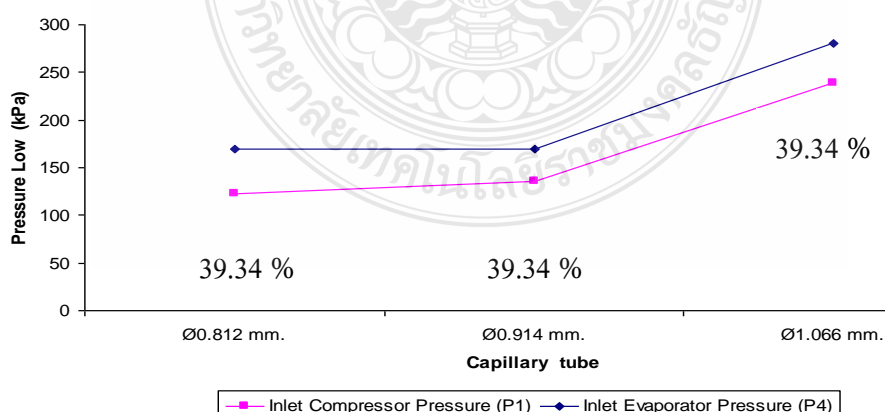
ภาพที่ 4.2 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันสูงผลจากการเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22

4.2.1 ผลที่ได้จากการทดสอบดังหัวข้อที่ 3.1 และ 3.3 เมื่อพิจารณาในส่วนของความดันที่ใช้งานในระบบพบว่าความดันที่เกิดขึ้นจริงนั้นมีความดันที่ลดลง (Pressure drop) สาเหตุของความดันที่ลดลงนั้นผู้วิจัยได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 ในหัวข้อวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอจริงและผลที่ได้จาก

เปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันทั้งสามขนาดที่ใช้สารทำความเย็น R-22 จากภาพที่ 4.1 และภาพที่ 4.2 ตามลำดับเมื่อพิจารณาสิ่งที่เกิดขึ้นจริงในระบบคือพิจารณาความดันลด (Pressure drop) นั้นพบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.812 มม. มีความดันลดลงที่อีวาพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์คิดเป็น 31.78 % และ 2.07 % ตามลำดับเมื่อพิจารณาท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. พบว่ามีความดันลดที่อีวาพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์คิดเป็น 32 % และ 1.57 % ตามลำดับและเมื่อพิจารณาท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.066 มม. พบว่ามีความดันลดที่อีวาพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์คิดเป็น 22.04 % และ 2.99 % ตามลำดับและผลของความดันที่ลดลงนั้นก็จะส่งผลถึงในเรื่องของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าตามไปด้วยเช่นกัน

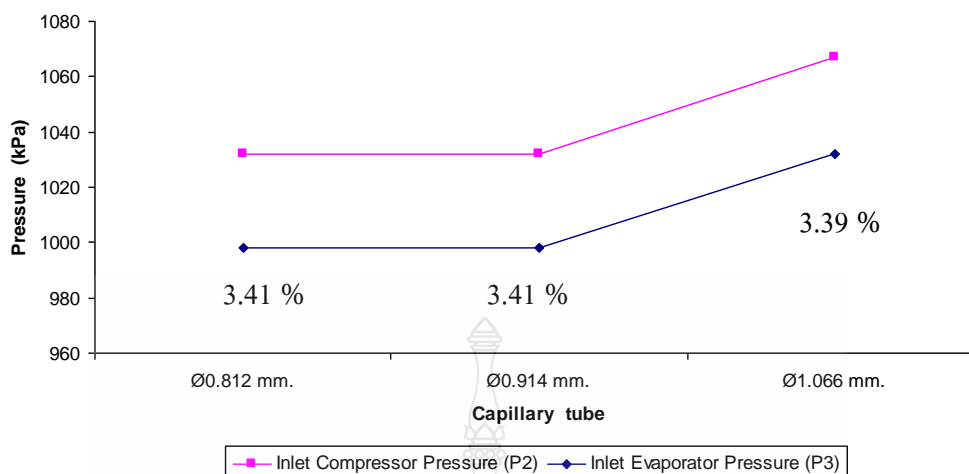
ตารางที่ 4.2 เปรียบเทียบอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยของผลจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290

Diameter (mm)	Temperature Average (°C)						Pressure Average (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
0.812	28.07	86.52	68.60	32.58	-21.35	26.27	122	170	1032	998
0.914	25.80	81.08	66.42	31.83	-23.35	24.58	136	170	1032	998
1.066	15.47	84.72	76.87	31.88	-8.65	14.53	239	281	1067	1032



ภาพที่ 4.3 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันต่ำผลจากการเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290





ภาพที่ 4.4 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันสูงผลจากการเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290

4.2.2 ผลที่ได้จากการทดสอบดังหัวข้อที่ 3.1 และ 3.3 เมื่อพิจารณาในส่วนของความดันที่ใช้งานในระบบพบว่าความดันที่เกิดขึ้นจริงนั้นมีความดันที่ลดลง (Pressure drop) สาเหตุของความดันที่ลดลงนั้นผู้วิจัยได้กล่าวไว้ในบทที่ 2 ในหัวข้อวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอจริงและผลที่ได้จากเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันทั้งสามขนาดที่ใช้สารทำความเย็น R-290 จากภาพที่ 4.3 และภาพที่ 4.4 ตามลำดับเมื่อพิจารณาสิ่งที่เกิดขึ้นจริงในระบบคือพิจารณาความดันลด (Pressure drop) นั้นพบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.812 มม. มีความดันลดที่อีวาเพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์คิดเป็น 39.34 % และ 3.41 % ตามลำดับเมื่อพิจารณาท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. พบว่ามีความดันลดที่อีวาเพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์คิดเป็น 25.00 % และ 3.41 % ตามลำดับ และเมื่อพิจารณาท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.066 มม. พบว่ามีความดันลดที่อีวาเพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์คิดเป็น 17.57 % และ 3.39 % ตามลำดับและผลต่อเนื่องจากความดันที่ลดลงนั้นจะส่งผลในเรื่องของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าตามไปด้วยเช่นกัน

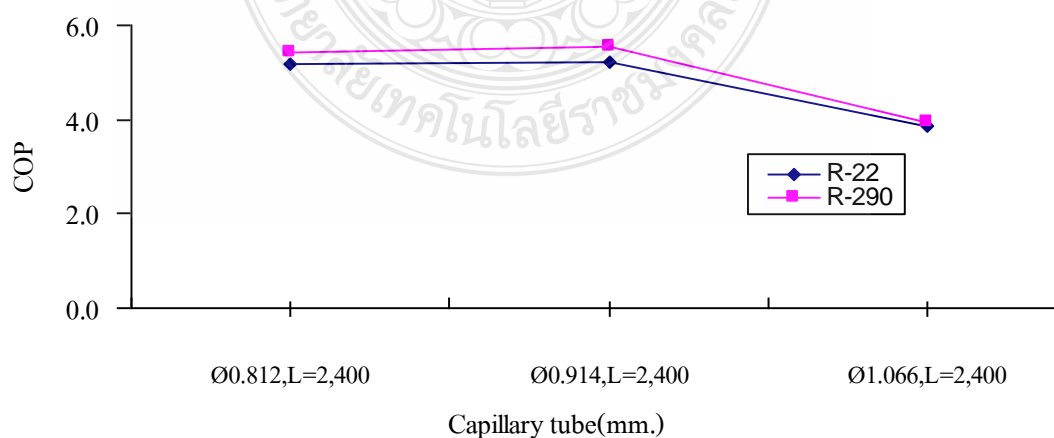
ตารางที่ 4.3 ผลการทดลองจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดัน

REFRIGERANT	Diameter (มม.)	$q_e$ (kJ/kg)	$W_c$ (kJ/kg)	COP	EER	Compare COP(%)	Diff COP(%)
R-22	0.812	245.04	47.52	5.16	17.61	100	-
	0.914	246.85	47.64	5.21	17.78	100.97	เพิ่มขึ้น 0.97
	1.066	223.44	58.7	3.87	13.20	75.00	ลดลง 25.0
R-290	0.812	486.00	89.37	5.44	18.56	100	-
	0.914	456.80	82.32	5.56	18.97	102.21	เพิ่มขึ้น 2.21
	1.066	431.78	109.93	3.93	13.41	72.24	ลดลง 27.76

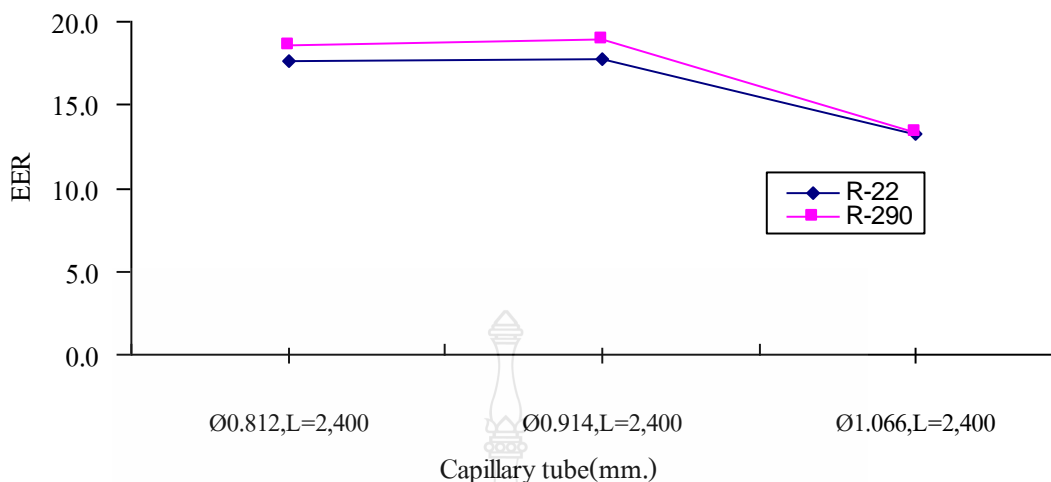
ตารางที่ 4.4 เปรียบเทียบผลจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ

R-290

REFRIGERANT	Diameter (มม.)	$q_e$ (kJ/kg)	$W_c$ (kJ/kg)	COP	EER	Compare COP(%)	Diff COP(%)
R-22	0.914	246.85	47.64	5.21	17.78	100	-
R-290	0.914	456.80	82.32	5.56	18.97	106.71	เพิ่มขึ้น 6.71



ภาพที่ 4.5 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)



ภาพที่ 4.6 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER)

4.2.3 วิเคราะห์ผลที่ได้จากการศึกษาเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 BTU/hr ที่ใช้สารทำความเย็น R-22 ด้วยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันจากการทดสอบพบว่าท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.812 มม. ที่เป็นท่อลดความดันเส้นมาตรฐานที่มีใช้อยู่ในปัจจุบันเมื่อพิจารณาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าพบว่ามีความเฉลี่ยที่ 5.16 และ 17.61 ตามลำดับดังตารางที่ 4.3 ภาพที่ 4.5 และภาพที่ 4.6 กรณีทดสอบกับท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ที่ 5.21 และ 17.78 ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับท่อลดความดันขนาดมาตรฐานพบว่ามีความสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยเพิ่มขึ้นจากเดิมคิดเป็น 0.97 % เนื่องจากท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. นั้นมีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกของท่อลดความดันต่ำกว่าท่อลดความดัน 0.812 มม. คิดเป็น 29.36 % ดังตารางที่ 4.1 ทำให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) นั้นสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้ดีส่งผลให้ความต่างของอัตราส่วนระหว่างค่าเอนทัลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องระเหยนั้นมีค่ามากเมื่อนำค่าเอนทัลปีที่ได้มาคำนวณให้อยู่ในรูปของความสามารถในการทำความเย็น ( $q_{evap}$ ) ส่งผลให้มีค่าสูงตามไปด้วยและเมื่อพิจารณาปัจจัยที่มีผลต่องานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ ( $W_{comp}$ ) ก็พบว่ามีค่าสูงกว่าแต่มีค่าสูงกว่าแค่ 0.25 % ทำให้เมื่อนำมาหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าจึงได้ค่าที่แตกต่างกันแค่ 0.97 % และ กรณีทดสอบกับท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.066 มม. พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ที่ 3.87

