



การศึกษาผลกระทบของการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดตัวต่อค่าสัมประสิทธิ์  
สมรรถนะในระบบการทำความเย็น

Study to the Effect of Superheat and Subcooling for Coefficiency of Performance  
in Refrigeration System .

นายณัฐวุฒิ แก้วบุญเรือง

นายเอกพันธ์ ไชยมงคล

นายวิริยะ ลัญญเทียน

ชื่อและนามสกุล	5099685
วิชา	๖๕
เลขทะเบียน	๕๒๐๐๕๘
เลขเรียกหนังสือ	๕๒๖๑๗
มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์	๒๕๕๐

ปริญญานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต

สาขาวิศวกรรมเครื่องกล ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยเกษตรศาสตร์

ปีการศึกษา ๒๕๕๐



## ใบรับรองโครงการงาน

หัวข้อโครงการงาน : การศึกษาผลกระทบของการเกิดไอร้อนขวดแข็งและของเหลวอัดตัว  
ต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในระบบการทำความเย็น

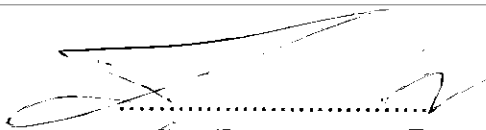
Study to the Effect of Superheat and Subcooling for Coefficiency of  
Performance in Refrigeration System .


ผู้ดำเนินโครงการงาน : นายณัฐวุฒิ แก้วบุญเรือง รหัสสนិត 47380126  
: นายเอกพันธ์ ไชยมงคล รหัสสนិត 47380172  
: นายวชิระ บุญเทียน รหัสสนិត 47380311

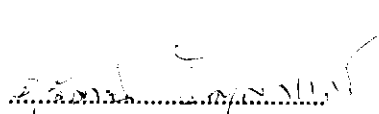
ที่ปรึกษาโครงการงาน : อาจารย์ศศิรัฐภัณฑ์ แคนลา  
สาขา : วิศวกรรมเครื่องกล  
ภาควิชา : วิศวกรรมเครื่องกล  
ปีการศึกษา : 2550

คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนครสวรรค์ อนุมัติให้โครงการฉบับนี้เป็นส่วนหนึ่งของ  
การศึกษาตามหลักสูตร วิศวกรรมศาสตรบัณฑิต สาขาวิศวกรรมเครื่องกล

คณะกรรมการสอบโครงการงาน

  
ประธานกรรมการ  
(อาจารย์ศศิรัฐภัณฑ์ แคนลา)

  
กรรมการ  
(ผศ.ดร. ปิยะนันท์ เจริญสวรรค์)

  
กรรมการ  
(อาจารย์สุรัตน์ ปัญญาแก้ว)

หัวข้อ โครงการงาน	: การศึกษาผลกระทบของการเกิดไอร้อนขวดยั้งและของเหลวอัดตัว ต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในระบบการทำความเย็น		
ผู้ดำเนินโครงการงาน	: นายณัฐวุฒิ แก้วบุญเรือง	รหัสสถิติ	47380126
	: นายเอกพันธ์ ไชยมงคล	รหัสสถิติ	47380172
	: นายวชิระ บุญเทียน	รหัสสถิติ	47380311
ที่ปรึกษาโครงการงาน	: อาจารย์ศิษย์ภูมิกัญจน์ แคนลา		
สาขา	: วิศวกรรมเครื่องกล		
ภาควิชา	: วิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร		
ปีการศึกษา	: 2550		

#### บทคัดย่อ

โครงการนี้เป็นการศึกษาถึงผลกระทบของการเกิดสภาวะไอร้อนขวดยั้งและสภาวะของเหลวอัดตัวต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น โดยใช้เครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ รุ่น R173 serial No. R 713/21587 ของบริษัท P.A Hilton Co.Ltd ใช้ R-134a เป็นสารทำความเย็น ระบายความร้อนด้วยน้ำ โดยการศึกษาแบ่งออกเป็น 2 กรณี ดังนี้ กรณีที่ 1 ศึกษาถึงผลกระทบการเกิดสภาวะไอร้อนขวดยั้งด้านทางออกของเครื่องทำระเหย โดยกำหนดให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ขณะที่อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่ระบบทำความเย็นเพิ่มขึ้น จาก 80 w, 85 w, 150 w, 300 w, และ 390 w ตามลำดับ กรณีที่ 2 ศึกษาผลกระทบของการเกิดสภาวะของเหลวอัดตัวด้านทางออกของเครื่องควบแน่น โดยกำหนดให้อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่ระบบทำความเย็นคงที่ ขณะที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้นจาก 10g/s, 30g/s และ 50g/s ตามลำดับ

ผลการศึกษาพบว่า ทั้ง 2 กรณีมีผลลัพธ์ที่เหมือนกันคือ อัตราการทำความเย็นและงานที่ต้องป้อนเข้าสู่ระบบเพิ่มขึ้น แต่สัดส่วนของงานที่ป้อนเข้าสู่ระบบเพิ่มขึ้นมากกว่าอัตราการทำความเย็นเนื่องจากในการศึกษาไม่สามารถควบคุมความดันด้านเครื่องควบแน่น และเครื่องทำระเหยให้คงที่ตลอดในการทดลองได้ จึงมีผลทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็นมีแนวโน้มลดลง

**Project Title** : Study to the Effect of Superheat and Subcooling for Coefficiency of Performance in Refrigeration System .

**Name** : Mr. Nuttawut Keawboonreong Code 47380126

: Mr. Ekkapan Chaimongkol Code 47380172

: Mr. Wachira Boontian Code 47380311

**Project Advisor** : Mr. Sitphan Kanla

**Major** : Mechanical Engineering

**Department** : Mechanical Engineering Faculty of engineering Naresuan University

**Academic Year** : 2007

### Abstract

This project was to study the effect of superheat and subcooling to coefficient of performance in refrigeration system. It was use the vapor compression refrigeration water cool type model R173 serial No.R713/21587 of P.A Hilton Co.Ltd. In this studies is resolve into 2 case. For first cases study the effect of superheating outlet a evaporator .They have assign is water flow rate are constant as rate of heat input the refrigeration system are increase from 80 W, 85 W, 150 W, 300 W, 390 W respectively. For second case studied the effect of subcooling outlet a condenser. They have assign is rate of heat input the refrigeration system are constant as water flow rate are increase from 10 g/s, 30 g/s, 50 g/s respectively.

The result of the study it was found that at first and second case are same as the refrigeration capacity and rate of work input the system are increase. But ratio of wok more than the refrigeration capacity to be result of the studied they couldn't control pressure on condenser and evaporator are constant in experiment. It act on coefficient of performance are trend decrease.



## กิตติกรรมประกาศ

โครงการเรื่อง การศึกษาผลกระทบของการเกิดไอร้อนขวดยั้งและของเหลวอัดตัวมีผล  
ต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในระบบทำความเย็นได้สำเร็จลุล่วงได้ด้วยดีก็เนื่องจกได้รับความ  
กรุณาจากผู้มีพระคุณซึ่งให้การสนับสนุน ให้ข้อเสนอแนะ ให้การแนะนำ ให้คำปรึกษาต่างๆ  
มากมาย ทางคณะผู้จัดทำจึงขอกราบขอบพระคุณเป็นอย่างสูง

ขอกราบขอบพระคุณอาจารย์ศิษย์ภัณฑ์ แคนลา ซึ่งเป็นอาจารย์ที่ปรึกษาโครงการ โดยได้  
ให้คำปรึกษาเรื่องต่างๆ ในการจัดทำโครงการ ทั้งในด้านการปฏิบัติและทฤษฎีตลอดมา

ขอกราบขอบพระคุณ คณะวิศวกรรมศาสตร์ มหาวิทยาลัยนเรศวร ที่ได้ให้สถานที่ วัสดุ  
รวมถึงอุปกรณ์ต่างๆ ในการจัดทำโครงการมาโดยตลอด

สุดท้ายนี้ ทางคณะผู้จัดทำโครงการ ขอกราบขอบพระคุณบิดา มารดา ที่ได้ให้การ  
สนับสนุนแก่ผู้ดำเนินโครงการมาเป็นอย่างดี ซึ่งประโยชน์และคุณค่าที่เกิดจากการจัดทำปริญา  
นิพนธ์ฉบับนี้ คณะผู้จัดทำขอมอบเป็นกตัญญูคุณเวทีกุณแด่บุพการี บุรพจารย์ และผู้มีพระคุณ  
ทุกท่าน ด้วยความเคารพเป็นอย่างสูง ไว้ ณ ที่นี้

นายณัฐวุฒิ แก้วบุญเรือง

นายเอกพันธ์ ไชยมงคล

นายวชิระ บุญเทียน

(คณะผู้จัดทำโครงการ)

## สารบัญ

ปกใน	หน้า
ใบรับรองโครงการ	ก
บทคัดย่อ	ข
Abstract	ค
กิตติกรรมประกาศ	ง
สารบัญ	จ
สารบัญตาราง	ช
สารบัญรูปภาพ	ฉ
สารบัญกราฟ	ญ
ลำดับสัญลักษณ์	ฎ
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มาของปัญหา	1
1.2 วัตถุประสงค์	2
1.3 ขอบเขตของการทดลอง	2
ขั้นตอนการดำเนินงาน	3
1.4 ประโยชน์ที่คาดว่าจะได้รับ	4
1.5 งบประมาณ	4
บทที่ 2 หลักการและทฤษฎี	5
2.1 ทฤษฎีพื้นฐานและสมการที่เกี่ยวข้อง	5
2.2 หลักพื้นฐานในการทำความเข้าใจสามารถจำแนกออกเป็น 4 แบบ	5
2.3 ส่วนประกอบที่สำคัญของระบบทำความเย็นแบบไออัดตัว	5
2.4 ระบบทำความเย็นแบบไออัดตัว	6
2.5 กระบวนการของระบบทำความเย็นแบบไออัดตัว	8

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
2.6 สมการที่เกี่ยวข้อง	9
2.7 สภาวะการเกิดไอร้อนขวดยี่ง	13
2.8 สภาวะการเกิดของเหลวอัด	15
<b>บทที่ 3 วิธีการดำเนินโครงการ</b>	<b>19</b>
3.1 การดำเนินการทดลองที่ 1	19
3.2 การดำเนินการทดลองที่ 2	21
3.3 การดำเนินการทดลองที่ 3	22
<b>บทที่ 4 วิธีการดำเนินงาน</b>	<b>24</b>
4.1 ผลการทดลองที่ 1 ผลกระทบการเกิดไอร้อนขวดยี่งของระบบทำความเย็น	25
4.2 ผลการทดลองที่ 2 ผลกระทบการเกิดสภาวะของเหลวอัดของระบบทำความเย็น	29
4.3 กราฟผลการทดลองที่ 1 ผลกระทบการเกิดไอร้อนขวดยี่งของระบบทำความเย็น	33
4.4 กราฟผลการทดลองที่ 2 ผลกระทบการเกิดของเหลวอัดของระบบทำความเย็น	37
<b>บทที่ 5 ผลการทดลองและวิเคราะห์ผลการทดลอง</b>	<b>41</b>
5.1 สรุปผลการทดลองตอนที่ 1	41
5.2 สรุปผลการทดลองตอนที่ 2	43
5.3 วิจารณ์และข้อเสนอแนะในการทดลอง	47

## สารบัญ (ต่อ)

	หน้า
บรรณานุกรม	49
ภาคผนวก	
ภาคผนวก ก ตารางบันทึกผลการทดลอง	50
ภาคผนวก ข การคำนวณผล	54
ภาคผนวก ค วัฏจักรการทำความเย็นของจริง	75
ประวัติผู้ทำโครงการ	99



## สารบัญตาราง

	หน้า
ตารางที่ 1:1 ขั้นตอนการดำเนินงาน	3
ตารางที่ 1 ตารางบันทึกผลการทดลอง	51
ตารางที่ 2 แสดงผลการทดลองการเกิดไอร้อนยวดยิ่งของระบบทำความเย็น	52
ตารางที่ 3 แสดงผลการทดลองการเกิดของเหลวอัดของระบบทำความเย็น	53