และ 13.20 ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับท่อลดความดันที่เป็นมาตรฐานพบว่ามีความแตกต่างที่ลดลงคิดเป็น 25 % ดังตารางที่ 4.3 เนื่องจากท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.066 มม. นั้นมีค่าอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยที่ทางออกของท่อลดความดันสูงกว่าท่อลดความดัน 0.812 มม. และ 0.914 มม. ดังตารางที่ 4.1 ทำให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) นั้นสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้ดีส่งผลถึงงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์สูงขึ้นอีกด้วยและส่งผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าส่งผลให้มีค่าที่ลดลงดังตารางที่ 4.3

4.2.4 ผลที่ได้จากการทดสอบของท่อลดความดันทั้งสามขนาดแล้วนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับเรื่องของสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าสามารถสรุปได้ว่าท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยสูงกว่าท่อลดความดัน 0.812 มม. และ 1.066 มม. นั้นอยู่ที่ 0.97 % เมื่อพิจารณาท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่เล็กกว่าก็พบว่ามีความสัมพันธ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นลดลงแต่มีค่าที่น้อยมากเมื่อเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ถ้าพิจารณาความเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานดูจากค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าแล้วสามารถนำมาใช้งานได้ทั้งสองขนาดเพราะมีความสามารถในการทำความเย็นที่ใกล้เคียงกันและในกรณีใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใหญ่กว่าก็พบว่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นมีค่าลดลงมากแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขนาดของท่อจาก 0.914 มม. ไปเป็น 1.066 มม. ที่มีขนาดความยาว 2,400 มม. นั้นไม่เหมาะสมที่จะนำมาใช้งานในระบบนี้เพราะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นต่ำดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น

4.2.5 กรณีทดสอบกับสารทำความเย็น R-290 พบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่มาตรฐานนั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ที่ 5.44 และ 18.56 ตามลำดับดังตารางที่ 4.3 ภาพที่ 4.5 และภาพที่ 4.6 กรณีทดสอบกับท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยอยู่ที่ 5.56 และ 18.97 ตามลำดับเมื่อเปรียบเทียบกับท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่มาตรฐานก็พบว่ามีความสัมพันธ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยเพิ่มขึ้นจากเดิมคิดเป็น 2.21 % เนื่องจากมีค่าอุณหภูมิเฉลี่ยที่ทางออกของท่อลดความดันต่ำกว่าท่อลดความดันที่มีขนาด 0.812 มม. ดังตารางที่ 4.2 ทำให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) นั้นสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้ดี

ส่งผลให้ความต่างของอัตราส่วนระหว่างค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องระเหยนั้นมีความมากเมื่อนำค่าเอนทาลปีที่ได้ไปหาค่าความสามารถในการทำ ความเย็น ( $q_{\text{evap}}$ ) ทำให้มีค่าที่สูงตามไปด้วยดังตารางที่ 4.3 และเมื่อพิจารณาปัจจัยที่มีผลต่องานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ ( $W_{\text{comp}}$ ) ก็พบว่าเมื่ออุณหภูมิใช้งานเฉลี่ยนั้นต่ำส่งผลให้ค่าเอนทาลปีที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์นั้นต่ำจากค่าดังกล่าว เมื่อนำมาคำนวณทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็น และประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นสูงตามไปด้วยและกรณีทดสอบกับท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 1.066 มม. พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 3.93 และ 13.41 ตามลำดับเมื่อเทียบกับท่อลดความดันที่เป็นเส้นมาตรฐานพบว่ามีค่าลดลงคิดเป็น 27.76 % เนื่องจากมีค่าอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยที่ทางออกของท่อลดความดันสูงกว่าท่อลดความดัน 0.812 มม. และ 0.914 มม. ดังตารางที่ 4.2 ส่งผลให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) นั้นสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้ไม่ดีและส่งผลถึงงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์สูงขึ้นอีกด้วยทำให้เมื่อนำไปหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าจึงมีค่าที่ลดลงตามไปด้วยดังตารางที่ 4.3 และภาพที่ 4.5,4.6

4.2.6 ผลที่ได้จากการทดสอบท่อลดความดันทั้งสามขนาดที่ใช้สารทำความเย็น R-290 แล้วนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบในเรื่องของสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า สามารถสรุปได้ว่าท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยสูงกว่าท่อลดความดัน 0.812 มม. และ 1.066 มม. เมื่อพิจารณาท่อลดความดันที่มีขนาดเล็กกว่าก็พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นลดลงและในกรณีใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใหญ่กว่าพบว่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นมีค่าที่ลดลงมากแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขนาดของท่อจาก 0.914 มม. ไปเป็น 0.812 มม. และ 1.066 มม. ที่มีความยาว 2,400 มม. นั้นไม่ได้ส่งผลต่อการเพิ่มค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าแต่อย่างใดถ้าพิจารณาความเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานดูจากสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าสามารถสรุปได้ว่าท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. นั้นมีความเหมาะสมที่สุดเพราะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นดีที่สุดดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น

4.2.7 ผลจากการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำ ความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเพื่อพิจารณาเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันที่เหมาะสมที่ใช้สารทำความ

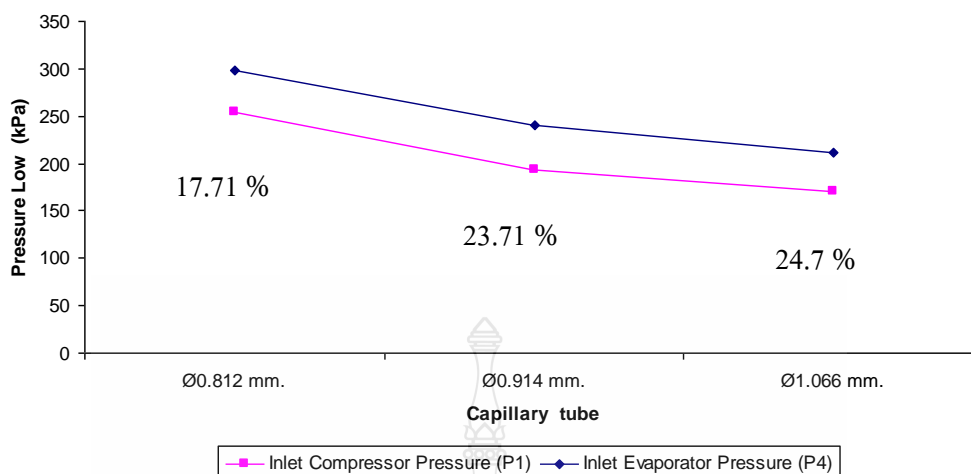
เย็นระหว่างสารทำความเย็น R-22 กับ R-290 พบว่าท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. ที่ใช้สารทำความเย็น R-290 นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าดีกว่าสารทำความเย็น R-22 เฉลี่ยอยู่ที่ 5.56 และ 18.97 คิดเป็น 6.71 % ดังตารางที่ 4.3 จากผลที่ได้ถึงแม้ว่าสารทำความเย็น R-290 จะดีกว่าแต่มีข้อที่คุณสมบัติเนื่องจากมีส่วนประกอบหลักคือ Propane ที่สามารถติดไฟได้ประกอบกับค่า COP ที่เพิ่ม ขึ้นนั้นยังไม่สูงพอที่จะเปลี่ยนมาใช้แทนระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-22 แต่จากผลที่ได้นั้นผู้วิจัยเห็นว่าน่าจะหาวิธีเพิ่ม COP ให้กับระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-290 อีกเพื่อเพิ่มแรงจูงใจในการตัดสินใจในการเปลี่ยนสารทำความเย็นจาก R-22 ไปเป็น R-290

#### 4.3 ผลของการเปลี่ยนขนาดความยาวท่อลดความดัน

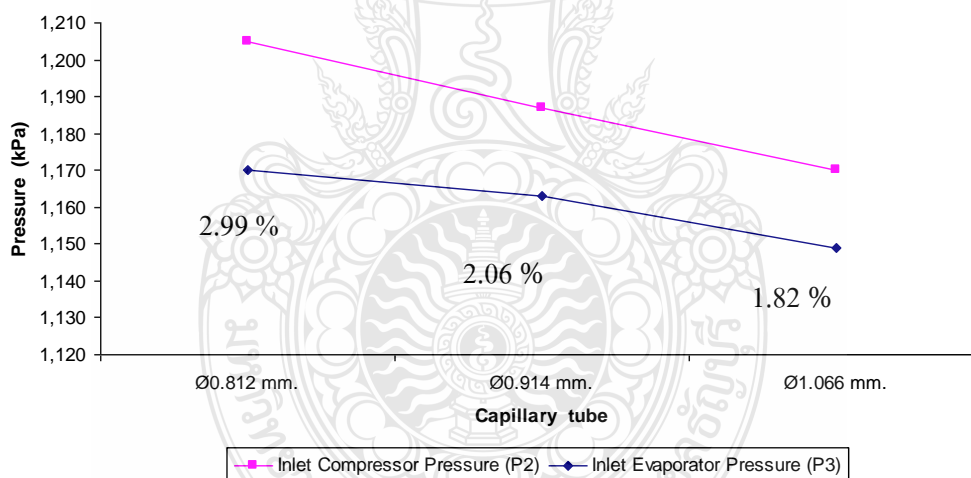
การศึกษาการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 BTU/hr นี้กำหนดให้เส้นผ่านศูนย์กลางคงที่ 1,066 มม. ด้วยการเปลี่ยนขนาดความยาวท่อลดความดันจาก 2,400 มม. 3,000 มม. และ 3,600 มม. ตามลำดับทำการทดสอบภายใต้เงื่อนไขและสภาวะเดียวกันดังที่ได้กล่าวไว้ในหัวข้อที่ 4.2 ในเรื่องผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันโดยใช้สารทำความเย็น R-22 และ R-290 เพื่อพิจารณาผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันพิจารณาเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันที่เหมาะสมและพิจารณาความเป็นไปได้ในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 เป็น R-290 ผลการทดลองแสดงได้ดังนี้

ตารางที่ 4.5 เปรียบเทียบอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยของผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22

Length (mm)	Temperature Average (°C)						Pressure Average (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
2,400	8.25	101.83	89.57	33.13	-6.53	6.50	254	299	1,205	1,170
3,000	24.35	106.33	90.40	32.85	-11.47	22.63	194	240	1187	1163
3,600	27.52	101.78	80.98	32.42	-5.77	25.70	170	212	1,170	1,149



ภาพที่ 4.7 เปรียบเทียบความดันตก (Pressure drop) ด้านความดันต่ำผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22



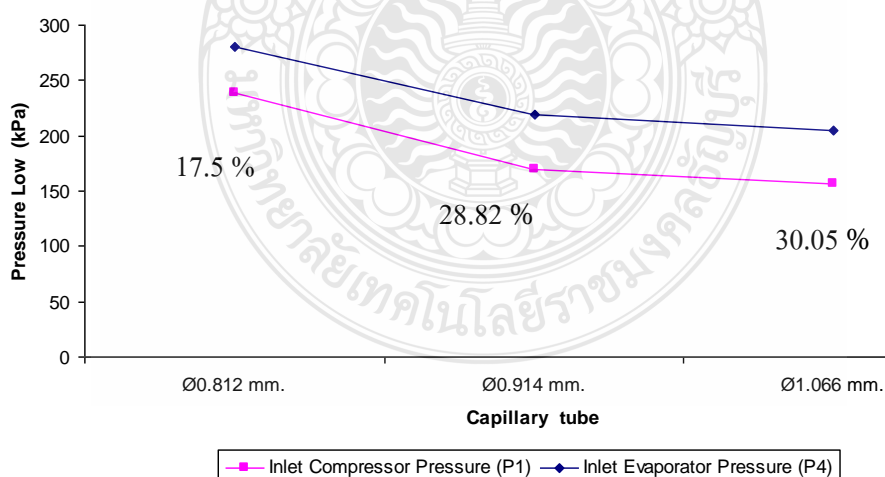
ภาพที่ 4.8 เปรียบเทียบความดันตก (Pressure drop) ด้านความดันสูงผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-22