## สารบัญรูปภาพ

	หน้า
รูปที่ 2-1 แผนภาพระบบทำความเย็น	7
รูปที่ 2.2 แผนภาพความดันกับเอนทาลปี (P-h diagram )	8
รูปที่ 2.3 เครื่องอัดไอ	11
รูปที่ 2.4 เครื่องควบแน่น	12
รูปที่ 2.5 วาล์วลดความดัน	12
รูปที่ 2.6 เครื่องทำระเหย	13
รูปที่ 2.7 แผนภาพ P-h diagram ของการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง	14
รูปที่ 2.8 แผนภาพ P-h diagram ของการเกิดของเหลวอัดตัว	16
รูปที่ 3.1 ภาพเครื่องทำความเย็น R134a รุ่น R173 serial No.R713/21587	20
รูปที่ 3.2 ภาพปั๊มเทอร์โบที่ รุ่น HP 110T หมายเลขเครื่อง 6530-005-045 (4)	20
รูปที่ 3.3 แผนภาพ Refrigeration Laboratory Unit	20
รูปที่ 3.4 ภาพแสดงการป้อนความร้อนที่เครื่องทำระเหย	21
รูปที่ 3.5 ภาพแสดงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่	22
รูปที่ 3.6 ภาพแสดงการปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	23
รูปที่ 4.1 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 10 g/s	25
รูปที่ 4.2 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s	26
รูปที่ 4.3 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 50 g/s	27
รูปที่ 4.4 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดสถานะของเหลวอัด ที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 80 W	28
รูปที่ 4.5 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดสถานะของเหลวอัด ที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 85 W	29
รูปที่ 4.6 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดสถานะของเหลวอัด ที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 150 W	30

สารบัญรูปภาพ (ต่อ)

	หน้า
รูปที่ 4.7 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบบการเกิดสภาวะของเหลวอัดที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 300 W	31
รูปที่ 4.8 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบบการเกิดสภาวะของเหลวอัดที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 390 W	32



## สารบัญกราฟ

	หน้า
กราฟที่ 4.1 แสดงอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหย โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่เพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย	33
กราฟที่ 4.2 แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่เพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย	34
กราฟที่ 4.3 แสดงงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่เพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย	35
กราฟที่ 4.4 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่เพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย	36
กราฟที่ 4.5 แสดงอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหย โดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยคงที่ แต่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น	37
กราฟที่ 4.6 แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น โดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยคงที่ แต่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น	38
กราฟที่ 4.7 แสดงงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ โดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยคงที่ แต่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น	39
กราฟที่ 4.8 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น โดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยคงที่ แต่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น	40
กราฟ P-h diagram ของสารทำความเย็น KLEA R 134a	55



ลำดับสัญลักษณ์

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$A$	พื้นที่หน้าตัดของสารทำงานไหลผ่าน	$m^2$
$V$	ความเร็วในการไหลของสารทำงาน	$m/s$
$v$	ปริมาตรจำเพาะของสารทำงาน	$m^3/kg$
$\rho$	ความหนาแน่นของสารทำงาน	$kg/s$
$Q_L$	อัตราการทำความเย็น	$kW$
$Q_H$	อัตราการถ่ายเทความร้อน	$kW$
$W_c$	งานที่ป้อนแกekomเพรสเซอร์	$kW$
$COP$	ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น	
$\dot{m}_w$	อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น	$g/s$
$\dot{m}_{ref}$	อัตราการไหลของสารทำความเย็น	$g/s$
$P_c$	ความดันคอนเดนเซอร์	$kPa$
$P_e$	ความดันอีวาโปเรเตอร์	$kPa$
$t_1$	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าเครื่องอัดไอ	$^{\circ}C$
$t_2$	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าเครื่องควบแน่น	$^{\circ}C$
$t_3$	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าวาล์วลดความดัน	$^{\circ}C$
$t_4$	อุณหภูมิสารทำความเย็นขาเข้าเครื่องทำระเหย	$^{\circ}C$
$t_5$	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาเข้าเครื่องควบแน่น	$^{\circ}C$
$t_6$	อุณหภูมิน้ำหล่อเย็นขาออกเครื่องควบแน่น	$^{\circ}C$
$\Delta t$	ผลต่างของอุณหภูมิ	
$h_1$	เอนทาลปีที่สภาวะที่ 1	$kJ/kg$
$h_2$	เอนทาลปีที่สภาวะที่ 2	$kJ/kg$
$h_3$	เอนทาลปีที่สภาวะที่ 3	$kJ/kg$
$h_4$	เอนทาลปีที่สภาวะที่ 4	$kJ/kg$

## ลำดับสัญลักษณ์ (ต่อ)

สัญลักษณ์	ความหมาย	หน่วย
$I_c$	กระแสไฟฟ้าที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย	$A$
$V_c$	โวลต์ไฟฟ้าที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย	$V$
$I_m$	กระแสไฟฟ้าที่ป้อนให้มอเตอร์	$A$
$V_m$	โวลต์ไฟฟ้าที่ป้อนให้มอเตอร์	$V$
$n_c$	ความเร็วของเครื่องอัดไอ	$rpm$
$F$	แรงดึงของมอเตอร์	$N$
$n_m$	ความเร็วของมอเตอร์	$rpm$



# บทที่ 1

## บทนำ

### 1.1 ที่มาและความสำคัญของโครงการ

เครื่องทำความเย็นมีบทบาทและความสำคัญมากในปัจจุบัน ทั้งในชีวิตประจำวันหรือในภาคอุตสาหกรรม ต่างก็มีการใช้เครื่องทำความเย็นเพื่อวัตถุประสงค์ต่างๆ เช่น ทำน้ำแข็ง ไอศกรีม อาหารแช่แข็ง อาหารทะเล สารเคมี อุปกรณ์อิเล็กทรอนิกส์ รวมไปถึงวัตถุดิบในการผลิตต่างๆ อีกมากมาย ทั้งนี้เพื่อคงสภาพของอาหาร วัตถุดิบ หรือสารเคมีให้อยู่ในสภาพไม่เน่าเสียและพร้อมใช้งานอยู่เสมอ รวมทั้งยังสร้างความสะดวกสบายและสามารถตอบสนองความต้องการของมนุษย์ในหลายๆอย่างได้อีกด้วย อุปกรณ์ที่ใช้ทำความเย็นได้แก่ ตู้เย็น ตู้แช่แข็ง ฯลฯ

เครื่องทำความเย็นจะเป็นอุปกรณ์ที่ทำงานเป็นวัฏจักร ของไหลที่ถูกใช้ในวัฏจักรเครื่องทำความเย็นเรียกว่า สารทำความเย็น (Refrigerant) โดยส่วนใหญ่แล้ววัฏจักรของเครื่องทำความเย็นมักจะเป็นวัฏจักรเครื่องทำความเย็นแบบอัดไอ (Vapor-Compression Refrigeration cycle) ซึ่งมีหลักการทำงานคือ สารทำความเย็นจะไหลเข้าเครื่องอัดไอ (Compressor) ในสถานะ ไออิ่มตัว และจะถูกอัดจนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันในเครื่องควบแน่น (Condenser) ที่กังที่ ไออิ่มตัวออกจากเครื่องอัดไอที่มีอุณหภูมิสูง และจะเย็นตัวลงพร้อมทั้งเกิดการควบแน่นขณะที่ไหลผ่านท่อขดภายในเครื่องควบแน่น โดยถ่ายเทความร้อนไปยังภายนอกหรือสิ่งแวดล้อม โดยมีสถานะเป็นของเหลวอิ่มตัว หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะไหลผ่านวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) ซึ่งจะมีผลทำให้อุณหภูมิต่ำลงและความดันของสารทำความเย็นลดลงอย่างมาก ต่อจากนั้นสารทำความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำก็จะไหลเข้าสู่เครื่องทำระเหย (Evaporator) ที่ความดันคงที่ สารทำความเย็นจะเกิดการระเหยโดยการดูดความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็นเข้ามา วัฏจักรจะทำงานจะได้อย่างสมบูรณ์เมื่อสารทำความเย็นไหลเข้าสู่เครื่องอัดไออีกครั้ง แต่ในวัฏจักรการปฏิบัติจริงแล้วท่อที่เชื่อมต่อระหว่างอุปกรณ์ต่างๆที่มีขนาดยาวเป็นเหตุให้เกิดความดันตกจากความต้านทานภายในท่อ รวมทั้งความร้อนที่ถ่ายเทเข้าสู่สารทำความเย็น เป็นผลให้ สารทำความเย็นที่ไหลเข้าเครื่องอัดไอจะมีสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง ( Superheat ) จากผลนี้ทำให้ต้องป้อนงานให้กับเครื่องอัดไ้มากขึ้น และทางออกจากเครื่องควบแน่นจะมีสถานะเป็นของเหลวอัดตัว ( Subcooling) ซึ่งจะเกิดผลดีคือ สารทำความเย็นจะไหลไปที่เครื่องทำระเหยได้ดีและสามารถรับความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็นได้มากขึ้น ซึ่งจากการศึกษาเบื้องต้นเป็นเพียงแต่ในทฤษฎี เราไม่สามารถเห็นผลกระทบ

หรือผลดีที่เกิดขึ้น ผลต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ และอัตราการสิ้นเปลืองพลังงานในระบบทำความเย็นได้อย่างแท้จริง

ดังนั้น เราจึงได้มีการศึกษาโครงการเรื่องการศึกษาผลกระทบของการเกิดของเหลวอัดตัวและไอร้อนยิ่งยวด ต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ (Coefficient of Performance) ในระบบทำความเย็นและเป็นแนวทางในการศึกษาและพัฒนาระบบทำความเย็นให้มีประสิทธิภาพสูงสุดด้วย

## 1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 เพื่อศึกษาและเปรียบเทียบผลกระทบของการเกิดของเหลวอัดตัว และ ไอร้อนยิ่งยวด ต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น

1.2.2 เพื่อศึกษาหลักการและวิธีการในการทำให้เกิดของเหลวอัดตัวและไอร้อนยิ่งยวดขึ้นในระบบทำความเย็น

## 1.3 ขอบข่ายของโครงการ

1.3.1 ศึกษาทฤษฎีการทำงานของระบบทำความเย็น

1.3.2 ศึกษาหลักการและวิธีการทำให้เกิดของเหลวอัดตัวและไอร้อนยิ่งยวดขึ้นในระบบทำความเย็นโดยใช้ Laboratory Refrigeration ชื่อ คู่มือปฏิบัติการวิศวกรรมเครื่องกล ระบบทำความเย็นและปั๊มความร้อนแบบอัดไอเป็นแบบพื้นฐานในการออกแบบขั้นตอนการทดลองและปฏิบัติการโดยใช้เครื่องมือและอุปกรณ์สำหรับการปฏิบัติการครุภัณฑ์หลัก

- Refrigeration Laboratory Unit ของ P.A.Hilton Co,Ltd รุ่น R173 serial No.R713/21587

และครุภัณฑ์ประกอบเป็นเครื่องระบายความร้อนของระบบทำความเย็น

- Turbine Pump Test ของบริษัทเอสซอม จำกัด (ผลิตในประเทศไทย) รุ่น HP 110T หมายเลขเครื่อง 6530-005-045 ( 4 ) งปม.2540



## 1.4 ผลที่คาดว่าจะได้รับ

1.4.1 ได้ทราบถึงผลกระทบของเหลวอัดตัวและไอร่อนยิ่งยวดต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะในระบบทำความเย็น

1.4.2 ได้ทราบหลักการและวิธีการทำให้เกิดของเหลวอัดตัว และไอร่อนยิ่งยวดขึ้นในระบบทำความเย็น

1.4.3 นำความรู้ที่ได้ไปใช้เป็นแนวทางในการออกแบบและปรับปรุง ระบบทำความเย็นให้มีประสิทธิภาพสูงสุด

## 1.5 งบประมาณ

1.5.1 ค่าใช้บริการอินเทอร์เน็ตหาข้อมูล	500	บาท
1.5.2 ค่าถ่ายเอกสาร	1,000	บาท
1.5.3 ค่าปริ้นเอกสาร, เข้าเล่ม	1,500	บาท
รวม	3,000	บาท



## บทที่ 2

### ทฤษฎีพื้นฐาน

#### 2.1 ทฤษฎีพื้นฐานและสมการที่เกี่ยวข้อง

กระบวนการทำความเย็น (Refrigeration Processes) เป็นกระบวนการหนึ่งที่มีความสำคัญทางเทอร์โมไดนามิกส์ เป็นกระบวนการถ่ายเทความร้อนจากบริเวณแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่า (Heat source) ไปยังบริเวณแหล่งความร้อนที่มีอุณหภูมิสูงกว่า (Heat sink) อุปกรณ์ที่ทำหน้าที่ในการถ่ายโอนความร้อนลักษณะนี้เรียกว่า เครื่องทำความเย็น (refrigerators) จะทำงานเป็นวัฏจักรซึ่งเรียกว่า วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ (vapor-compression refrigeration cycle) ซึ่งสารทำความเย็น (refrigerant) จะระเหยและควบแน่นสลับกันไป พร้อมทั้งจะถูกอัดในขณะที่มีสถานะเป็นไอ และนอกจากนี้ยังมีวัฏจักรทำความเย็นอื่น ๆ

#### 2.2 หลักพื้นฐานในการทำความเย็นสามารถจำแนกออกเป็น 4 แบบ ได้แก่

2.2.1. วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัว (Vapor -compression refrigeration cycle)

2.2.2. วัฏจักรทำความเย็นแบบดูดซึม (Absorption refrigeration cycle)

2.2.3. วัฏจักรทำความเย็นของก๊าซ (Gas refrigeration cycle) หรือวัฏจักรเบรย์ตัน

(Brayton cycles)

2.2.4. วัฏจักรทำความเย็นแบบเทอร์โมอิเล็กทริก (Thermoelectric refrigeration cycle)

แต่ในที่นี้จะขอกล่าวถึงในการศึกษากระบวนการทำความเย็นเฉพาะ วัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัว (Vapor -compression refrigeration cycle)

#### 2.3 ส่วนประกอบที่สำคัญของระบบทำความเย็นแบบไออัดตัว

เครื่องอัดไอ (Compressor) มีหน้าที่การทำงานคือ-ดูดไอ-(ความดันต่ำ)ซึ่งเกิดจากการระเหยภายในคอยล์เย็น (Evaporator) ทำการอัดให้เป็นไอ (ความดันสูง) อุณหภูมิสูงเพื่อส่งไประบายความร้อนต่อไปที่คอยล์ร้อน (Condenser) เครื่องอัดไอสามารถแบ่งออกได้หลายแบบเช่น แบบลูกสูบ (Reciprocating Type) แบบสกอร์ (Scroll Type) แบบสว๊ชเพลท (Swash Plate Type) แบบโรตารี (Rotary Type) แบบใบพัด

เครื่องทำระเหย (Evaporator) หรือคอยล์เย็น มีหน้าที่การทำงานคือ เป็นอุปกรณ์ที่รับความร้อนจากบริเวณที่ต้องการทำความเย็น เมื่อรับความร้อนของเหลวในกระบวนการจะกลายเป็นไอ นำความร้อนออกจากบริเวณทำความเย็นทำให้บริเวณที่เราต้องการมีอุณหภูมิลดลง เครื่องทำระเหยสามารถแบ่งออกได้หลายแบบเช่น แบบเพรทฟิน (Plate Fin) แบบคอร์รูเกจฟิน (Corrugate Fin) แบบลามิเนต (Laminated)

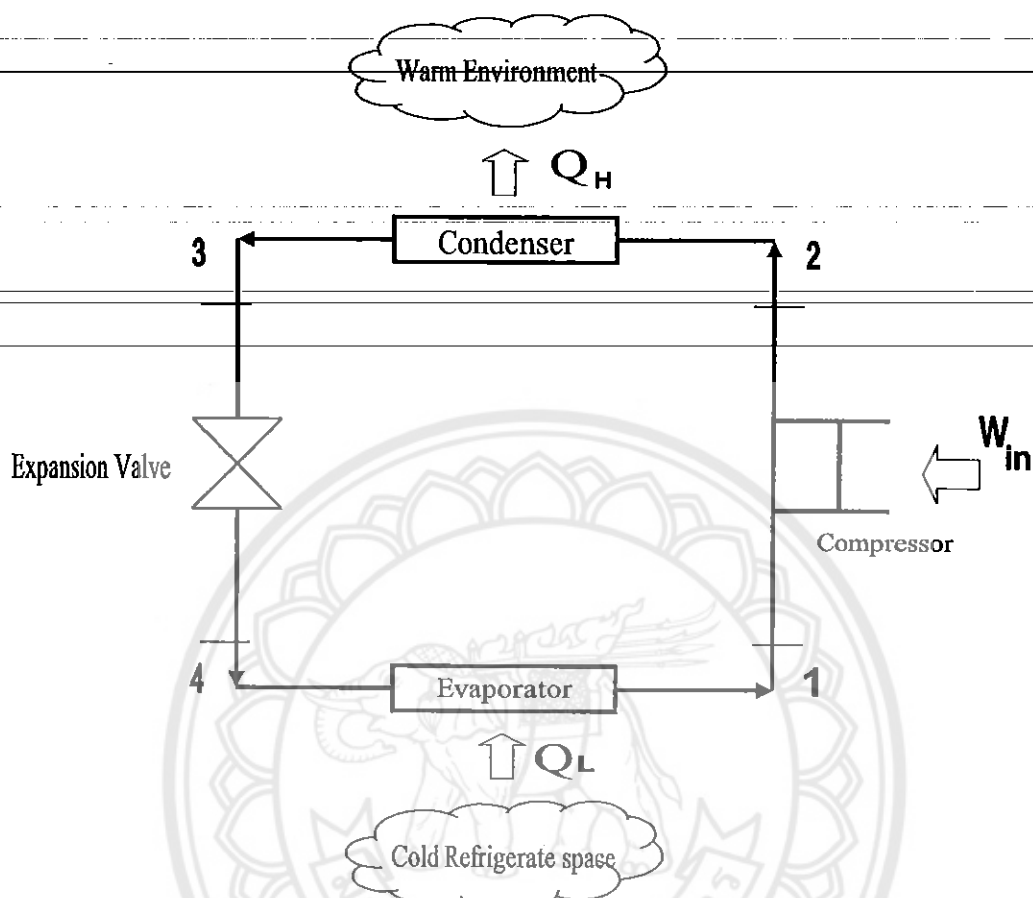
เครื่องควบแน่น (Condenser) หรือคอยล์ร้อน มีหน้าที่การทำงานคือ รับไอความร้อนที่ถูกเครื่องอัดไออัดจนร้อนและมีอุณหภูมิสูง เข้ามาแผงพื้นที่ของเครื่องควบแน่นจากไอที่มีอุณหภูมิสูงเมื่อมาเจอกับอากาศภายในห้องซึ่งมีอุณหภูมิต่ำกว่า ความร้อนจึงถูกถ่ายเทออกไปได้โดยไอร้อนนั้นจะควบแน่นกลายเป็นของเหลว ( ความดันสูง ) แต่จะมีมอเตอร์พัดลมเป็นตัวช่วยระบายความร้อนออกไปให้เร็วขึ้น เมื่อเป็นของเหลวแล้วก็สามารถกลับมารับความร้อนภายในห้องได้อีก แต่ของเหลวนั้นยังมีอุณหภูมิสูงอยู่ จึงต้องทำให้อุณหภูมินั้นลดลงมาก่อน โดยวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) ต่อไป เครื่องควบแน่นสามารถแบ่งออกได้หลายแบบเช่น แบบฟินแอนด์ทิวบ (Fin And Tube) แบบเซอร์เพนไทน์ (Serpentine) แบบเซอร์เพนไทน์ ทูเวย์ (Serpentine Two Ways)

วาล์วลดความดัน (Expansion Valve) มีทำหน้าที่ลดความดันสารทำความเย็นที่ออกจากคอยล์ร้อน ( Condenser ) ซึ่งมีความดันสูง ให้มีค่าความดันต่ำลง มีผลทำให้อุณหภูมิจึงของสารทำความเย็นลดลงด้วย การลดความดันของสารทำความเย็นส่งผลให้สารทำความเย็นบางส่วนกลายเป็นไอ สารทำความเย็นเมื่อผ่านวาล์วลดความดัน (Expansion Valve) มีสถานะเป็นของผสมระหว่างไอกับของเหลว สามารถแบ่งออกได้หลายแบบเช่น แบบทางเคี้ยว (Internal Equalizer Type) แบบสองทาง (External Equalizer Type) แบบบ็อกซ์ (Box Type) และแบบหลอดคาปิลลารี (Capillary Tube)

#### 2.4 ระบบทำความเย็นแบบไออัดตัว

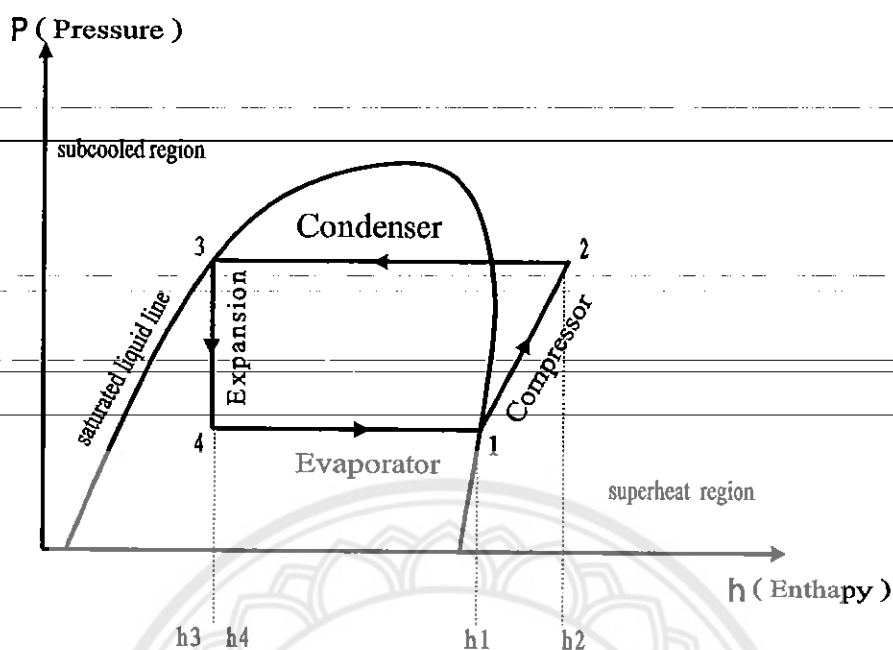
จากรูปที่ 2.1 ในวัฏจักรทำความเย็นแบบไออัดตัวอุดมคติ สารทำความเย็นไหลเข้าเครื่องอัดที่สภาวะที่ 1 ในสถานะไออิ่มตัวและถูกอัดแบบไอเซนโทรปิกจนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันของเครื่องควบแน่น ในช่วงกระบวนการอัดแบบไอเซนโทรปิกนี้ อุณหภูมิของสารทำความเย็นจะเพิ่มขึ้นสูงกว่าอุณหภูมิของตัวกลางสิ่งแวดล้อม อาทิ บรรยากาศ หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าสู่เครื่องควบแน่นในสถานะไอร้อนยวดยิ่งที่สภาวะที่ 2 และออกจากเครื่องควบแน่นในสถานะของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะที่ 3 เนื่องจากผลของการคายความร้อนสู่สิ่งแวดล้อม อุณหภูมิของสารทำความเย็นที่สภาวะนี้จะยังคงสูงกว่าอุณหภูมิของสิ่งแวดล้อม