4.3.1 ผลที่ได้จากการศึกษาการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันทั้งสามขนาดที่ใช้สารทำความเย็น R-22 จากภาพที่ 4.7 และภาพที่ 4.8 ตามลำดับเมื่อพิจารณาสิ่งที่เกิดขึ้นจริงในระบบคือ พิจารณาความดันตก (pressure drop) นั้น พบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 2,400 มม. มีความ

ตันลคที่อิวาพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์คิดเป็น 17.71 % และ 2.99 % ตามลำดับเมื่อพิจารณาที่ออลคความดันที่มีขนาดความยาว 3,000 มม. พบว่ามีความตันลคที่อิวาพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์คิดเป็น 23.71 % และ 2.06 % ตามลำดับ และเมื่อพิจารณาที่ออลคความดันขนาดความยาว 3,600 มม. พบว่ามีความตันลคที่อิวาพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์คิดเป็น 24.7 % และ 1.82 % ตามลำดับและผลต่อเนืองจากความดันที่ลคลงนั้นจะส่งผลในเรืองของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าตามไปด้วยเช่นกัน

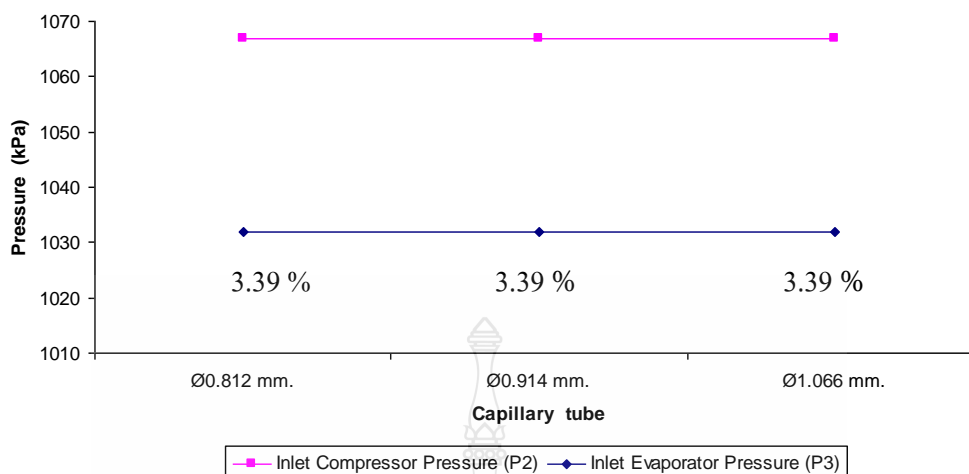
**ตารางที่ 4.6** เปรียบเทียบอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยของผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลคความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290

Length (mm)	Temperature Average (°C)						Pressure Average (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
2,400	15.47	84.72	76.87	31.88	-8.65	14.53	239	281	1067	1032
3,000	25.05	85.93	73.72	32.18	-15.63	24.00	170	219	1067	1032
3,600	24.02	78.83	67.20	31.77	-16.30	23.17	157	205	1067	1032



**ภาพที่ 4.9** เปรียบเทียบความตันลค (Pressure drop) ด้านความดันต่ำผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลคความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290





ภาพที่ 4.10 เปรียบเทียบความดันลด (Pressure drop) ด้านความดันสูงผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่ใช้สารทำความเย็น R-290

4.3.2 ผลที่ได้จากการศึกษาการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันทั้งสามขนาดที่ใช้สารทำความเย็น R-290 จากภาพที่ 4.7 และภาพที่ 4.8 ตามลำดับเมื่อพิจารณาสิ่งที่เกิดขึ้นจริงในระบบคือพิจารณาความดันลด (Pressure drop) นั้น พบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 2,400 มม. มีความดันลดที่อีวาพอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์คิดเป็น 17.5 % และ 3.39 % ตามลำดับเมื่อพิจารณาท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,000 มม. พบว่ามีความดันลดที่อีวาพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์คิดเป็น 28.82 % และ 3.39 % ตามลำดับ และเมื่อพิจารณาท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. พบว่ามีความดันลดที่อีวาพอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์คิดเป็น 30.5 % และ 3.39 % ตามลำดับและผลต่อเนื่องจากความดันที่ลดลงนั้นจะส่งผลในเรื่องของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำมาเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าตามไปด้วยเช่นกัน

ตารางที่ 4.7 ผลการทดลองจากการเปลี่ยนขนาดความยาวท่อลดความดัน

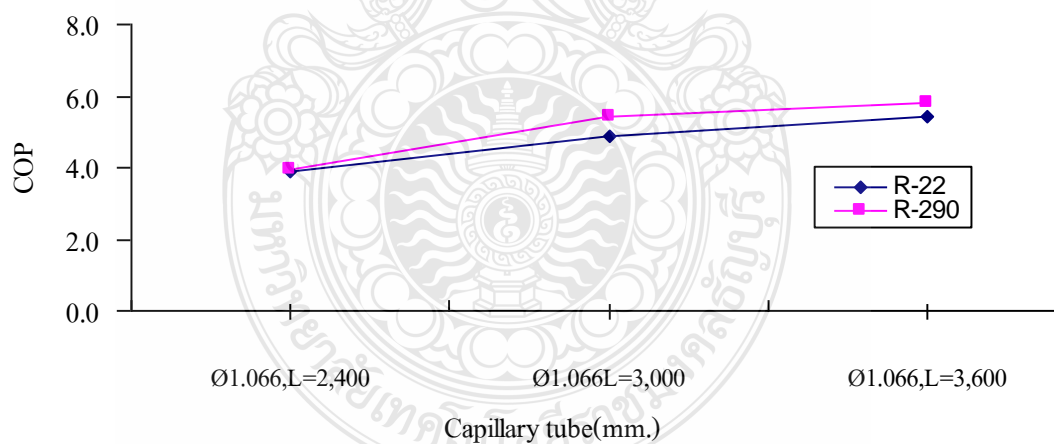
REFRIGERANT	Length (mm)	$q_e$ (kJ/kg)	$W_c$ (kJ/kg)	COP	EER	Compare COP(%)	Diff COP(%)
R-22	2,400	223.44	58.7	3.87	13.20	-	-
	3,000	240.91	50.18	4.87	16.62	125.83	เพิ่มขึ้น 25.8
	3,600	235.77	43.96	5.40	18.42	139.53	เพิ่มขึ้น 39.5

ตารางที่ 4.7 (ต่อ) ผลการทดลองจากการเปลี่ยนขนาดความยาวท่อลดความดัน

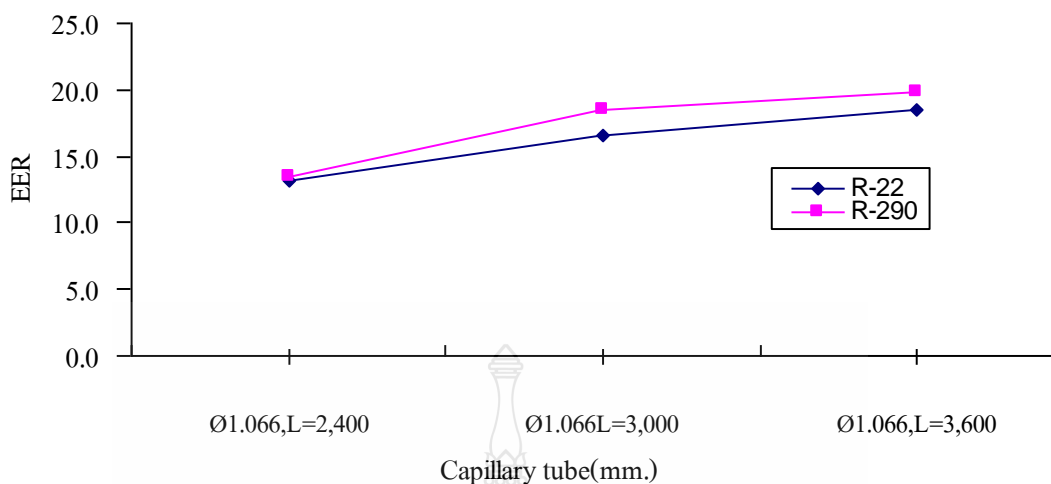
REFRIGERANT	Length (mm)	$q_e$ (kJ/kg)	$W_c$ (kJ/kg)	COP	EER	Compare COP(%)	Diff COP(%)
R-290	2,400	431.78	109.38	3.93	13.41	-	-
	3,000	468.17	87.62	5.40	18.42	137.4	เพิ่มขึ้น 37.4
	3,600	467.50	82.86	5.81	19.82	147.83	เพิ่มขึ้น 47.8

ตารางที่ 4.8 เปรียบเทียบผลจากการเปลี่ยนขนาดความยาวท่อที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ R-290

REFRIGERANT	Length (mm)	$q_e$ (kJ/kg)	$W_c$ (kJ/kg)	COP	EER	Compare COP(%)	Diff COP(%)
R-22	3,600	235.77	43.96	5.40	18.42	100	-
R-290	3,600	467.50	82.86	5.81	19.82	107.5	เพิ่มขึ้น 7.59



ภาพที่ 4.11 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)



ภาพที่ 4.12 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER)

4.3.3 ผลที่ได้จากการศึกษาเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 BTU/hr ที่ใช้สารทำความเย็น R-22 ด้วยการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันเพื่อหาวิธีการเพิ่มค่า COP พบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 2,400 มม. มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 3.87 และ 13.2 ตามลำดับดังตารางที่ 4.7 ภาพที่ 4.11 และภาพที่ 4.12 กรณีทดสอบกับท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,000 มม. พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 4.87 และ 16.62 ตามลำดับเมื่อเทียบกับท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 2,400 มม. พบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นคิดเป็น 25.8 % เนื่องจากอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยที่ทางออกของท่อลดความดันนั้นมีค่าต่ำดังตารางที่ 4.6 ส่งผลให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) นั้นสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้ดีทำให้ความแตกต่างระหว่างอัตราส่วนเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องระเหยนั้นมีค่ามากเมื่อนำค่ามาคำนวณให้อยู่ในรูปของความสามารถในการทำความเย็น ( $q_{\text{evap}}$ ) จึงมีค่าสูงตามไปด้วยและเมื่อพิจารณาปัจจัยที่มีผลต่องานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ ( $W_{\text{comp}}$ ) ก็พบว่ามีอุณหภูมิและความดันด้านใช้งานนั้นมีค่าสูงส่งผลให้ค่าเอนทาลปีที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์นั้นต่ำไปด้วยจากค่าดังกล่าวเมื่อนำค่ามาคำนวณทำให้ค่า สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นสูงตามไปด้วยกรณีทดสอบกับท่อลดความดันที่ขนาดความยาว 3,600 มม. พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 5.40 และ 18.42 ตามลำดับเมื่อเทียบกับท่อลดความดันขนาดความยาว 2,400 มม. พบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นคิดเป็น 39.5 % เนื่องจากค่าอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยที่ทางออกของท่อลดความดันนั้นต่ำกว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว

2,400 มม. และ 3,000 มม. ดังตารางที่ 4.5 ทำให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหย (evaporator) นั้นสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้ดีกว่าส่งผลให้ความต่างของอัตราส่วนระหว่างค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องระเหยนั้นมีค่ามากทำให้เมื่อนำค่ามาคำนวณให้อยู่ในรูปของความสามารถในการทำความเย็น ( $q_{\text{evap}}$ ) จึงได้ค่าที่สูงตามไปด้วยดังตารางที่ 4.7 และเมื่อพิจารณาปัจจัยที่มีผลต่องานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ ( $W_{\text{comp}}$ ) ก็พบว่ามีความคุ้มค่าและความดันด้านใช้งานนั้นก็มีค่าที่สูงส่งผลให้ค่าเอนทาลปีที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์นั้นต่ำกว่าค่าดังกล่าวเมื่อ นำมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าจึงได้ค่าที่สูงตามไปด้วย

4.3.4 กรณีพิจารณาผลที่ได้จากการทดสอบกับท่อลดความดันทั้งสามขนาดที่ใช้สารทำความเย็น R-22 แล้วนำค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้ามาเปรียบเทียบสามารถสรุปได้ว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยสูงกว่าท่อลดความดันขนาด 2,400 มม. และ 3,000 มม. อยู่ที่ 5.40 และ 18.42 ตามลำดับถ้าพิจารณาความเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานสังเกตจากผลที่ได้นั้นสรุปได้ว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. เหมาะสมที่สุดเพราะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นดีที่สุดดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น

4.3.5 กรณีทดสอบกับสารทำความเย็น R-290 พบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 2,400 มม. นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 3.93 และ 14.41 ตามลำดับดังตารางที่ 4.7 ภาพที่ 4.11 และภาพที่ 4.12 กรณีทดสอบกับท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,000 มม. พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 5.40 และ 18.42 ตามลำดับเมื่อเทียบกับท่อลดความดันที่มีความยาว 2,400 มม. พบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นคิดเป็น 37.4 % เนื่องจากมีค่าอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยที่ทางออกของท่อลดความดันต่ำกว่าท่อลดความดันที่มีความยาว 2,400 มม. ดังตารางที่ 4.6 ทำให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหย (Evaporator) นั้นสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้ดีกว่าส่งผลให้ความต่างของอัตราส่วนระหว่างค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องระเหยนั้นมีค่ามากทำให้เมื่อนำค่ามาคำนวณให้อยู่ในรูปของความสามารถในการทำความเย็น ( $q_{\text{evap}}$ ) จึงได้ค่าที่สูงตามไปด้วยดังตารางที่ 4.7 และเมื่อพิจารณาปัจจัยที่มีผลต่องานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ ( $W_{\text{comp}}$ ) ก็พบว่ามีความคุ้มค่าและความดันด้านใช้งานนั้นก็มีค่าที่สูงจึงส่งผลให้ค่าเอนทาลปีที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ต่ำ จากค่าดังกล่าวเมื่อนำมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและ

ค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าส่งผลให้มีค่าที่สูงตามไปด้วยกรณีทดสอบกับท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. พบว่ามีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ย 5.81 และ 19.82 ตามลำดับเมื่อเทียบกับท่อลดความดันที่มีความยาว 2,400 มม. พบว่ามีค่าเพิ่มขึ้นคิดเป็น 47.8 % เนื่องจากมีค่าอุณหภูมิและความดันเฉลี่ยที่ทางออกของท่อลดความดันต่ำกว่าท่อลดความดันที่มีความยาว 2,400 มม. ดังตารางที่ 4.6 ทำให้สารทำความเย็นที่ไหลผ่านเครื่องระเหย (evaporator) นั้นสามารถแลกเปลี่ยนความร้อนจากบริเวณทำความเย็นได้ดีกว่าส่งผลให้ความต่างของอัตราส่วนระหว่างค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ทางเข้าและทางออกของเครื่องระเหยนั้นมีค่ามากทำให้เมื่อนำค่ามาคำนวณให้อยู่ในรูปของความสามารถในการทำความเย็น ( $q_{\text{evap}}$ ) จึงได้ค่าที่สูงตามไปด้วยดังตารางที่ 4.7 และเมื่อพิจารณาปัจจัยที่มีผลต่องานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ ( $W_{\text{comp}}$ ) ก็พบว่ามีอุณหภูมิและความดันด้านใช้งานนั้น มีค่าที่สูงจึงส่งผลให้ค่าเอนทาลปีที่ทางออกของคอมเพรสเซอร์ต่ำกว่าค่า ดังกล่าวเมื่อนำมาคำนวณหาค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าส่งผลให้มีค่าที่สูงตามไปด้วย

4.3.6 กรณีพิจารณาผลที่ได้จากการทดสอบกับท่อลดความดันทั้งสามขนาดที่ใช้สารทำความเย็น R-290 แล้วนำค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้ามาเปรียบเทียบสามารถสรุปได้ว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. มีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยสูงกว่าท่อลดความดันขนาด 2,400 มม. และ 3,000 มม. ถ้าพิจารณาความเหมาะสมที่จะนำท่อลดความดันมาใช้งานสังเกตจากผลที่ได้นั้นสรุปได้ว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. นั้นเหมาะสมที่สุดเพราะว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้านั้นดีกว่าท่อลดความดันอีกสองขนาดความยาว

4.3.7 ผลจากการเปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเพื่อพิจารณาเลือกขนาดความยาวของท่อลดความดันที่เหมาะสมที่ใช้สารทำความเย็นระหว่างสารทำความเย็น R-22 กับ R-290 พบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. ที่ใช้สารทำความเย็น R-290 นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าดีกว่าสารทำความเย็น R-22 อยู่ที่ 5.81 และ 19.82 ตามลำดับคิดเป็น 7.95 % ดังตารางที่ 4.8 จากผลที่ได้ถึงแม้ว่าสารทำความเย็น R-290 จะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นแต่ก็ถือว่ายังไม่มากพอที่จะเพิ่มแรงจูงใจในการตัดสินใจเปลี่ยนจาก R-22 เป็น R-290 ในอนาคต

## บทที่ 5

### สรุปผลงานวิจัยและข้อเสนอแนะ

ผลที่ได้จากการศึกษาเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 BTU/hr ที่ใช้สารทำความเย็น R-22 และ R-290 ด้วยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดันจาก 0.812 มม. 0.914 มม. และ 1.066 มม. ตามลำดับโดยใช้ความยาวคงที่ 2,400 มม. และการเปลี่ยนความยาวท่อฉีดสารทำความเย็นจาก 2,400 มม. 3,000 มม. และ 3,600 มม. ตามลำดับ โดยใช้ท่อขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางคงที่ 1.066 มม. โดยพิจารณาผลที่ได้แล้วนำค่ามาเปรียบเทียบกับในเรื่องของค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้า (EER) จากผลการทดลองและผลการคำนวณสามารถสรุปผลได้ดังนี้

#### 5.1 สรุปผลงานวิจัย

ผลการศึกษาการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและขนาดความยาวของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 BTU/hr เพื่อพิจารณาเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวของท่อลดความดันที่เหมาะสมและพิจารณาความเป็นไปได้ในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 เป็น R-290 เพื่อเป็นแรงจูงใจในการตัดสินใจที่จะเปลี่ยนสารทำความเย็นจาก R-22 ไปเป็น R-290 ในอนาคตโดยนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับในเรื่องของสมรรถนะในการทำความเย็นและประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าผลจากการทดลองสามารถสรุปได้ดังนี้

ผลที่ได้จากการทดสอบแล้วนำค่ามาเปรียบเทียบกับค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าของสารทำความเย็น R-22 ที่ใช้กับท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่แตกต่างกันพบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น และประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยสูงสุดคิดเป็น 0.29 % เมื่อเทียบกับท่อลดความดันที่มีขนาด 0.812 มม. และ 1.066 มม. ที่มีความยาวคงที่ 2,400 มม. จากค่าที่ได้ถึงแม้ว่าท่อลดความดันขนาด 0.914 มม. จะมีค่าสูงสุดแต่เมื่อเปรียบเทียบกับท่อลดความดันขนาด 0.812 มม. พบว่ามีค่าที่แตกต่างกันน้อยมากเมื่อเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ถ้าพิจารณาถึงความเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานนั้นสามารถพิจารณาได้ทั้งสองขนาดเพราะว่ามีค่าสมรรถนะในการทำความเย็นและประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้านั้นใกล้เคียงกันในส่วนของสารทำความเย็น R-290 ที่ใช้กับท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางเดียวกันกับสารทำความเย็น R-22 ก็พบว่าท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มม. นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าสูงสุดเช่นเดียวกับสารทำความเย็น R-22 และเมื่อนำค่าสัมประสิทธิ์

สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าระหว่างสารทำความเย็น R-22 กับ R-290 มาเปรียบเทียบกันพบว่าสารทำความเย็น R-290 นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าเฉลี่ยนั้นสูงกว่าสารทำความเย็น R-22 อยู่ที่ 6.71 % จากผลที่ได้ถึงแม้ว่าสารทำความเย็น R-290 จะดีกว่าแต่มีข้อเสียที่คุณสมบัติที่ได้กล่าวในบทที่ 4 ในหัวข้อที่ 4.1 ประกอบกับค่า COP ที่เพิ่มขึ้นนั้นยังไม่สูงพอที่จะเปลี่ยนมาใช้แทนระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-22 แต่จากผลที่ได้นั้นผู้วิจัยเห็นว่าน่าจะหาวิธีเพิ่ม COP ให้กับระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-290 อีกเพื่อเพิ่มแรงจูงใจในการตัดสินใจในการเปลี่ยนสารทำความเย็นจาก R-22 ไปเป็น R290 โดยพิจารณาผลที่ได้จากการเปลี่ยนขนาดความยาวของท่อลดความดันที่มีศูนย์กลางที่คงที่ผลที่ได้จากการทดสอบพบสารทำความเย็น R-290 ที่ใช้กับท่อลดความดันที่มีขนาดความยาว 3,600 มม. นั้นมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าเพิ่มขึ้นจากเดิมคิดเป็น 7.59 % เมื่อเปรียบเทียบกับสารทำความเย็น R-22 จากค่าดังกล่าวถึงแม้ว่าค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นและประสิทธิภาพการใช้พลังงานไฟฟ้าจะมีค่าเพิ่มขึ้นจากเดิมแต่ก็ถือว่ายังไม่มากพอที่จะเพิ่มแรงจูงใจในการตัดสินใจเปลี่ยนจาก R-22 เป็น R-290 ในอนาคต

## 5.2 ข้อเสนอแนะ

จากงานวิจัยที่ผ่านมาพบว่าการทดลองยังมีอยู่หลายตัวแปรที่ยังไม่สามารถควบคุมได้ อีกทั้งผลการทดลองที่ได้้นอกเหนือจากวัตถุประสงค์ที่ตั้งไว้ข้างต้นและข้อเสนอแนะเพิ่มเติม เพื่อเป็นแนวทางสำหรับผู้สนใจหรือผู้ที่จะนำไปทำการศึกษาเพิ่มเติม

### 5.2.1 ในหมวดของการสร้างเครื่อง

- 1) ควรหุ้มฉนวนท่อสารทำความเย็นที่อยู่ด้านนอกเพื่อกันความร้อน ไม่ให้เกิดความสูญเสียเพราะจะส่งผลถึงสมรรถนะของอุปกรณ์ในระบบ
- 2) การติดตั้งท่อสารทำความเย็นหรืออุปกรณ์ที่เกี่ยวข้องอื่น ๆ ในระบบควรมีระยะที่เหมาะสมเพราะจะส่งผลถึงสมรรถนะของอุปกรณ์

### 5.2.2 ในหมวดการทดสอบ

- 1) ในการทดลองครั้งนี้ใช้ เทอร์โมคัปเปิล โดยติดตามตำแหน่งต่างๆ ทำให้ค่าที่วัดได้นั้นมีความคลาดเคลื่อน
- 2) ภายในห้องแช่แข็งโพลดที่ใช้เป็น Heater ขนาด 800 วัตต์ ควรจะใช้หลายๆขนาดในการทดลองเพื่อให้ทราบถึงภาระที่แท้จริงของของระบบนี้
- 3) การเติมสารทำความเย็น R-290 ควรเติมอย่างระมัดระวังเพราะเป็นสารทำความเย็นที่เป็นประเภท Propane อยู่ใน Group 3 = สามารถติดไฟได้ง่าย (High flammability)

## รายการอ้างอิง

- [1] ผศ.รัชชัย นาคพิพัฒน์ และคณะ, ทดสอบสารทำความเย็นสำหรับเครื่องปรับอากาศ, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง,2548.
- [2] ชูชัย ต.ศิริวัฒนา,การทำ ความเย็นและการปรับอากาศ,(พิมพ์ครั้งที่ 10). สถานที่พิมพ์: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยีไทย ญี่ปุ่น.กรุงเทพฯ,2549
- [3] วัฏจักรการทำงานของปั๊มความร้อน. [ออนไลน์]. เข้าถึงได้จาก [www.warrantech.co.th](http://www.warrantech.co.th)
- [4] อัศวรัตน์ พูลกระจ่าง, การทำความเย็นและการปรับอากาศ,นนทบุรี เจริญรุ่งเรืองการพิมพ์, 2547
- [5] นพรัตน์ อมัตริรัตน์, สถาพร ทองวิก, วินัย จันทร์เพ็ง ,การศึกษาและเปรียบเทียบสารทำความเย็น R-22 กับ COLD-22 ในเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน,มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี,2545.
- [6] ธิปปพล ช้างแย้ม การวิเคราะห์สมรรถนะการทำงานของตู้แช่ที่ใช้สารทำความเย็นผสม ,มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี.2540
- [7] ดิลก ปาณานนท์ ,การศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็น โดยการเปรียบเทียบทางด้าน ทฤษฎี และปฏิบัติระหว่างสารทำความเย็น HCFC-22 กับ HFC-407C ,วิทยานิพนธ์ปริญญาวิศวกรรมศาสตรมหาบัณฑิต, สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์, สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ, 2541
- [8] นายวิโรจน์ ฤทธิทอง การเลือกขนาดท่อแลกเปลี่ยนสำหรับสารทำความเย็นผสม,ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล, คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่,
- [9] อำไพศักดิ์ ธิบุญญา,การศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนและการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี,2545.
- [10] ภาคภูมิ เสือคำ และสถาพร ทองวิก,“ผลการลดความร้อนของมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ในระบบปั๊มความร้อนโดยวิธีการฉีดน้ำยาเหลว”, การประชุมวิชาการระดับชาติ “มหาวิทยาลัยบูรพา ๒๕๕๔”, ๖-๗ กรกฎาคม ๒๕๕๔.
- [11] ภาคภูมิ เสือคำ และสถาพร ทองวิก,“การเปรียบเทียบความยาวอุปกรณ์ควบคุมอัตราการไหลชนิดท่อรูเข็มที่มีผลต่อการระบายความร้อนมอเตอร์คอมเพรสเซอร์ในระบบปั๊มความร้อน”, การประชุมวิชาการ “มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคล ครั้งที่ ๔”, ๑๔-๑๖ ธันวาคม ๒๕๕๔.