รูปที่ 2.1 แผนภาพระบบทำความเย็น

จากรูปที่ 2.2 สารทำความเย็นในสถานะของเหลวอิ่มตัวที่สภาวะที่ 3 นี้ จะถูกบีบผ่านอุปกรณ์ทอร์คดตึง (เช่น วาล์วขยายตัวหรือท่อคาปีลลารี) จนกระทั่งมีความดันเท่ากับความดันของเครื่องระเหย ในช่วงกระบวนการนี้ อุณหภูมิของสารทำความเย็นจะลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิของบริเวณทำความเย็น หลังจากนั้นสารทำความเย็นจะไหลเข้าเครื่องระเหยที่สภาวะที่ 4 ในสถานะของผสมอิ่มตัวที่มีคุณภาพเอนทัลปี สารทำความเย็นนี้จะระเหยอย่างสมบูรณ์โดยการดูดความร้อนออกจากบริเวณทำความเย็นและออกจากเครื่องในสถานะไออิ่มตัว หลังจากนั้นก็จะไหลกลับเข้าสู่เครื่องอัดอีกครั้งซึ่งเป็นการทำงานครบวัฏจักรพอดี



รูปที่ 2.2 แผนภาพความดันกับเอนทัลปี (P-h diagram)

## 2.5 กระบวนการของระบบทำความเย็นแบบไออัดตัว

2.5.1 กระบวนการอัดไอแบบไอเซนโทรปิก (Isentropic) สารทำความเย็นออกจากเครื่องทำระเหยเข้าสู่เครื่องอัดไอ ทำหน้าที่อัดสารทำความเย็นให้มีอุณหภูมิและความดันสูง สารทำความเย็นมีสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง (Super heat vapor) โดยการใส่กำลังงานเข้าสู่สารทำความเย็น จากรูปที่ 2.2 สภาวะ (1-2)

2.5.2 กระบวนการถ่ายโอนความร้อนออกจากเครื่องควบแน่นโดยความดันคงที่ (Isobaric process) จากนั้นสารทำความเย็นไหลออกจากเครื่องอัด ไอไปเครื่องควบแน่น เพื่อปล่อยความร้อนที่ได้รับสู่สภาวะแวดล้อม สารทำความเย็นจะมีสถานะเป็นของเหลว จากรูปที่ 2.2 สภาวะ (2-3)

2.5.3 กระบวนการทรอตติงในวาล์วลดความดัน (Throttling process) เมื่อสารทำความเย็นไหลออกจากเครื่องควบแน่นจะไหลผ่านวาล์วลดความดันทำการลดความดันของสารทำความเย็นทำให้สารทำความเย็นเป็นของผสม จากนั้นจะไหลเข้าสู่เครื่องทำระเหยเป็น 1 รอบการทำงาน และจะทำงานไปเรื่อยๆจนกระทั่งถึงอุณหภูมิที่ตั้งไว้เครื่องทำความเย็นจึงหยุดการทำงาน จากรูปที่ 2.2 สภาวะ (3-4)

2.5.4 กระบวนการที่เครื่องทำระเหยรับความร้อนจากบริเวณที่เราต้องการทำให้เย็น โดยความดันคงที่ ( Isobaric process ) เริ่มต้นจากสารทำความเย็นที่ออกจากวาล์วลดความดันที่มีความดันคงที่ ซึ่งเป็นของผสมจะไหลเข้าสู่เครื่องทำระเหย รับความร้อนจากบริเวณห้องทำความเย็นแล้วค่อย ๆ เปลี่ยนสถานะจากของผสมกลายเป็นไอทั้งหมด จากรูปที่ 2.2 สภาวะ (4-1)

## 2.6 สมการที่เกี่ยวข้อง

### 2.6.1 กฎอนุรักษ์มวลสำหรับกระบวนการที่มีการไหลแบบคงตัว

จากกฎอนุรักษ์มวลสำหรับระบบเปิดในสมการ

$$Q + \sum m_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) = W \sum m_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) \quad (2.1)$$

โดยที่  $Q$  = พลังงานความร้อนของระบบ (kJ/kg)

$W$  = งานของระบบ (kW)

$v$  = ความเร็วในการไหลของสารทำงาน (m/s)

$h$  = ค่าเอนทัลปีของระบบ (kJ/kg)

$z$  = ค่าความสูง (m)

สำหรับกรณีที่ระบบมีทางเข้าหรือทางออกมากกว่า 1 ทาง (multi-stream system) สมการของกฎอนุรักษ์มวล จะเป็นดังนี้

$$\sum m_i = \sum m_e \quad (2.2)$$

สมการข้างต้น ซึ่งเป็นสมการอนุรักษ์มวลสำหรับระบบเปิดที่มีการไหลคงตัวสามารถเรียกได้อีกอย่างหนึ่งว่าสมการความต่อเนื่อง (continuity equation) สำหรับตัวอย่างของระบบที่เป็น multi-stream system

สำหรับสัญลักษณ์  $i$  และ  $e$  หมายถึงทางเข้าและทางออกตามลำดับ มีอุปกรณ์จำนวนมาก ที่มีทางเข้าและทางออก อย่างละ 1 ทาง (single-stream) เช่น กังหัน ปัม เครื่องอัด หัวฉีด เป็นต้น สำหรับกรณีนี้สามารถกำหนดให้สภาวะทางเข้าเป็นสภาวะที่ 1 และให้สภาวะที่ทางออกที่ 2 ซึ่งเมื่อใช้เงื่อนไขดังกล่าวในสมการ จะได้

$$m_1 = m_2$$

$$\rho_1 V_1 A_1 = \rho_2 V_2 A_2$$

$$\frac{1}{v_1} V_1 A_1 = \frac{1}{v_2} V_2 A_2 \quad (2.3)$$

โดย  $\rho$  = ความหนาแน่นของสารทำงาน ( $kg/s$ )

$v$  = ปริมาตรจำเพาะของสารทำงาน =  $1/\rho$  ( $m^3/kg$ )

$V$  = ความเร็วในการไหลของสารทำงาน ( $m/s$ )

$A$  = พื้นที่หน้าตัดที่สารทำงานไหลผ่าน ( $m^2$ )

### 2.6.2 กฎอนุรักษ์พลังงานสำหรับระบบเปิดที่มีการไหลคงตัว

เนื่องจากในกระบวนการที่มีการไหลแบบคงตัว พลังงานในระบบมีค่าคงที่  $\left(\frac{dE_{cv}}{dt} = 0\right)$  จาก

$$\text{สมการ } \dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) = \frac{dE_{cv}}{dt}$$

จะได้สมการอนุรักษ์พลังงาน เป็นดังนี้

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) - \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) = 0 \quad (2.4)$$

หรือ

$$\dot{Q} - \dot{W} = \sum \dot{m}_e \left( h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) - \sum \dot{m}_i \left( h_i + \frac{v_i^2}{2} + gz_i \right) \quad (2.5)$$

สำหรับอุปกรณ์ที่มีทางเข้าและทางออกอย่างละ 1 ทาง (single-stream) มักจะมีการกำหนดให้สถานะที่ทางเข้าและทางออกเป็นสถานะที่ 1 และสถานะที่ 2 ตามลำดับ และเนื่องจากในอุปกรณ์ที่มีการไหลแบบคงตัว จะมีอัตราการไหลของสารทำงานมีทางเข้าเท่ากับที่ทางออก ดังนั้นสมการของกฎอนุรักษ์พลังงานสำหรับอุปกรณ์ที่มีทางเข้าและทางออกอย่างละ 1 ทางจะเป็นดังนี้

$$\dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(h_2 - h_1) + \dot{m} \left( \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \right) + \dot{m}g(z_2 - z_1) \quad (2.6)$$

$$\text{หรือ } \dot{Q} - \dot{W} = \dot{m}(\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad (2.7)$$

เมื่อใช้อัตราการไหลเชิงมวล หาคตลอดสมการที่ (2.7) จะได้กฎข้อที่หนึ่งของเทอร์โมไดนามิกส์ในรูปพลังงานต่อหนึ่งหน่วยมวล ดังนี้

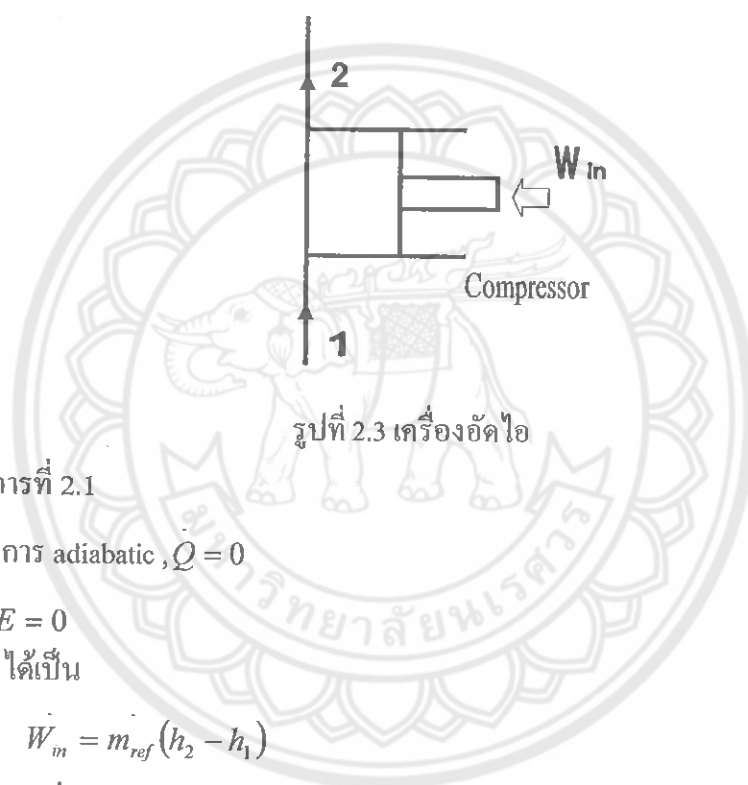
$$q - w = h_2 - h_1 + \left( \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} \right) + g(z_2 - z_1) \quad (2.8)$$

$$q - w = (\Delta h + \Delta ke + \Delta pe) \quad (2.9)$$

$$q = \frac{\dot{Q}}{m} \quad \text{และ} \quad w = \frac{\dot{W}}{m} \quad (2.10)$$

## 2.6.3 กระบวนการคำนวณ

### 2.6.3.1 ที่เครื่องอัดไอ(Compressor)



พิจารณาสมการที่ 2.1

เป็นกระบวนการ adiabatic,  $\dot{Q} = 0$

$\Delta PE = \Delta KE = 0$

สมการลดรูปได้เป็น

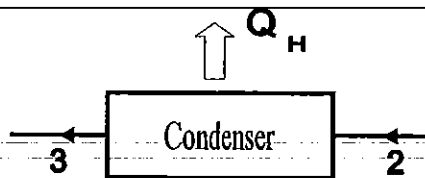
$$\dot{W}_m = \dot{m}_{ref} (h_2 - h_1) \quad (2.11)$$

$\dot{W}_m$  = กำลังงานที่ให้กับคอมเพรสเซอร์ (W)

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

$h_1, h_2$  = ค่าเอนทาลปีของสารทำความเย็น ณ จุดที่ 1 และ 2 (kJ/kg)

### 2.6.3.2 ที่เครื่องควบแน่น (Condenser)



รูปที่ 2.4 เครื่องควบแน่น

พิจารณาสมการที่ 2.1

ไม่มีการเปลี่ยนปริมาตรในระบบ,  $\dot{W} = 0$

$$\Delta PE = \Delta KE = 0$$

สมการลดรูปได้เป็น

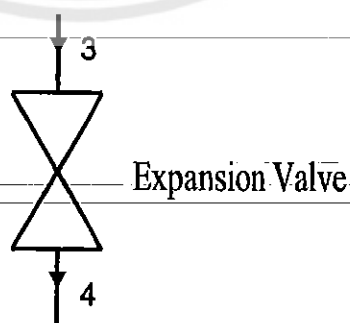
$$Q_H = m_{ref} (h_2 - h_3) \quad (2.12)$$