ภาคผนวก



ภาคผนวก ก

ตารางบันทึกผลการทดลองและผลการคำนวณ



ตารางที่ ก.1 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน  $\varnothing 0.812$  มม. , L = 2,400 มม.(R-22)

ครั้งที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	28.80	106.40	81.50	33.20	-12.00	26.50	129	170	1184	1149
2	27.50	106.60	78.40	33.50	-12.00	28.10	129	170	1184	1149
3	27.00	106.30	79.90	33.30	-13.20	24.30	129	170	1184	1149
4	27.70	107.00	82.10	32.80	-14.40	24.90	129	170	1184	1170
5	26.00	107.20	75.30	33.20	-11.00	26.10	129	170	1184	1170
6	27.60	109.40	79.40	32.80	-12.40	25.60	129	170	1184	1170
<b>Average</b>	<b>27</b>	<b>107</b>	<b>79</b>	<b>33</b>	<b>-12</b>	<b>25</b>	<b>129</b>	<b>170</b>	<b>1,184</b>	<b>1,160</b>

ตารางที่ ข.2 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน  $\varnothing 0.812$  มม. , L = 2,400 มม.

Refrigerant R-22	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	276.2	322.2	30.73	5.34	18.21
	275.3	322.2	30.73	5.21	17.79
	275	322.2	29.37	5.20	17.76
	275	322.7	28.01	5.18	17.67
	274.3	322.7	31.87	5.01	17.09
	275.4	324.5	30.28	4.99	17.03
<b>Average</b>	<b>275.20</b>	<b>322.75</b>	<b>30.17</b>	<b>5.16</b>	<b>17.59</b>

ตารางที่ ข.3 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน  $\varnothing 0.914$  มม. , L = 2,400 มม.(R-22)

ครั้งที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	20.00	98.60	77.70	31.90	-16.10	15.50	143	198	1149	1136
2	22.50	101.60	80.40	32.50	-15.60	20.70	150	198	1170	1149
3	23.10	102.40	83.70	31.30	-17.70	22.90	143	191	1149	1136
4	26.00	105.50	84.70	32.50	-15.00	23.00	157	205	1170	1149
5	27.50	107.80	85.80	32.30	-17.00	25.60	150	198	1170	1149
6	26.60	107.10	86.00	32.30	-15.60	24.80	157	198	1170	1149
<b>Average</b>	<b>24</b>	<b>104</b>	<b>83</b>	<b>32</b>	<b>-16</b>	<b>22</b>	<b>150</b>	<b>198</b>	<b>1,163</b>	<b>1,145</b>

ตารางที่ ข.4 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน  $\varnothing 0.914$  มม. , L = 2,400 มม.

Refrigerant R-22	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	270.2	316.1	26.1	5.32	18.15
	271.7	318.4	26.66	5.25	17.90
	272.1	319.1	24.3	5.27	17.99
	273.9	321.5	27.33	5.18	17.67
	275	323.4	25.08	5.16	17.62
	274.3	322.8	26.66	5.11	17.42
<b>Average</b>	<b>272.87</b>	<b>320.22</b>	<b>26.02</b>	<b>5.21</b>	<b>17.79</b>

ตารางที่ ข.5 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 2,400 มม.(R-22)

ครั้งที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	9.80	97.70	84.80	33.40	-8.60	9.70	260	308	1205	1184
2	8.90	99.20	87.10	32.40	-7.80	7.90	253	301	1205	1191
3	7.90	101.20	89.80	33.10	-5.30	5.20	253	294	1191	1170
4	7.80	102.10	89.30	33.40	-5.70	5.50	253	294	1205	1170
5	7.70	104.70	92.70	33.10	-5.40	6.50	253	294	1205	1170
6	7.40	106.10	93.70	33.40	-6.40	4.20	253	301	1205	1170
<b>Average</b>	<b>8</b>	<b>102</b>	<b>90</b>	<b>33</b>	<b>-7</b>	<b>7</b>	<b>254</b>	<b>299</b>	<b>1,202</b>	<b>1,176</b>

ตารางที่ ข.6 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 2,400 มม.

Refrigerant R-22	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	261.1	315.1	34.62	4.19	14.31
	261	316.3	35.53	4.08	13.91
	260.3	317.9	38.42	3.85	13.14
	260.2	318.6	37.95	3.81	12.98
	260.2	320.5	38.3	3.68	12.56
	259.8	321.7	37.15	3.60	12.27
<b>Average</b>	<b>260.43</b>	<b>318.35</b>	<b>37.00</b>	<b>3.87</b>	<b>13.20</b>

ตารางที่ ข.7 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 3,000 มม.(R-22)

ครั้งที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	25.50	104.50	87.90	33.10	-11.90	24.30	184	232	1170	1149
2	26.00	105.30	90.00	32.70	-12.90	23.90	191	239	1184	1149
3	24.50	104.80	87.90	33.30	-11.00	22.70	198	246	1205	1170
4	25.30	106.40	90.40	32.50	-10.90	23.60	198	246	1191	1170
5	23.90	108.30	93.30	32.80	-11.70	22.20	198	239	1184	1170
6	20.90	108.70	92.90	32.70	-5.40	19.10	198	239	1191	1170
<b>Average</b>	<b>24</b>	<b>106</b>	<b>90</b>	<b>33</b>	<b>-11</b>	<b>23</b>	<b>194</b>	<b>240</b>	<b>1,187</b>	<b>1,163</b>

ตารางที่ ข.8 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 3,000 มม.

Refrigerant R-22	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	273.1	320.7	25.2	5.21	17.77
	273.5	321.4	29.71	5.09	17.37
	272.3	320.8	31.87	4.96	16.91
	272.9	322	31.99	4.91	16.74
	271.9	323.6	31.07	4.66	15.89
	269.9	323.9	38.3	4.29	14.63
<b>Average</b>	<b>272.27</b>	<b>322.07</b>	<b>31.36</b>	<b>4.85</b>	<b>16.55</b>

ตารางที่ ข.9 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 3,600 มม.(R-22)

ครั้งที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	28.20	100.5	79.70	32.90	-5.10	27.40	170	212	1170	1149
2	28.00	101.6	79.10	31.60	-5.50	25.50	170	212	1170	1149
3	26.80	100.9	80.30	32.30	-6.10	24.60	170	212	1170	1149
4	27.10	100.9	79.50	32.40	-4.10	24.70	170	212	1170	1149
5	27.40	102.8	82.90	32.60	-7.00	25.30	170	212	1170	1149
6	27.60	104	84.40	32.70	-6.80	26.70	170	212	1170	1149
<b>Average</b>	<b>28</b>	<b>102</b>	<b>81</b>	<b>32</b>	<b>- 6</b>	<b>26</b>	<b>170</b>	<b>212</b>	<b>1,170</b>	<b>1,149</b>

ตารางที่ ก.10 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 3,600 มม.

Refrigerant R-22	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	275.2	317.5	39.8	5.57	18.99
	275.1	318.4	40.97	5.41	18.45
	274.3	317.8	39.34	5.40	18.43
	274.5	317.8	38.65	5.45	18.58
	274.8	319.3	37.61	5.33	18.19
	274.9	320.1	37.84	5.24	17.89
<b>Average</b>	<b>274.80</b>	<b>318.48</b>	<b>39.04</b>	<b>5.40</b>	<b>18.42</b>

ตารางที่ ก.11 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน Ø0.812 มม. , L = 2,400 มม (R-290)

ครั้งที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	28.60	86.20	69.10	32.50	-22.50	26.90	122	170	1032	998
2	28.40	86.20	68.30	32.60	-20.20	27.20	122	170	1032	998
3	27.70	86.10	68.30	32.90	-21.10	25.60	122	170	1032	998
4	27.30	85.90	67.60	32.00	-21.80	24.70	122	170	1032	998
5	28.20	86.20	68.10	33.00	-22.70	26.70	122	170	1032	998
6	28.20	88.50	70.20	32.50	-19.80	26.50	122	170	1032	998
<b>Average</b>	<b>28</b>	<b>87</b>	<b>69</b>	<b>33</b>	<b>-21</b>	<b>26</b>	<b>122</b>	<b>170</b>	<b>1,032</b>	<b>998</b>

ตารางที่ ก.12 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน Ø0.812 มม. , L = 2,400 มม.(R-290)

Refrigerant R-290	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	336.9	424.7	154.2	5.59	19.08
	336.6	424.7	148.8	5.51	18.80
	335.4	424.5	150.9	5.46	18.62
	334.7	424.1	152.6	5.45	18.60
	336.2	424.7	145.7	5.45	18.58
	336.2	429.5	147.8	5.19	17.70
<b>Average</b>	<b>336.00</b>	<b>425.37</b>	<b>150.00</b>	<b>5.44</b>	<b>18.56</b>



ตารางที่ ก.13 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน Ø0.914 มม. , L = 2,400 มม. (R-290)

ครั้งที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	26.90	80.10	65.30	32.10	-20.80	25.50	136	170	1032	998
2	24.40	78.10	63.80	31.70	-21.90	23.40	136	170	1032	998
3	23.10	78.10	63.90	31.70	-21.00	22.00	136	170	1032	998
4	25.90	81.60	65.70	31.90	-19.10	24.80	136	170	1032	998
5	28.20	84.60	70.50	31.80	-17.40	27.00	136	170	1032	998
6	26.30	84.00	69.30	31.80	-21.90	24.80	136	170	1032	998
<b>Average</b>	<b>26</b>	<b>81</b>	<b>66</b>	<b>32</b>	<b>-20</b>	<b>25</b>	<b>136</b>	<b>170</b>	<b>1,032</b>	<b>998</b>

ตารางที่ ก.14 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน Ø0.914 มม. , L = 2,400 มม. (R-290)

Refrigerant R-290	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	333.6	412	126.2	5.86	20.01
	329.3	407.8	128.9	5.84	19.92
	327.1	407.8	126.7	5.62	19.19
	331.9	415.1	122	5.46	18.61
	335.8	421.3	117.9	5.31	18.11
	332.5	420.1	128.9	5.27	17.97
<b>Average</b>	<b>331.70</b>	<b>414.02</b>	<b>125.10</b>	<b>5.56</b>	<b>18.97</b>

ตารางที่ ก.15 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 2,400 มม. (R-290)

เครื่องที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	16.00	83.20	76.10	30.90	-9.10	14.80	239	281	1067	1032
2	15.50	82.80	74.80	31.90	-9.20	14.90	239	281	1067	1032
3	16.80	85.50	77.30	32.00	-7.50	15.70	239	281	1067	1032
4	13.10	83.50	75.70	32.10	-9.50	12.00	239	281	1067	1032
5	17.50	88.20	79.60	32.40	-9.10	16.40	239	281	1067	1032
6	13.90	85.10	77.70	32.00	-7.50	13.40	239	281	1067	1032
<b>Average</b>	<b>15</b>	<b>85</b>	<b>77</b>	<b>32</b>	<b>-9</b>	<b>15</b>	<b>239</b>	<b>281</b>	<b>1,067</b>	<b>1,032</b>

ตารางที่ ก.16 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 2,400 มม. (R-290)

Refrigerant R-290	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	311.8	417.6	122	4.10	13.99
	310.9	416.8	122.3	4.09	13.96
	313.1	422.4	118.1	3.95	13.46
	306.9	418.3	123	3.86	13.17
	314.3	428.1	122	3.83	13.08
	308.2	421.6	118.1	3.76	12.83
<b>Average</b>	<b>310.87</b>	<b>420.80</b>	<b>120.92</b>	<b>3.93</b>	<b>13.41</b>

ตารางที่ ก.17 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 3,000 มม. (R-290)

ครั้งที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	24.00	84.00	71.80	31.70	-16.60	22.60	170	219	1067	1032
2	25.10	85.20	73.70	31.90	-16.20	24.50	170	219	1067	1032
3	26.10	87.30	75.50	32.40	-15.20	25.30	170	219	1067	1032
4	24.80	86.10	74.20	32.60	-15.10	23.30	170	219	1067	1032
5	24.50	86.70	74.70	32.10	-15.60	23.60	170	219	1067	1032
60	25.80	86.30	72.40	32.40	-15.10	24.70	170	219	1067	1032
<b>Average</b>	<b>25</b>	<b>86</b>	<b>74</b>	<b>32</b>	<b>-16</b>	<b>24</b>	<b>170</b>	<b>219</b>	<b>1,067</b>	<b>1,032</b>

ตารางที่ ก.18 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 3,000 มม. (R-290)

Refrigerant R-290	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	327.6	419.3	140.2	5.10	17.41
	329.5	421.8	139.2	5.08	17.33
	331.4	426.2	136.8	4.94	16.85
	329	423.7	136.5	4.92	16.77
	328.5	425	137.8	4.83	16.49
	335.9	424.1	136.6	5.36	18.28
<b>Average</b>	<b>330.32</b>	<b>423.35</b>	<b>137.85</b>	<b>5.04</b>	<b>17.19</b>

ตารางที่ ก.19 อุณหภูมิและความดันของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 3,600 มม.(R-290)

เครื่องที่	Temperature (°C)						Pressure (kPa)			
	Compressor		Condenser		Evaporator		(Low)		(High)	
	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	Inlet	Outlet	P1	P4	P2	P3
1	21.00	75.50	65.80	31.80	-16.10	20.80	157	205	1067	1032
2	23.80	78.60	66.40	31.60	-16.00	22.80	157	205	1067	1032
3	25.20	79.30	66.00	31.30	-17.30	24.70	157	205	1067	1032
4	21.70	76.50	65.90	32.30	-15.30	20.70	157	205	1067	1032
5	26.00	80.40	68.90	31.90	-15.60	25.00	157	205	1067	1032
6	26.40	82.70	70.20	31.70	-17.50	25.00	157	205	1067	1032
<b>Average</b>	<b>24</b>	<b>79</b>	<b>67</b>	<b>32</b>	<b>-16</b>	<b>23</b>	<b>157</b>	<b>205</b>	<b>1,067</b>	<b>1,032</b>

ตารางที่ ข.20 ผลจากการคำนวณของท่อลดความดัน  $\varnothing 1.066$  มม. , L = 3,600 มม. (R-290)

Refrigerant R-290	Enthalpy (kJ/kg)			COP	EER
	h1	h2	h4		
	330	409.5	139	5.90	20.13
	322.9	401.6	138.7	5.87	20.01
	324.1	403.7	141.9	5.85	19.97
	331.4	411.8	137.1	5.83	19.88
	327.7	408.1	137.8	5.79	19.75
	332.1	416.6	142.3	5.61	19.16
<b>Average</b>	<b>328.03</b>	<b>408.55</b>	<b>139.47</b>	<b>5.81</b>	<b>19.82</b>



ภาคผนวก ข

ผลงานตีพิมพ์เผยแพร่

1. ผลงานทางวิชาการที่ได้รับการตีพิมพ์

สมคิด ขงหอม และสถาพร ทองวิก, “การศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ R-290 , การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ ครั้งที่ 11, 8-9 มีนาคม 2555, หน้า 65-69



**การถ่ายทอด**  
**พลังงานความร้อนและมวล**  
ในอุปกรณ์ด้านความร้อนและกระบวนการ (ครั้งที่ 11)  
วันที่ 8-9 มีนาคม 2555  
ณ โรงแรมนิว แทรวิล มีช รีสอร์ท จังหวัดจันทบุรี



**คณะกรรมการและคณะอนุกรรมการจัดการประชุมวิชาการ**  
**เรื่องการถ่ายทอดเทคโนโลยีงานวิศวกรรมและนวัตกรรมในอุปกรณ์ด้านวิศวกรรมและกระบวนการ (ครั้งที่ ๑๑)**  
**วันที่ ๘-๙ มีนาคม ๒๕๕๕ ณ โรงแรมนิว แทวเวิล บีช รีสอร์ท จังหวัดจันทบุรี**

**คณะกรรมการจัดการประชุม**

1.ศาสตราจารย์ ดร.ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะกรรมการ
2.รองศาสตราจารย์ ดร.อภิชาติ ปรีชาพิพงค์	กรรมการ
3.รองศาสตราจารย์ ดร.นคร ทิพย์วงศ์	กรรมการ
4.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศศนา คุณภาพ	กรรมการ
5.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เศรษฐ์ สัมภิตตะกุล	กรรมการ

**คณะอนุกรรมการฝ่ายพิจารณาบทความ**

1.ศาสตราจารย์ ดร.ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะกรรมการ
2.รองศาสตราจารย์ ดร.นคร ทิพย์วงศ์	กรรมการ
3.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศิริ อัจฉริยวิริยะ	กรรมการ
4.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.อารีย์ อัจฉริยวิริยะ	กรรมการ
5.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.ศศนา คุณภาพ	กรรมการ
6.ผู้ช่วยศาสตราจารย์ ดร.เศรษฐ์ สัมภิตตะกุล	กรรมการ

**คณะอนุกรรมการฝ่ายติดต่อประสานงาน/ต้อนรับ**

1.อาจารย์ ดร.ณัฐณี วรรณ	ประธานคณะอนุกรรมการ
2.นายวันรบ กิตินัน	อนุกรรมการ
3.นางสาววาสนา คำโสภาส	อนุกรรมการ

**คณะอนุกรรมการฝ่ายลงทะเบียน/การเงิน**

1.อาจารย์ ดร.ณัฐณี วรรณ	ประธานคณะอนุกรรมการ
2.นายวันรบ กิตินัน	อนุกรรมการ
3.นางสาววาสนา คำโสภาส	อนุกรรมการ

**คณะอนุกรรมการฝ่ายเอกสาร**

1.ศาสตราจารย์ ดร.ทนงเกียรติ เกียรติศิริโรจน์	ประธานคณะอนุกรรมการ
2.อาจารย์ ดร.ณัฐณี วรรณ	อนุกรรมการ
3.นายวันรบ กิตินัน	อนุกรรมการ



## สารบัญ(ต่อ)

หน้า

10. การศึกษาสมรรถนะเครื่องทำความเย็นซึ่งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ COOL .....	65
PERFORMANCE STUDY ON A SMALL FROZEN REFRIGERANT R-22 WITH COLD	
สมคิด อังทอง และธิดาพร ทองวัด	
11. การเปรียบเทียบสมรรถนะเครื่องอบแห้งด้วยความร้อนระหว่างแบบจำลองกับการทดลอง .....	70
THE COMPARISON OF HEAT PUMP DRYER PERFORMANCE BETWEEN	
MATHEMATICAL MODELING AND EXPERIMENTAL	
ฉัตรกร หุริอุทธิ, ธิดาพร ทองวัด, สุเทพ วัชรวิเชียร และวินัย จันทน์เพ็ง	
12. ผลของความยาวท่อไอน้ำระเหย และสารทำงานที่มีต่ออัตราการถ่ายเทความร้อน	
ของท่อความร้อนแบบอินเวอร์ตที่ติดตั้งวาล์วกันกลับที่เอววงวน .....	76
EFFECT OF EVAPORATOR LENGTH AND WORKING FLUID TO HEAT TRANSFER	
OF CLOSED-LOOPED OSCILLATING HEAT PIPE WITH CHECK VALVES (CLOHP/CV)	
AT CRITICAL STATE	
วสันต์ ปิยะเด	
13. การผลิตเชื้อเพลิง RDF-5 จากขยะชุมชน กรณีศึกษามunicipal solid waste ตำบลฟ้าฮ่าม จังหวัดเชียงใหม่ .....	81
RDF-5 PRODUCTION FROM MUNICIPAL SOLID WASTE:	
A CASE STUDY OF FAH HAM DISTRICT MUNICIPAL, CHIANG MAI PROVINCE	
เพ็ญนิจิต แจ่มศิลป์, ณัฐวุฒิ ดุญฎี, ปราวศรี แซ่ฮ้าง และสุนทร คงพิมา	
14. การพัฒนาซอฟต์แวร์สำหรับการตรวจสอบความเสียหายของระบบผลิตน้ำร้อนพลังงานแสงอาทิตย์ .....	90
A DEVELOP DAMAGE MONITORING SOFTWARE FOR SOLAR HOT WATER SYSTEM	
สุวิระ สุกรินทร์, พงศ์ศิษฐ์ คำวงษา และธิดาพร ทองวัด	
15. Heat Conduction Using Peridynamics .....	95
Monchai Duangpanya	
16. ผลจากอัตราส่วนการอัด อัตราส่วนผสม และความเร็วรอบต่อสมรรถนะและปริมาณ NOx	
สำหรับเครื่องยนต์ดีเซลขนาดเล็กที่ใช้เชื้อเพลิงผสมของดีเซล-เอทานอล-ไบโอดีเซล .....	102
Effect of compression ratio, equivalence ratio and engine speed on the performance	
and NOx of a small size diesel engine using Diesel/Ethanol/Biodiesel Fuel Blends	
ปรมัตถ์ จันทร์โคตร และชนาคม สุนทรวิภาคนั่ง	
17. การเปรียบเทียบ และตรวจสอบ และแบบจำลองเชิงตัวเลขสำหรับการทำนาย	
เครื่องยนต์แก๊สโซลีนขนาดเล็กแบบ 4 จังหวะที่ใช้เชื้อเพลิงเบนซีน ๑1 .....	110
Comparison and Verification of Experimental and Numerical Models for the Prediction	
of a 4 Stroke Gasoline Small Engine using benzene 91 Fuelled	
ปรมัตถ์ จันทร์โคตร และชนาคม สุนทรวิภาคนั่ง	
18. การลดอุณหภูมิภายในอาคารภายใต้โซนสบายโดยใช้หลักการระบบทำความเย็นแบบระเหย .....	117
Reduction of Temperature Inside Building under Comfort Zone By Evaporative Cooling	
มงคล พึ่งชนะกุล และทนต์เกียรติ เกียรติศิริโรจน์	



## การศึกษาสมรรถนะเครื่องแช่แข็งขนาดเล็กที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ R-290

### Performance study on a small frozen refrigerant R-22 with R-290

สมคิด ยงหอม

สถาพร ทองวิค\*

สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์

มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี

อ.ธัญบุรี จ.ปทุมธานี 12110

โทร 0-2549-3430 โทรสาร 0-2549-3432

\*E-mail: rmutt\_thermallab@yahoo.co.th

บทคัดย่อ

งานวิจัยนี้มีวัตถุประสงค์เพื่อศึกษาผลของการเปลี่ยนเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันและศึกษาความเหมาะสมในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 ไปเป็น R-290 ที่ใช้ในระบบแช่แข็งขนาดเล็ก