$Q_{out}$  = ความร้อนที่สารทำความเย็นรับถ่ายโอนจากห้องทำความเย็น (W)

$m$  = อัตราการไหลของสารทำความเย็น (kg/s)

$h_2, h_3$  = ค่าเอนทัลปีสารทำความเย็น ณ จุดที่ 2 และ 3 (kJ/kg)

### 2.6.3.3 ที่วาล์วลดความดัน (Expansion Valve)



รูปที่ 2.5 วาล์วลดความดัน

พิจารณาสมการที่ 2.1

เป็นกระบวนการ adiabatic ,  $\dot{Q} = 0$

ไม่มีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรในระบบ ,  $W = 0$

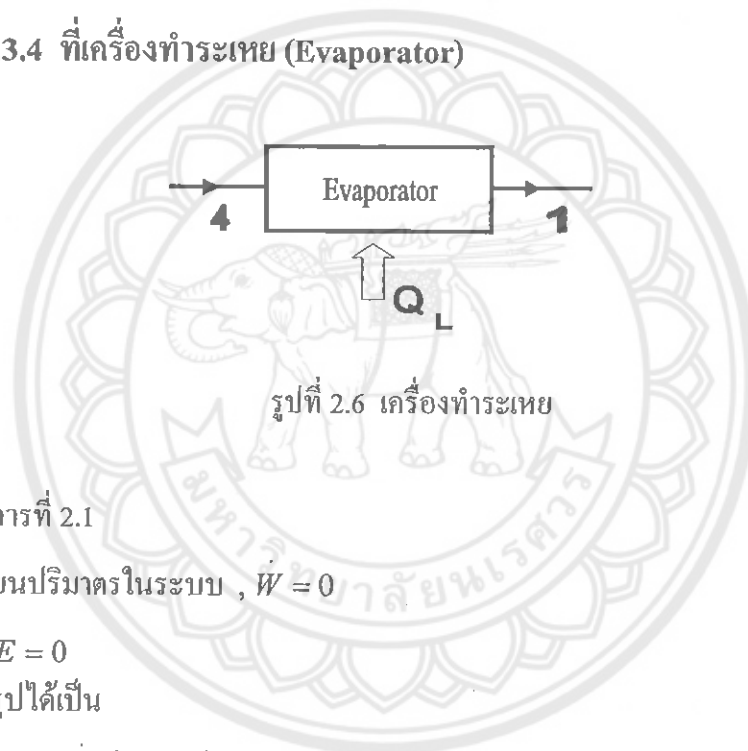
$$\Delta PE = \Delta KE = 0$$

สมการลดรูปได้เป็น

$$h_4 = h_3 \quad (2.13)$$

$h_3, h_4 =$  ค่าเอนทัลปีสารทำความเย็น ณ จุดที่ 3 และ 4 (kJ/kg)

### 2.6.3.4 ที่เครื่องทำระเหย (Evaporator)



รูปที่ 2.6 เครื่องทำระเหย

พิจารณาสมการที่ 2.1

ไม่มีการเปลี่ยนแปลงปริมาตรในระบบ ,  $W = 0$

$$\Delta PE = \Delta KE = 0$$

สมการลดรูปได้เป็น

$$\dot{Q}_L = \dot{m}_{ref} (h_1 - h_4) \quad (2.14)$$

$\dot{Q}_L =$  ความร้อนที่สารทำความเย็นรับถ่ายโอนจากห้องทำความเย็น (W)

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

$h_1, h_4 =$  ค่าเอนทัลปีสารทำความเย็น ณ จุดที่ 1 และ 4 (kJ/kg)

### 2.6.3.5 การคำนวณหาค่าสมรรถนะของระบบทำความเย็น

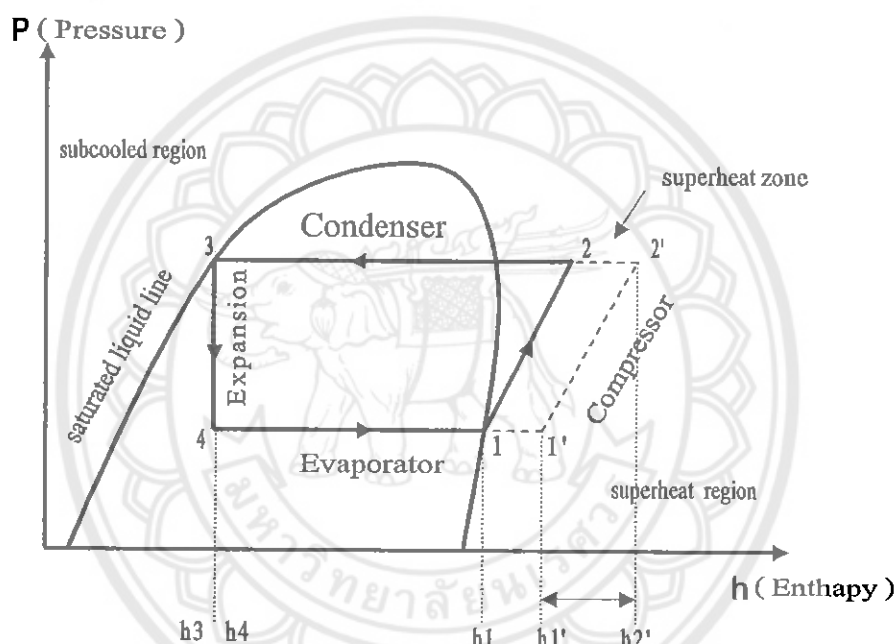
สมรรถนะในการทำงาน (Coefficient Of Performance) เป็นค่าที่แสดงประสิทธิภาพของวัฏจักรการทำความเย็น คือ อัตราส่วนระหว่างพลังงานที่เครื่องสามารถทำความเย็นได้ต่อพลังงานที่ต้องใช้ (พลังงานไฟฟ้า) โดยทั่วไปประสิทธิภาพสมรรถนะของเครื่องยนต์ความร้อนจะมีค่าน้อย

กว่า 1 แต่สำหรับวัฏจักรการทำงานความเย็นต่างจากเครื่องยนต์ความร้อน เพราะเครื่องทำความเย็นนั้นทำหน้าที่เป็นปั๊มสำหรับถ่ายโอนความร้อน ฉะนั้นเปรียบเทียบงานที่ทำในเครื่องอัดกับความสามารถในการทำความเย็นแล้ว ความสามารถในการทำความเย็นมีมากกว่า จะได้สมการ

$$COP_{ref} = \frac{Q_m}{W_{in}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.15)$$

$COP_{ref}$  = ค่าสมรรถนะของระบบทำความเย็น

## 2.7 สภาวะการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง (superheat)



รูปที่ 2.7 แผนภาพ P-h diagram ของการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง

### 2.7.1 กระบวนการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง

คือปรากฏการณ์ที่ของเหลวนั้นมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิเดือดของของเหลวที่เล็กน้อย โดยที่ไม่ได้มีอากาศเดือด ในสถานะที่มีความดันต่ำ (Low Side) เมื่อออกจากส่วนทำระเหย โดยการที่ทำให้สารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นไออิ่มตัว ในระบบที่เกิดขึ้นจากกระบวนการที่ส่วนทำระเหย (Evaporation Process) ให้มีอุณหภูมิสูงขึ้นในขณะที่ความดันด้านต่ำ (Low Side) ของระบบมีค่าคงที่ (เมื่อไม่คิดความดันตกหรือ (Pressure drop) ในส่วนของท่อน้ำยาเหลว (Liquid Line) ก่อนที่จะเข้าสู่กระบวนการอัดไอที่คอมเพรสเซอร์ต่อไป จะเห็นว่าได้ว่าไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้น จะเริ่มจากการที่สารทำความเย็นระเหยกลายเป็นไอหมดที่ส่วนทำระเหย ไออิ่มตัวจะทำการดูดความ



ร้อนเข้ามาเรื่อยๆ ด้วยเหตุนี้จึงทำให้กลายเป็นไอร้อนยวดยิ่ง จนถึงทางเข้าเครื่องอัดไอ อุณหภูมิที่แตกต่างของทั้ง 2 จุดคือ อุณหภูมิทางออกของส่วนทำระเหยและอุณหภูมิทางเข้าเครื่องอัดไอ และความแตกต่างของอุณหภูมิของทั้ง 2 จุดค่านั้นคือ  $\Delta T$  จะเป็นค่าไอร้อนยวดยิ่งของระบบทำความเย็นซึ่งมีหน่วยเป็นองศาเคลวิน (Kelvin Degree) ดังรูปที่ 2.4

## 2.7.2 ประโยชน์ของการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

2.7.2.1 เพิ่มความสามารถในการทำความเย็นของระบบ

2.7.2.2 ป้องกันไม่ให้อุณหภูมิที่เย็นของเหลวไหลกลับเข้ามาในเครื่องอัดไอ ซึ่งจะเกิดผลเสียต่อกลไกการทำงานของเครื่องอัดไอ

## 2.7.3 ข้อเสียของการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

2.7.3.1 ทำให้ค่าความร้อนที่ต้องระบายออกที่ส่วนควบแน่นในระบบมีค่ามากขึ้น ทำให้ต้องมีการเพิ่มงานเข้าไปที่เครื่องอัดไอมากขึ้นด้วย

2.7.3.2 ส่งผลกระทบต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าลดลง

2.7.3.3 ส่งผลให้อัตราการไหลของสารทำความเย็นที่มีค่าน้อยเนื่องจากปริมาตรจำเพาะตลอดช่วงที่อุณหภูมิของสารทำความเย็นสูงขึ้นมีค่ามากขึ้นทำให้ต้องป้อนงานเข้าสู่เครื่องอัดไอมากขึ้นด้วย

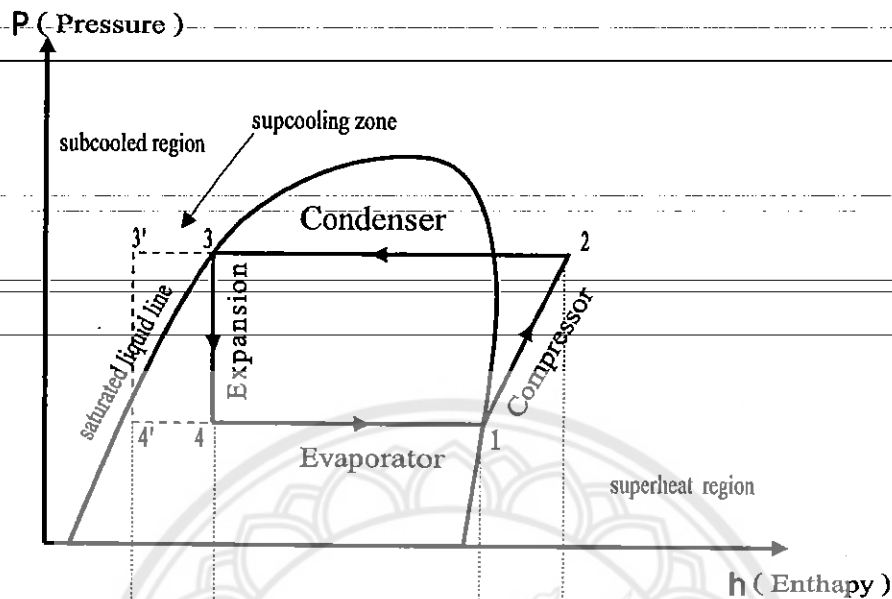
## 2.7.4 แนวทางในการปรับปรุงการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

2.7.4.1 เพิ่มขนาดของส่วนทำระเหยให้มีขนาดใหญ่ขึ้น

2.7.4.2 ควบคุมอัตราการไหลสารทำความเย็นให้อัตราการไหลที่สม่ำเสมอ

2.7.4.3 เลือกใช้ท่อนำสารทำความเย็นที่ไหลผ่านเหมาะสมกับการใช้งาน ในบริเวณที่ต้องการ