การศึกษาค้นคว้าผลของการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 เป็น R-290 ในเครื่องแช่แข็งขนาด 3,412 บีทียู/ชั่วโมง ด้วยการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางและความยาวของท่อลดความดัน จาก 0.812 มิลลิเมตร 0.914 มิลลิเมตรและ 1.066 มิลลิเมตร ตามลำดับที่มีความยาวคงที่ 2,400 มิลลิเมตร ทำการทดสอบโดยการควบคุมภาระการทำความเย็นด้วย ฮีตเตอร์ไฟฟ้าแบบครีบน้ำมันขนาด 800 วัตต์ และควบคุมอุณหภูมิของน้ำที่ใช้ระบายความร้อนให้กับเครื่องควบแน่นที่  $30 \pm 1$  องศาเซลเซียส โดยวิเคราะห์และเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น(COP)และประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า(EER)

จากผลการศึกษาพบว่าสารทำความเย็นทั้งสองชนิดจะมีค่า COP และ EER เฉลี่ยสูงสุดที่ท่อลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 มิลลิเมตร และความยาว 2,400 มิลลิเมตร ดังนั้น สารทำความเย็น R-22 มีค่าเท่ากับ 5.21 และ 17.78 ตามลำดับ สารทำความเย็น R-290 มีค่าเท่ากับ 5.56 และ 18.97 ตามลำดับ สรุปได้ว่าสารทำความเย็น R-290 มีค่าเฉลี่ยมากกว่าประมาณ 6.71 % อย่างไรก็ตามถึงแม้ว่าค่า COP และ EER ของสารทำความเย็น R-290 จะเพิ่มขึ้นแต่ก็เพิ่มขึ้นไม่มากนัก ประกอบด้วยสารทำความเย็น R-290 มีสารประกอบหลักคือโพรเพน(Propane) ที่สามารถติดไฟได้ ดังนั้นจึงเห็นว่าไม่คุ้มค่าต่อการนำใช้ทดแทน R-22 ในปัจจุบัน

คำสำคัญ: ระบบทำความเย็น R-290 ตู้แช่ ท่อลดความดัน

#### Abstract

The purpose of this research is to study the result of the change of diameter capillary tube, and to study the suitability to change refrigerant from R-22 to R-290 in small size of freezing system.

The study was done on the result of the change of refrigerant R-22 to be R-290 in freezer size about 3,412 BTU/hr by using diameter and length dimension of capillary tube with dimension 0.812 mm. 0.914 mm. and 1.066 mm. at constant

length of 2,400 mm. accordingly, and used capillary tube with dimension of 1.066 mm diameter at different length about 2,400 mm. 3,000 mm. and 3,600 mm. accordingly. The test was performed by controlling the cooling condition of the electric heater, 800 Watt, flipper model, and temperature control of the water being used for heat condensing to the condenser was at  $30 \pm 1$  °C. The analysis and comparison of COP and EER was performed.

From the result of this study, it was found that both types of refrigerant have COP and EER value in maximum average at capillary tube with dimension of 0.914 mm. in diameter and 2,400 mm in length. for refrigerant R-22 COP was 5.21 and EER was 17.78 accordingly. for refrigerant R-290, COP was 5.56 and EER was 18.79 accordingly. In conclusion, the average performance of refrigerant R-290 was approximately 7.59 % higher than those of refrigerant R-22. However, even though COP and EER value of refrigerant R-290 was increased but was not significant impact much. The main composition of refrigerant R-290 is Propane which is inflammable for conduction, it was worthless for R-290 to be utilized as substitution of R-22.

**Keywords:** Refrigerant system R-290 commercial refrigerator capillary tube

## 1. บทนำ

### 1.1 ความสำคัญและความเป็นมา

ในปัจจุบันตู้แช่แข็งเชิงพาณิชย์มีใช้กันอยู่หลายแบบขึ้นอยู่กับความต้องการของผู้ผลิต และผลิตภัณฑ์ที่จะแช่แข็ง ตู้แช่แข็งเป็นเครื่องใช้ไฟฟ้าที่จำเป็นต้องเปิดเครื่องตลอดเวลาเพื่อรักษาผลิตภัณฑ์ที่แช่แข็งไม่ให้เกิดการเสียหายทำให้ต้องใช้พลังงานไฟฟ้ามาก ในการเลือกซื้อตู้แช่แข็งนอกจากคำนึงถึงราคาแล้วควรพิจารณาถึงลักษณะและระบบของตู้เย็นเพื่อประหยัดพลังงานด้วย สำหรับตู้แช่ที่ใช้กันอยู่ปัจจุบันมีใช้กันอยู่หลายแบบตามความต้องการของผู้ใช้ส่วนใหญ่ระบบทำความเย็นที่ใช้กับตู้แช่แข็งเป็นแบบอัดไอซึ่งจะใช้สารทำความเย็นเป็นสารตัวกลางในการทำงานของระบบ เป็นต้น

ปัจจุบันสารทำความเย็นมีใช้อยู่หลายชนิดหนึ่งในนั้นยังมีสารทำความเย็นที่ยังใช้คือสารทำความเย็น R-22 แต่ สารทำความเย็น R-22 นั้น ตามสนธิสัญญาสารมอนทรีออล (Montreal Protocol) นั้น ก็ได้มีการกำหนดให้มีการลดและเลิกใช้สารทำความเย็น R-22 เนื่องจากสารทำความเย็น R-22 นี้ มีผลกระทบต่อโอโซนในชั้นบรรยากาศของโลก ซึ่งที่ผ่านมานั้นมีหน่วยงานต่างๆให้ความสนใจ ทำการศึกษา

ค้นคว้ากันอย่างแพร่หลาย เพื่อหาสารทำความเย็นที่เหมาะสมกับการใช้งานในระบบปรับอากาศร้อนเช่น งานวิจัยของ ผศ.ทวีชัย นาคพิพัฒน์ [1] ได้ทำการทดสอบสารทำความเย็นสำหรับเครื่องปรับอากาศที่มีคอนเดนเซอร์แบบระบายความร้อนด้วยน้ำและฮีวโปรเตอร์ทำความเย็นให้กับน้ำยาขนาดการทำความเย็น 12,000 บีทียูต่อชั่วโมง โดยทดลองเปรียบเทียบสารทำความเย็นระหว่างสารทำความเย็น Cold 22 และสารทำความเย็น R-22 สรุปได้ว่าสารทำความเย็น Cold 22 สามารถทำความเย็นได้มากกว่าสารทำความเย็น R-22 โดยมีความสามารถทำความเย็นขณะที่มีภาระสูงสุดของการทดลองเพิ่มขึ้นจาก 3.7 kW เป็น 4.2 kW คิดการเพิ่มขึ้นเป็น 13.5 % เมื่อพิจารณาที่ค่า COP ของการทำความเย็น ค่า COP ของCold 22 ทำได้ 3.55 ขณะที่ R-22 ทำได้ 3.11 คิดเป็นการเพิ่มขึ้น 13.4 % สำหรับค่า EER นั้นก็พิจารณาได้เช่นเดียวกัน คือ สาร Cold 22 ทำได้ 12.11 ขณะที่ R-22 ทำได้ 10.67 คิดเป็นการเพิ่มขึ้น 13.5 % การทดลองคุณสมบัติของน้ำทั้งทางด้านทำความร้อนและทั้งทางด้านทำความเย็นให้อยู่ในสภาวะที่คงที่ในแต่ละภาวะของความร้อน

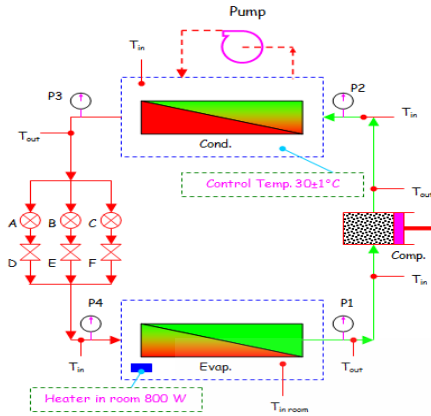
จากความสำคัญของปัญหาดังกล่าว ผู้วิจัยจึงสนใจศึกษาสมรรถนะของระบบทำความเย็น ระหว่างสารทำความเย็น 2 ชนิด ได้แก่สารทำความเย็น R-22 กับสารทำความเย็นCOLD 22 ว่าจะมีประสิทธิภาพแตกต่างกันอย่างไร ในการที่จะนำสารทำความเย็น COLD 22 มาใช้แทนสารทำความเย็น R-22 ในระบบที่ติดตั้งสารทำความเย็น R-22 อยู่แล้ว (Retrofitting) โดยจะเปรียบเทียบในเรื่องของสมรรถนะในการทำความเย็น(COP) ความสิ้นเปลืองพลังงานไฟฟ้า (EER) และ หาความยาวและเส้นผ่านศูนย์กลางที่เหมาะสมของท่อลดความดัน (Capillary tube)

### 1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการวิจัย

- 1.2.1 เพื่อศึกษาความเหมาะสมในการเปลี่ยนสารทำความเย็น R-22 มาเป็น COLD22 ในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก
- 1.2.2 เพื่อหาผลของการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก
- 1.2.3 เพื่อหาผลของการเปลี่ยนความยาวของท่อลดความดันในเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก

## 2 อุปกรณ์การวิจัย

ตู้แช่ที่ใช้ในการทดลองมีขนาด 820x540x625 mm. ,ปริมาตร 100 ลิตร ขนาดของคอมเพรสเซอร์ 3,412 BTU/HR แรงดันไฟฟ้า 220 – 240 Volt ความถี่ 50 Hz กำหนดให้อุณหภูมิของน้ำระบายความร้อนที่คอนเดนเซอร์  $30 \pm 1$  °C ที่อัตราการไหลของน้ำ 35 ลิตร/นาที



ภาพที่ 1 วงจรเครื่องแช่แข็งขนาดเล็ก

**Remake.** A. Vale No1 D. Cap-Tube  $\varnothing$  0.812 mm L=2400 mm  
 B. Vale No2 E. Cap-Tube  $\varnothing$  0.914 mm L=2400 mm  
 C. Vale No3 F. Cap-Tube  $\varnothing$  1.066mm L=2400 mm

### 3 การวิเคราะห์วัฏจักรการทำความเย็น

3.1 เครื่องอัดไอ (Compressor) เป็นเครื่องดูดสารทำความเย็นมีการไหลสม่ำเสมอแบบอะเดียแบติกที่ย้อนกลับได้ คัดไอของสารทำความเย็น 1 kg งานที่ต้องใช้ในการอัดไอสารทำความเย็น 1 kg หาได้ดังนี้

$$W_c = h_2 - h_1 \quad (1)$$

$W_c$  = งานที่ให้แกเครื่องอัด (kJ/kg)

$h_1$  = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัด (kJ/kg)

$h_2$  = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องอัด (kJ/kg)

3.2 เครื่องควบแน่น (Condenser) เป็นกระบวนการไหลแบบสม่ำเสมอการหล่อเย็นกระทำที่ความดันคงที่ ความร้อนที่คายออกจากเครื่องควบแน่นสามารถหาได้ดังนี้

$$q_c = h_2 - h_3 \quad (2)$$

$q_c$  = ความร้อนที่นำไปทิ้งยังภายนอก (kJ/kg)

$h_2$  = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องควบแน่น (kJ/kg)

$h_3$  = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากเครื่องควบแน่น (kJ/kg)

3.3 วาล์วขยายตัว (Expansion valve) กระบวนการไหลแบบสม่ำเสมอที่ผ่านวาล์วขยายเป็นกระบวนการเอนทาลปีคงที่ไม่มีงานหรือการถ่ายเทความร้อน

$$h_3 = h_4 \quad (3)$$

3.4 คอลล์เยน (Evaporator) ความร้อนที่สารทำความเย็น 1kg ดูดเอาไว้ขณะที่ไหลผ่านEvaporator

$$q_e = h_1 - h_4 \quad (4)$$

$q_e$  = ความร้อนรับมาจากบริเวณทำความเย็น (kJ/kg)

$h_1$  = เอนทาลปีของสารทำความเย็นที่ออกจากคอลล์เยน (kJ/kg)

$h_4$  = เอนทาลปีของสารทำความเย็นก่อนเข้าคอลล์เยน (kJ/kg)

3.5 สัมประสิทธิ์ของสมรรถนะของการทำความเย็น (Coefficient of performance)