## 2.8 สถานะการเกิดของเหลวอัดตัว (Subcooling)



รูปที่ 2.8 แผนภาพ P-h diagram ของการเกิดของเหลวอัดตัว

### 2.8.1 กระบวนการเกิดของเหลวอัดตัว

สารทำความเย็น (Refrigerant) พิสูจน์ได้ว่าเป็นพลังงานที่น่าเชื่อถือได้ทางเลือกในการเพิ่มความสามารถในการทำความเย็นของระบบแอร์ คือกระบวนการที่ทำให้สารทำความเย็นที่มีสถานะเป็นของเหลว หรือน้ำยาทำความเย็นเหลวในระบบที่เกิดขึ้นจากการกลั่นตัวของแก๊สร้อน (Hot Gas) ที่กระบวนการคอนเดนเซชัน (Condensation Process) ที่อุณหภูมิลดต่ำลงในขณะที่มีความดันสูง (High Side) ของระบบมีค่าคงที่ (เมื่อไม่เกิดความดันตกหรือ (Pressure drop) ในส่วนของท่อน้ำยาเหลว (Liquid Line) ก่อนที่จะเข้าสู่กระบวนการลดอุณหภูมิ โดยวาล์วลดความดัน (หรือ Throttling Device ใดๆ) ก่อนเข้าสู่ส่วนทำระเหยต่อไป จะเห็นว่าการเกิดซับคูลลิ่งจะเริ่ม ณ ที่สารทำความเย็นที่เป็นแก๊สร้อนกลั่นตัวกลายเป็นของเหลว (ในที่นี้เราสมมุติให้เป็นจุดที่ออกจากรังบรรจุน้ำยาทำความเย็นเหลวหรือ Receiver Tank) จนกระทั่งถึงทางเข้าของวาล์วลดความดัน อุณหภูมิที่แตกต่างของทั้ง 2 จุดดังกล่าวหรือ  $\Delta T$  จะเป็นค่าซับคูลลิ่ง ของระบบทำความเย็นซึ่งมีหน่วยเป็นองศาเคลวิน (Kelvin Degree) และมีตัวย่อเป็น K เหมือนกับค่าไอร้อนขนาดยิ่ง การเตรียมสารทำความเย็นเพื่อเพิ่มความสามารถในการทำความเย็นและสามารถลดพลังงานในการใช้งาน สำหรับการเพิ่มประสิทธิภาพของระบบทำงานที่ระบบจะทำงานดีที่สุดที่อุณหภูมิสูงและคงที่ ประสิทธิภาพของเทคโนโลยีเป็นพื้นฐานของคุณสมบัติของสารทำความเย็นซึ่งการดูกลั่นความ

ร้อนแฝงจนกระทั่งกลายเป็นไอ และใช้การระบายความร้อนออกภายนอกและกำลังที่ต้องป้อนเข้าสู่เครื่องอัดไอลดลง

## 2.8.2 ประโยชน์ของการเกิดของเหลวอัดตัว ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

2.8.2.1 เพิ่มความสามารถในการทำความเย็นของระบบ รวมทั้งค่าสมรรถนะของระบบด้วย

2.8.2.2 ป้องกันการเกิดฟองอากาศ (Flash Gas) ในท่อน้ำยาเหลว (Liquid Line) ก่อนที่จะเข้าวาล์วลดความดัน

2.8.2.3 ความสามารถในการจ่ายสารทำความเย็นของวาล์วลดความดัน เพิ่มขึ้นเนื่องจากปริมาณจำเพาะตลอดช่วงเวลาที่ทำการลดอุณหภูมิของสารทำความเย็นมีค่าลดลง (โดยการเปิดวาล์วเท่าเดิม) และอัตราการไหลของสารทำความเย็นจะเพิ่มขึ้นด้วยเช่นกัน

## 2.8.3 ข้อเสียของการเกิดของเหลวอัดตัว ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

2.8.3.1 ขนาดของพื้นที่ส่วนควบแน่นใหญ่ขึ้น เนื่องจากต้องเพิ่มจำนวนชุดคอยล์เพื่อที่จะระบายความร้อนให้เหมาะสม

2.8.3.2 ค่าใช้จ่ายในการจัดซื้ออุปกรณ์และติดตั้งเพิ่มสูงขึ้น

2.8.3.3 อาจเกิดจุดตันของของเหลวที่ตรงส่วนของวาล์วลดความดัน เนื่องจากของเหลวเป็นสารไม่บริสุทธิ์

## 2.8.4 แนวทางในการปรับปรุงการเกิดของเหลวอัดตัว ในระบบทำความเย็นแบบอัดไอ

2.8.4.1 เพิ่มขนาดของเครื่องควบแน่นให้ใหญ่ขึ้น ในกรณีที่ส่วนควบแน่นระบายความร้อนด้วยลม (Air-Cooled Condenser) สามารถทำได้โดยการเพิ่มพื้นที่เป็นฟิน (Fin Surface) และหรือเพิ่มปริมาตรความยาวของท่อทองแดงภายในส่วนควบแน่น ซึ่งก็คือการให้ส่วนควบแน่นที่มีขนาดใหญ่ขึ้นนั่นเอง หรืออาจจะเพิ่มความเร็วรอบของมอเตอร์พัดลมของส่วนควบแน่นให้สูงขึ้น เพื่อเพิ่มการระบายอากาศ (Air Flow) ส่วนในกรณีของส่วนควบแน่นที่ระบายความร้อนด้วยน้ำ (Water-Cooled Condenser) นั้น สามารถทำได้โดยการใช้ส่วนควบแน่นที่มีขนาดใหญ่ขึ้น หรือเพิ่มอัตราการไหลของน้ำที่เข้าไประบายความร้อนในส่วนควบแน่น

2.8.4.2 ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อน (Heat Exchanger) ระหว่างท่อน้ำยาเหลว (Liquid Line) กับท่อทางดูด (Suction Line) แต่ในกรณีนี้จะต้องคำนึงถึงไอร่อนยวดยิ่งของระบบที่เพิ่มขึ้นด้วย

2.8.4.3 ติดตั้งอุปกรณ์แลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างท่อน้ำยาเหลวกับสารที่จะใช้ระบายความร้อนจากภายนอกระบบ เช่น น้ำเย็น, อากาศ หรือน้ำยาผสม (Brine) หรืออาจเป็นท่อทางดูดของระบบทำความเย็นอื่นๆ ที่ทำงานที่อุณหภูมิต่ำและถูกติดตั้งอยู่ในบริเวณเดียวกันแต่ต้องคำนึงถึงค่าไอร่อนขวิดย้งของระบบนั้นด้วย

2.8.4.4 ติดตั้งชุดคอยล์ร้อน (Condensing Unit) หรือเฉพาะถังบรรจุน้ำยาเหลว (Receiver Tank) หรือเดินท่อน้ำยาเหลว (Liquid Line) ในบริเวณที่มีอากาศถ่ายเทได้ดีมากๆ ซึ่งวิธีนี้จะต้องคำนึงถึงสภาพอากาศในบริเวณที่ทำการติดตั้งระบบ รวมทั้งขึ้นอยู่กับฤดูกาลด้วย



### บทที่ 3

#### วิธีการดำเนินโครงการ

การดำเนินโครงการจะเริ่มจากศึกษาผลกระทบของการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและการเกิดของเหลวอัดตัวที่เกิดจากการทำงานเครื่องทำความเย็นว่ามีผลต่อค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น โดยกำหนดตัวแปรที่จะสามารถเปลี่ยนแปลงค่าได้ดังนี้

1. สามารถปรับเปลี่ยนอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นได้ (g/s)
2. สามารถปรับเปลี่ยนค่าความร้อนที่ป้อนที่เครื่องทำระเหย (W)

ในการทดลองตัวแปรที่ต้องให้การควบคุม ซึ่งจะมีผลต่อการทดลองดังนี้

1. ความดันที่เครื่องควบแน่น ต้องไม่เกิน 1400 kPa
2. อุณหภูมิของน้ำขาเข้าเครื่องควบแน่น ต้องอยู่ประมาณ 30 °C

#### 3.1 การดำเนินการทดลองที่ 1 ศึกษาอุปกรณ์ทำการทดลอง

##### 3.1.1 ศึกษาการทำงานของอุปกรณ์ที่ใช้ทำการทดลอง

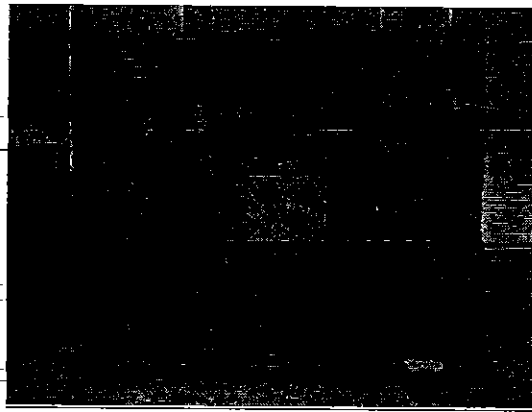
##### 3.1.2 วางแนวทางในการทำการทดลอง

##### 3.1.3 ตรวจสอบความพร้อมของอุปกรณ์ที่จะใช้ทดลอง ได้แก่ เครื่องทำความเย็น ปั๊มเทอร์โบที่ ใช้ระบายความร้อน

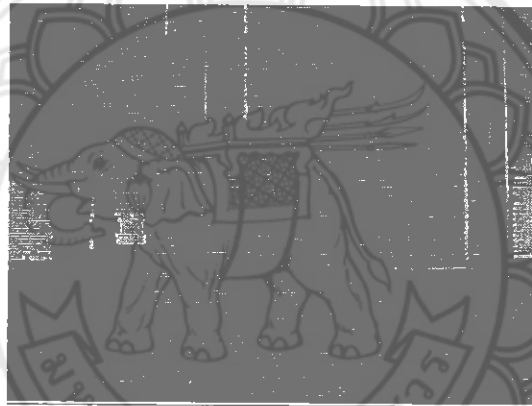
##### 3.1.4 ทดสอบอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

- เครื่องทำความเย็น
- ปั๊มเทอร์โบ
- ระบบไหลเวียนของน้ำ
- นาฬิกาจับเวลา

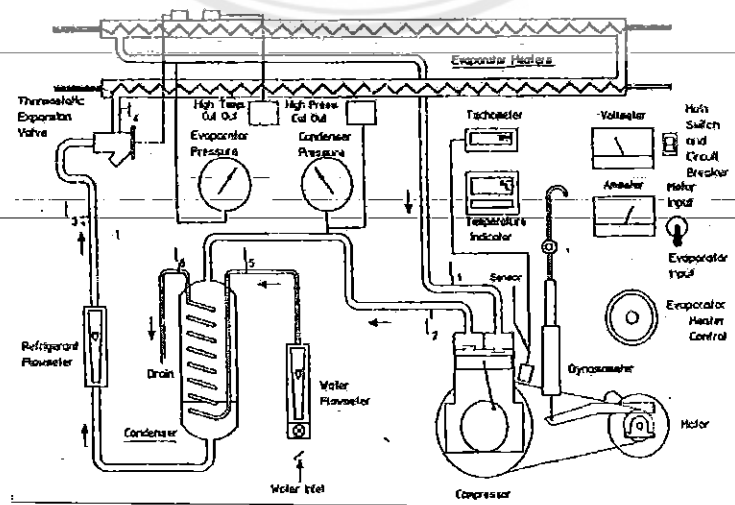
หมายเหตุ ก่อนเปิดเครื่องทำความเย็นทุกครั้ง ต้องทำการเปิดปั๊มเทอร์โบเพื่อให้ น้ำไหลเวียนในระบบก่อนทุกครั้ง เนื่องจากจะทำให้ไม่มีน้ำไหลเวียนไประบายความร้อนตรงบริเวณส่วนเครื่องทำระเหยซึ่งจะทำให้เกิดความเสียหายต่อระบบเครื่องทำความเย็น