ในการวิเคราะห์นี้ ไม่ได้คิดความสูญเสียความดันและเอนทาลปีที่เกิดขึ้นจากการไหลในท่อ ดังนั้น ประสิทธิภาพการทำความเย็นหมายถึง ความสามารถในการทำความเย็นต่อพลังงานที่ใช้ในกระบวนการการทำความเย็นทั้งหมด

ในระบบ SI หรือ เมตริก จะใช้เป็น COP (Coefficient of performance)

$$COP = \frac{q_e}{w_c} \quad (5)$$

ในระบบ อังกฤษ จะใช้เป็น E.E.R (Energy Efficiency Ratio)

$$EER = 3.412 COP \quad (6)$$

### 4 การทดลองและการเก็บข้อมูล

เงื่อนไขการทดลองที่ 1. การศึกษาสมรรถนะการทำความเย็นของ Vapor Compression refrigeration system ในกรณีที่ใช้ สารทำความ

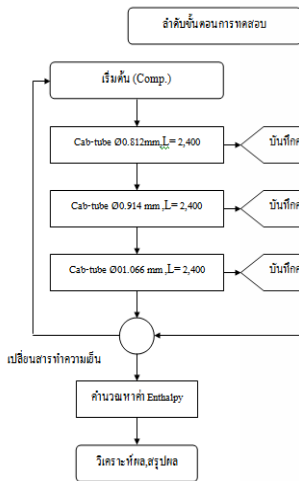
เย็น R-22 แล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องกับการหาสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องแช่แข็ง ดังนี้

- อุณหภูมิและความดันของ ทางเข้า, ทางออก คอมเพรสเซอร์
- อุณหภูมิและความดันของ ทางเข้า, ทางออก เครื่องควบแน่น
- อุณหภูมิและความดันของ ทางเข้า, ทางออก วาล์วลดความดัน
- อุณหภูมิและความดันของ ทางเข้า, ทางออก เครื่องระเหย

เงื่อนไขการทดลองที่ 2. การศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะระบบทำความเย็นแบบอัดไอ (Gas Cycle Refrigeration) ในกรณีที่ใช้ สารทำความเย็น COLD 22 แล้วทำการบันทึกค่าที่เกี่ยวข้องกับการหาสมรรถนะการทำความเย็นของเครื่องแช่แข็ง

- อุณหภูมิและความดันของ ทางเข้า, ทางออก คอมเพรสเซอร์
- อุณหภูมิและความดันของ ทางเข้า, ทางออก เครื่องควบแน่น
- อุณหภูมิและความดันของ ทางเข้า, ทางออก วาล์วลดความดัน
- อุณหภูมิและความดันของ ทางเข้า, ทางออก เครื่องระเหย

5 ขั้นตอนการทดสอบ



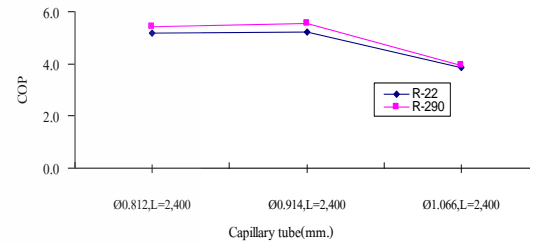
6 ผลการทดลอง

6.1 ผลการทดลองจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อลดความดัน

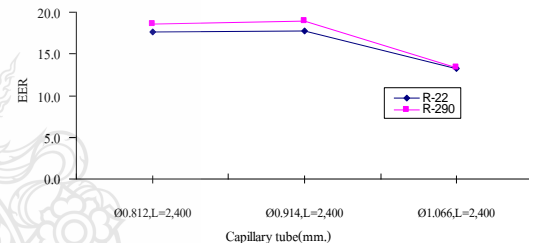
REFRIGERANT	Diameter (mm.)	q <sub>e</sub> (kJ/kg)	W <sub>c</sub> (kJ/kg)	COP	EER	Compare COP(%)	Diff COP(%)
R-22	0.812	245.04	47.52	5.16	17.61	100	-
	0.914	246.85	47.64	5.21	17.78	100.97	เพิ่มขึ้น 0.97
	1.066	223.44	58.7	3.87	13.20	75.00	ลดลง 25.0
R-290	0.812	486.00	89.37	5.44	18.56	100	-
	0.914	456.80	82.32	5.56	18.97	102.21	เพิ่มขึ้น 2.21
	1.066	431.78	109.93	3.93	13.41	72.24	ลดลง 27.76

6.2 เปรียบเทียบผลจากการเปลี่ยนขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางท่อที่ใช้สารทำความเย็น R-22 กับ R-290

REFRIGERANT	Diameter (mm.)	q <sub>e</sub> (kJ/kg)	W <sub>c</sub> (kJ/kg)	COP	EER	Compare COP(%)	Diff COP(%)
R-22	0.914	246.85	47.64	5.21	17.78	100	-
R-290	0.914	456.80	82.32	5.56	18.97	106.71	เพิ่มขึ้น 6.71



ภาพที่ 6.1 เปรียบเทียบค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP)



ภาพที่ 6.2 เปรียบเทียบค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER)

ผลที่ได้จากการทดสอบที่ลดความดันทั้งสามขนาดแล้วนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบในเรื่องของ สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER) สามารถสรุปได้ว่าท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 mm. นั้นมีค่า COP และ EER เฉลี่ยสูงกว่าท่อลดความดัน 0.812 mm. และ 1.066 mm. เมื่อพิจารณาท่อลดความดันที่มีขนาดเล็กกว่าก็พบว่า มีค่า COP และ EER นั้นที่ลดลงแต่มีค่าที่น้อยมากเมื่อเทียบเป็นเปอร์เซ็นต์ ถ้าพิจารณาความเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานดูจาก COP และ EER แล้วสามารถนำมาใช้งานได้ทั้งสองขนาดเพราะมีความสามารถในการทำความเย็นที่ใกล้เคียงกันในกรณีใช้ท่อลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใหญ่กว่าพบว่า COP และ EER นั้นมีค่าที่ลดลงมากแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขนาดของท่อจาก 0.914 mm. ไปเป็น 1.066 mm. นั้นไม่เหมาะที่จะนำมาใช้งานในระบบนี้เพราะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) และ ค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER) นั้นต่ำดังที่ได้กล่าวมาข้างต้น

ผลที่ได้จากการทดสอบที่ลดความดันทั้งสามขนาดที่ใช้สารทำความเย็น R-290 แล้วนำค่าที่ได้มาเปรียบเทียบกับในเรื่องของสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำทำความเย็น (COP) และประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER) สามารถสรุปได้ว่าที่ลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 mm. นั้นมีค่า COP และ EER เหนือสูงกว่าที่ลดความดัน 0.812 mm. และ 1.066 mm. เมื่อพิจารณาที่ลดความดันที่มีขนาดเล็กกว่าก็พบว่าค่า COP และ EER นั้นที่ลดลงและในกรณีที่ใช้ที่ลดความดันที่มีขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ใหญ่กว่าพบว่า COP และ EER นั้นมีค่าที่ลดลงมากแสดงให้เห็นว่าการเพิ่มขนาดของท่อจาก 0.914 mm. ไปเป็น 0.812 mm. และ 1.066 mm. นั้นไม่ได้ส่งผลต่อการเพิ่มค่า COP และ EER แต่อย่างใดถ้าพิจารณาความเหมาะสมที่จะนำมาใช้งานดูจาก COP และ EER สามารถสรุปได้ว่าที่ลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 mm. นั้นมีความเหมาะสมที่สุด เพราะมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำทำความเย็น (COP) และค่าประสิทธิภาพพลังงานไฟฟ้า (EER) นั้นดีที่สุดในกลุ่มข้างต้น

ผลจากการเปรียบเทียบค่า COP และ EER เพื่อพิจารณาเลือกขนาดเส้นผ่านศูนย์กลางที่ลดความดันที่เหมาะสมที่ใช้สารทำความเย็นระหว่างสารทำความเย็น R-22 กับ R-290 พบว่าที่ลดความดันขนาดเส้นผ่านศูนย์กลาง 0.914 mm. ที่ใช้สารทำความเย็น R-290 นั้นมีค่า COP และ EER ดีกว่าสารทำความเย็น R-22 อยู่ที่ 6.71 % ดังตารางที่ 4.2 จากผลที่ได้ถึงแม้ว่าสารทำความเย็น R-290 จะดีกว่าแต่มีข้อเสียที่คุณสมบัติเนื่องจากมีส่วนประกอบหลักคือ Propane ที่สามารถติดไฟได้ประกอบกับค่า COP ที่เพิ่มขึ้นนั้นยังไม่สูงพอที่จะเปลี่ยนมาใช้แทนระบบที่ใช้สารทำความเย็น R-22 สารทำความเย็นจาก R-22 ไปเป็น R-290

## 7 เอกสารอ้างอิง

- [1] ผศ.ธวัชชัย นาคพิพัฒน์ และคณะ, ทดสอบสารทำความเย็นสำหรับเครื่องปรับอากาศ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] นพรัตน์ อมัตติรัตน์ สถาพร ทองวิภา วัณชัย จันทร์เพ็ง ,การศึกษาและเปรียบเทียบสารทำความเย็น R-22 กับ COLD-22 ในเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน,มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีราชมงคลธัญบุรี
- [3] ทวีวัฒน์ สุภารส และบุญส่ง เหมวัฒน์ 2546 การศึกษาการประหยัดพลังงานในเครื่องปรับอากาศแบบแยกส่วนโดยใช้สารทำความเย็น R401a, R401B, R490A และ R22, การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 2 25-26 กันยายน 2546 ศูนย์ฝึกอบรมธนาคารไทยพาณิชย์ จังหวัดเชียงใหม่
- [4] เมธาภูมิ โชติสวัสดิ์ และไฟโรจน์ จันทรแก้ว 2546 สารทำความเย็นที่เหมาะสมสำหรับเครื่องอบแห้งแบบปั๊มความร้อน, การประชุมวิชาการเรื่องการถ่ายเทพลังงานความร้อนและมวลในอุปกรณ์ด้านความร้อน ครั้งที่ 2 25-26 กันยายน 2546 ศูนย์ฝึกอบรมธนาคารไทยพาณิชย์ จังหวัดเชียงใหม่

- [5] อำไพศักดิ์ ที่บุญมา 2545 การศึกษาเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบอบแห้งด้วยปั๊มความร้อนและการออกแบบที่เหมาะสมที่สุด, มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี
- [6] นายวิโรจน์ ฤทธิ์ทอง การเลือกขนาดท่อแคปิลารี สำหรับสารทำความเย็นผสมภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเชียงใหม่
- [7] ธิพพล ช้างแย้ม การวิเคราะห์สมรรถนะการทำงานของตู้แช่ที่ใช้สารทำความเย็นผสม มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี. บัณฑิตวิทยาลัย
- [8] อัครรัตน์ พูลกระจำง การทำความเย็นและการปรับอากาศ นนทบุรี เจริญรุ่งเรืองการพิมพ์ 2547
- [9] ชูชัย ต.ศิริวัฒนา. (2549). การทำความเย็นและการปรับอากาศ (พิมพ์ครั้งที่ 10). สถานที่พิมพ์: สมาคมส่งเสริมเทคโนโลยีไทย ญี่ปุ่น. กรุงเทพฯ,
- [10] วัฏจักรการทำงานของปั๊มความร้อน. [ออนไลน์]. เข้าถึงได้จาก [www.warrantech.co.th](http://www.warrantech.co.th)

## ประวัติผู้เขียน

ชื่อ – สกุล	นายสมคิด ยงหอม
วัน เดือน ปีเกิด	03 กุมภาพันธ์ 2524
ที่อยู่	180 ม.11 ต.กันทรารมย์ อ.ขุนันท์ จ.ศรีสะเกษ 33140
การศึกษา	สำเร็จการศึกษาระดับปริญญาตรี สาขาวิชาวิศวกรรมเครื่องกล มหาวิทยาลัยเทคโนโลยีพระจอมเกล้าธนบุรี ปี พ.ศ.2548
ประสบการณ์ทำงาน	พ.ศ. 2549 – ปัจจุบัน พนักงานบริษัทยานยนต์ จำกัด มหาชน