รูปที่ 3.1 ภาพเครื่องทำความเย็น R134a รุ่น R173 serial No.R713/21587



รูปที่ 3.2 ภาพปั๊มเทอร์ไบน์ รุ่น HP 110T หมายเลขเครื่อง 6530-005-045 (4)



รูปที่ 3.3 แผนภาพ Refrigeration Laboratory Unit

**3.2 การดำเนินการทดลองที่ 2** การทดลองตอนที่ 1 ศึกษาการเกิดไอร้อนยวดยิ่งของระบบทำความเย็น โดยการป้อนความร้อนตรงบริเวณเครื่องทำระเหย โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่

3.2.1 เปิดปั๊มเทอร์ไบท์ เพื่อให้ น้ำ ไหลเข้าสู่เครื่องทำความเย็น

3.2.2 เปิดเครื่องทำความเย็น รอเครื่องทำงานประมาณ 5-10 นาทีให้ อยู่ในสภาวะที่คงที่ ( Steady State )

3.2.3 เริ่มปรับพลังงานความร้อนที่ป้อนตรงบริเวณเครื่องทำระเหย ไปที่ 80 W และปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นไปที่ 10 g/s

3.2.4 บันทึกผลการทดลองในเวลา 1 ชั่วโมง โดยจับเวลาในการทำการทดลองทุก ๆ 5 นาที

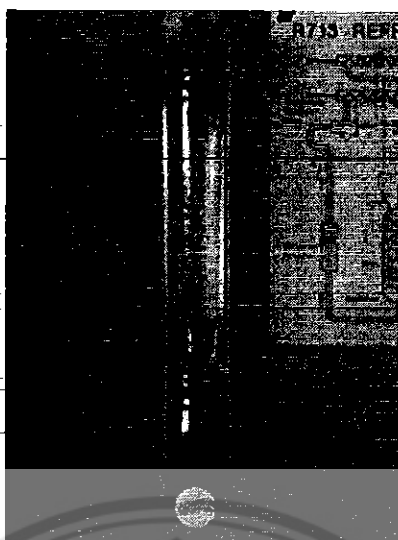
3.2.4 ทำการเปลี่ยนแปลงความร้อนที่ป้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหย เพิ่มขึ้นเป็น 85 W , 150 W , 300 W และ 390 W

3.2.6 ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้นเป็น 30 g/s และ 50 g/s

3.2.7 บันทึกผลการทดลอง



รูปที่ 3.4 ภาพแสดงการป้อนความร้อนที่เครื่องทำระเหย



รูปที่ 3.5 ภาพแสดงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่

**3.3 การดำเนินการทดลองที่ 3** การทดลองตอนที่ 2 ศึกษาการเกิดเหตุวอดตัวของระบบทำความเย็นโดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำ โดยพลังงานความร้อนตรงบริเวณเครื่องทำระเหยคงที่

3.3.1 เปิดปั๊มเทอร์ไบท์ เพื่อให้ น้ำไหลเข้าสู่เครื่องทำความเย็น

3.3.2 เปิดเครื่องทำความเย็น รอเครื่องทำงานประมาณ 5-10 นาทีให้อยู่ในสภาวะที่คงที่ ( Steady – State )

3.3.3 เริ่มปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 10 g/s และปรับพลังงานความร้อนที่ป้อนตรงบริเวณเครื่องทำระเหยไปที่ 80 W

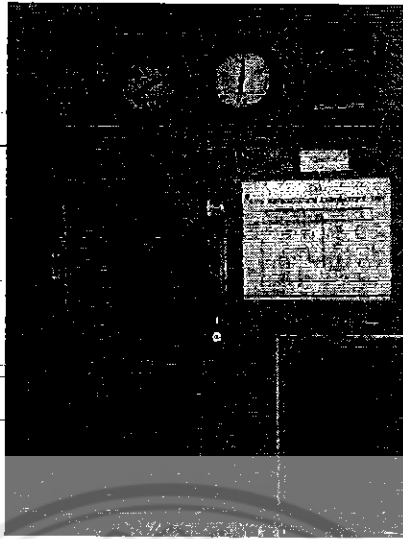
3.3.4 บันทึกผลการทดลองในเวลา 1 ชั่วโมง โดยจับเวลาในการทำการทดลองทุกๆ 5 นาที

3.3.5 ทำการเปลี่ยนแปลงอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้นเป็น 30 g/s และ 50 g/s

3.3.6 ทำการเปลี่ยนแปลงความร้อนที่ป้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้นเป็น 85-W ,150-W ,300-W และ 390 W

3.3.7 บันทึกผลการทดลอง





รูปที่ 3.6 ภาพแสดงการปรับอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น



## บทที่ 4

### ผลการทดลอง

จากการศึกษาและทำการทดลองผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดของระบบทำความเย็น โดยที่ได้ทำการปรับเปลี่ยนค่าต่าง ๆ อันได้แก่ การเพิ่ม-ลดของพลังงานความร้อนที่ป้อนให้กับเครื่องทำระเหยและการเพิ่ม-ลดอัตราการไหลของน้ำที่เครื่องควบแน่น ซึ่งผลการทดลองทั้งหมดได้รวบรวมไว้ในภาคผนวก และได้้นำผลการทดลองตาราง 4.1 มาคำนวณไว้ในที่นี้ เพื่อที่จะมีความชัดเจนมากยิ่งขึ้น

ซึ่งสามารถแบ่งแยกผลการทดลองออกเป็น 2 กรณีใหญ่ ๆ ดังต่อไปนี้

1. ผลการทดลองผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งของระบบทำความเย็น
2. ผลการทดลองผลกระทบการเกิดของเหลวอัดของระบบทำความเย็น

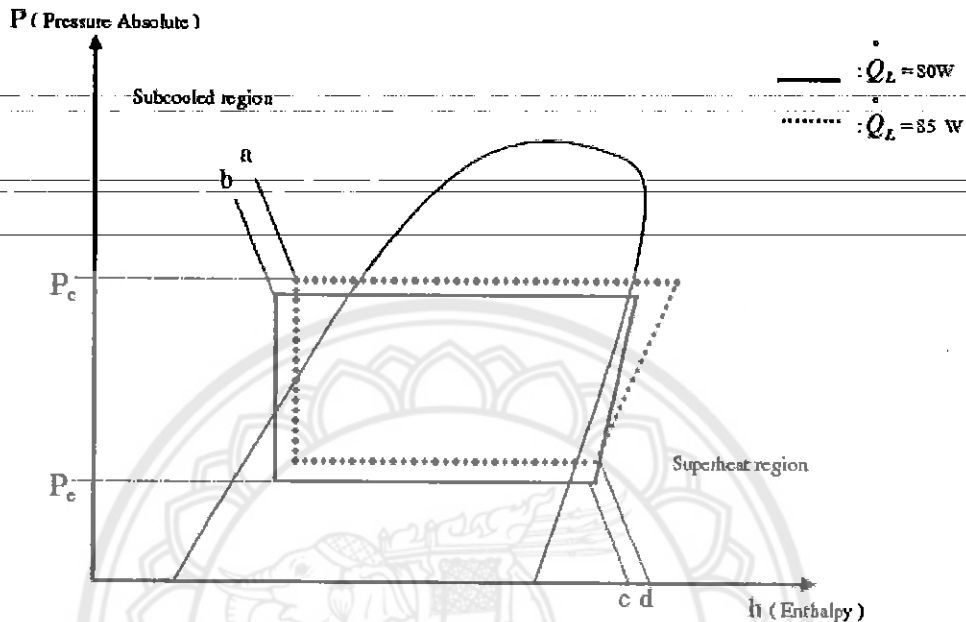
ผลการทดลองที่นำมาคำนวณจะอ้างอิงกับระบบทำความเย็นแบบอัดไออุดมคติ โดยจะคิดที่ระบบมีความดันคงที่ไม่เกิดความดันลด (Pressure drop) เนื่องจากการทำงานของระบบทำความเย็น

5097685 e.

5200058

มร.  
ณานิต  
นเรศวร.

4.1 ผลการทดลองที่ 1 ผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งของระบบทำความเย็น

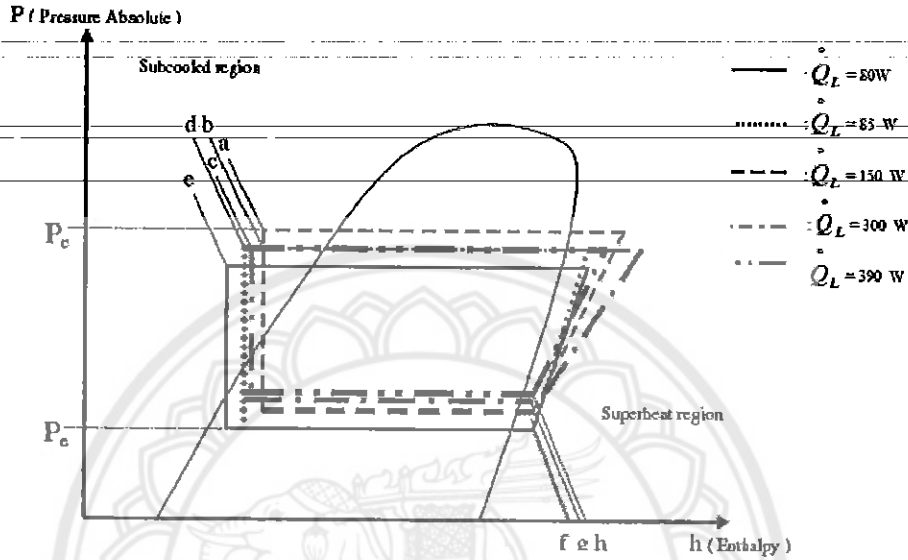


\*หมายเหตุ โดยอุณหภูมิที่  $a = 31.6^\circ\text{C}$ ,  $b = 27^\circ\text{C}$ ,  $c = -4.6^\circ\text{C}$ ,  $d = -3.7^\circ\text{C}$ .

รูปที่ 4.1 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 10 g/s

เมื่อให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ที่ 10 g/s อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาจากผลการทดลอง ความดันด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยจะเพิ่มขึ้นและเมื่อพิจารณาที่สภาวะไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้นที่ด้านทางออกของเครื่องทำระเหยที่ความดันต่ำก็จะเห็นแนวโน้มการเกิดไอร้อนยวดยิ่งขึ้นแต่ไม่ชัดเจนเนื่องจากความแตกต่างของความดันที่อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยที่ค่าต่างๆที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาไอร้อนยวดยิ่งเป็น  $\Delta T$  (โดยที่ความดันด้านเครื่องทำระเหยไม่คงที่, เพิ่มขึ้น) แล้วก็จะได้ว่าค่าของการเกิดไอร้อนยวดยิ่งขึ้นคือ จาก  $c - d$  คือ  $0.9^\circ\text{C}$  จากการที่ไอร้อนยวดยิ่งเพิ่มขึ้นอาจส่งผลให้  $Q_L$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นแต่ระบบก็เกิดสภาวะของเหลวอัดขึ้นซึ่งไม่สามารถควบคุมได้ในจุดนี้จากการทดลองเหมือนในระบบการทำงานจริงนั้นเกิดขึ้นเสมอรวมทั้งความดันของทั้ง 2 ด้านให้คงที่ เมื่อไอร้อนยวดยิ่งเพิ่มขึ้นอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดไอก็จะสูงขึ้นส่งผลให้ด้านทางออกของเครื่องอัดไอมิอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยทำให้งานที่ระบบต้องการเพิ่มมากขึ้นกว่าเดิมและที่อัตราการป้อนความ

ร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 150W, 300W, 390W ไม่มีผลการทดลองเนื่องจากระบบตัดการทำงาน ( ที่ความดันเท่ากับ 1400 kPa )

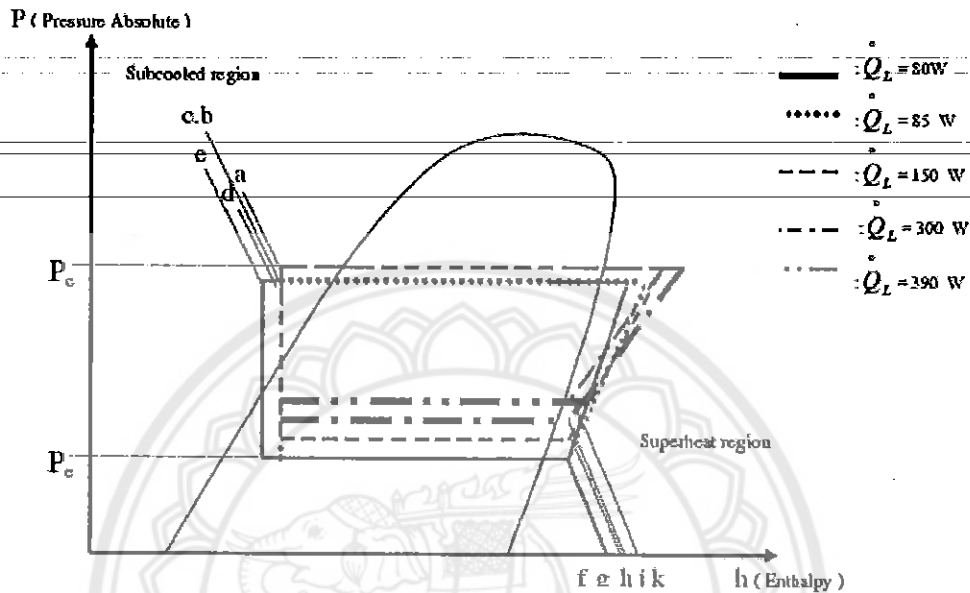


\*หมายเหตุ โดยอุณหภูมิที่ a=31.8 °C , b=31.4 °C , c=30.5 °C , d=29.5 °C , e=27.2 °C , f=-5.7 °C , g=-4.8 °C , h=-4.2 °C , i=-3.3 °C ,

รูปที่ 4.2 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s

เมื่อให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ที่ 30 g/s อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาจากผลการทดลอง ความดันด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยจะเพิ่มขึ้นและเมื่อพิจารณาที่สภาวะการไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้นที่ด้านทางออกของเครื่องทำระเหยที่ความดันต่ำก็จะเป็นแนวโน้มการเกิดของสภาวะไอร้อนยวดยิ่งขึ้น เนื่องจากความแตกต่างของความดันที่อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยที่ค่าต่างๆที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาไอร้อนยวดยิ่งเป็น  $\Delta t$  ( โดยที่ความดันด้านเครื่องทำระเหยไม่คงที่ , เพิ่มขึ้น ) แล้วก็จะได้ค่าของไอร้อนยวดยิ่งคือ จาก f - g คือ 0.9 °C , f-h คือ 1.5 °C , f-i คือ 2.4 °C จากที่อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยที่ 80 W และ 85 W ก็จะเกิดไอร้อนยวดยิ่งที่เพิ่มขึ้นในขณะที่ความดันด้านเครื่องทำความเย็นเท่ากัน คือ 0.9 °C จากการที่ไอร้อนยวดยิ่งเพิ่มขึ้นอาจทำให้  $Q_L$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น แต่ระบบก็เกิดสภาวะของเหลวอัดขึ้นแสดงว่าระบบมีการถ่ายเทความร้อนที่เพิ่มขึ้นแต่จากการทดลองไม่สามารถควบคุมในจุดนี้ได้ในระบบการทำงานจริงจะเกิดขึ้นอยู่แล้วรวมทั้งความดันของทั้ง 2 ด้านให้คงที่

เมื่อสภาวะไอร้อนยวดยิ่งเพิ่มขึ้นอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดไอกีจะสูงขึ้นส่งผลให้ค่าทางออกของเครื่องอัดไอมีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยทำให้งานที่ระบบต้องการเพิ่มมากขึ้นกว่าเดิม



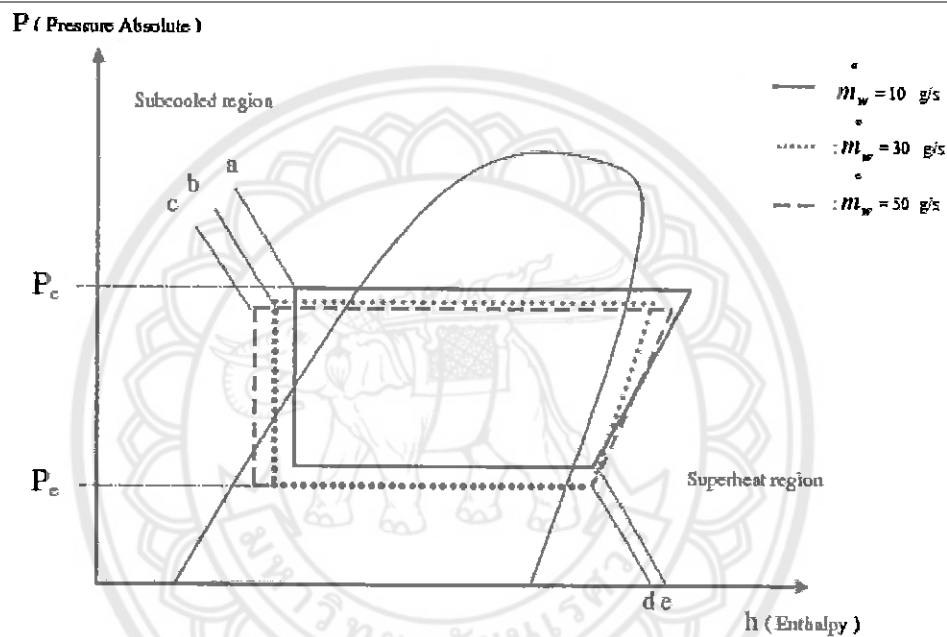
\*หมายเหตุ โดยอุณหภูมิที่  $a=30.3^\circ\text{C}$  ,  $b=29.4^\circ\text{C}$  ,  $c=29.2^\circ\text{C}$  ,  $d=28.5^\circ\text{C}$  ,  $e=25.5^\circ\text{C}$  ,  $f=-5.5^\circ\text{C}$  ,  
 $g=-5.1^\circ\text{C}$  ,  $h=-4.8^\circ\text{C}$  ,  $i=-4.2^\circ\text{C}$  ,  $k=-3.6^\circ\text{C}$

รูปที่ 4.3 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 50 g/s

เมื่อให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ที่ 50g/s อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาจากผลการทดลอง ความดันด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยจะเพิ่มขึ้นเนื่องจากไม่สามารถควบคุมความดันทั้ง 2 ส่วนได้และเมื่อพิจารณาที่สภาวะไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้นที่ทางออกของเครื่องทำระเหยที่ความดันต่ำก็จะเป็นสภาวะการเกิดไอร้อนยวดยิ่งขึ้นแต่เนื่องจากความแตกต่างของความดันที่อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยที่ค่าต่างๆที่เพิ่มขึ้น แต่เมื่อพิจารณาสภาวะไอร้อนยวดยิ่งเป็น  $\Delta t$  ( โดยที่ความดันด้านเครื่องทำระเหยไม่คงที่, เพิ่มขึ้น ) แล้วก็จะได้ค่าของสภาวะไอร้อนยวดยิ่งที่เพิ่มขึ้นคือ จาก  $f-g$  คือ  $0.4^\circ\text{C}$  ,  $f-h$  คือ  $0.7^\circ\text{C}$  ,  $f-i$  คือ  $1.3^\circ\text{C}$  ,  $f-k$  คือ  $1.9^\circ\text{C}$  จากที่อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยที่ 80 W และ 85 W ก็เกิดสภาวะไอร้อนยวดยิ่งที่เพิ่มขึ้นในขณะที่ความดันด้านเครื่องทำระเหยเท่ากัน คือ  $0.4^\circ\text{C}$  จากการที่สภาวะไอร้อนยวดยิ่งเพิ่มขึ้นอาจส่งผลให้  $Q_L$  มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น แต่ระบบก็เกิดสภาวะของเหลวอัดซึ่งในการทำงานของระบบจริงนั้นเกิดขึ้นเสมอจากการทดลองไม่สามารถควบคุมได้

รวมทั้งความดันของทั้ง 2 ด้านให้คงที่ เมื่อสภาวะไอร้อนยวดยิ่งเพิ่มขึ้นอุณหภูมิของสารทำความเย็นก่อนเข้าเครื่องอัดไอก็จะสูงขึ้นอาจมีแนวโน้มให้ด้านทางออกของเครื่องอัดไอก็มีอุณหภูมิสูงขึ้นด้วยทำให้งานที่ระบบต้องการเพิ่มมากขึ้นกว่าเดิม

#### 4.2 ผลการทดลองที่ 2 ผลกระทบการเกิดสภาวะของเหลวอัดตัวของระบบทำความเย็น

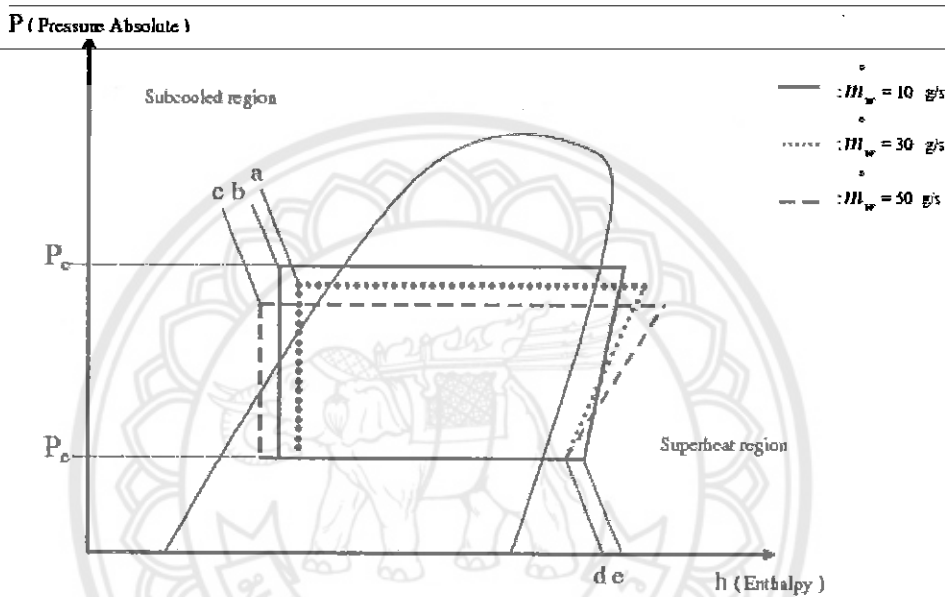


\*หมายเหตุ โดยอุณหภูมิที่ a = 31.6 °C , b = 29.5 °C , c = 28.5 °C , d = -5.7 °C , e = -4.6 °C

รูปที่ 4.4 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดสภาวะของเหลวอัดตัวที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 80 W

เมื่อให้ อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่คือเท่ากับ 80 W อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองดังใน P-h diagram ความดันด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยจะลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ค่าต่างๆ และเมื่อพิจารณาสภาวะการเกิดของเหลวอัดตัวด้านทางออกของเครื่องควบแน่นจะเห็นได้ชัดเจน ( โดยที่ความดันด้านเครื่องควบแน่นไม่คงที่ , ลดลง ) จะได้สภาวะการเกิดของเหลวอัดที่เพิ่มขึ้น คือ  $\Delta T$  ซึ่งเท่ากับ a-b คือ 2.1 °C , a-c คือ 3.1 °C โดยที่ทางด้านสภาวะไอร้อนยวดยิ่งมีอุณหภูมิลดลงเท่ากับ d-e คือ 1.1 °C จะเห็นได้ว่าสภาวะการเกิดของเหลวอัดตัวที่เพิ่มขึ้นอาจมีแนวโน้มส่งผลให้การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นเพิ่มมากขึ้น โดยขณะที่อัตราการทำความเย็นก็มีแนวโน้ม

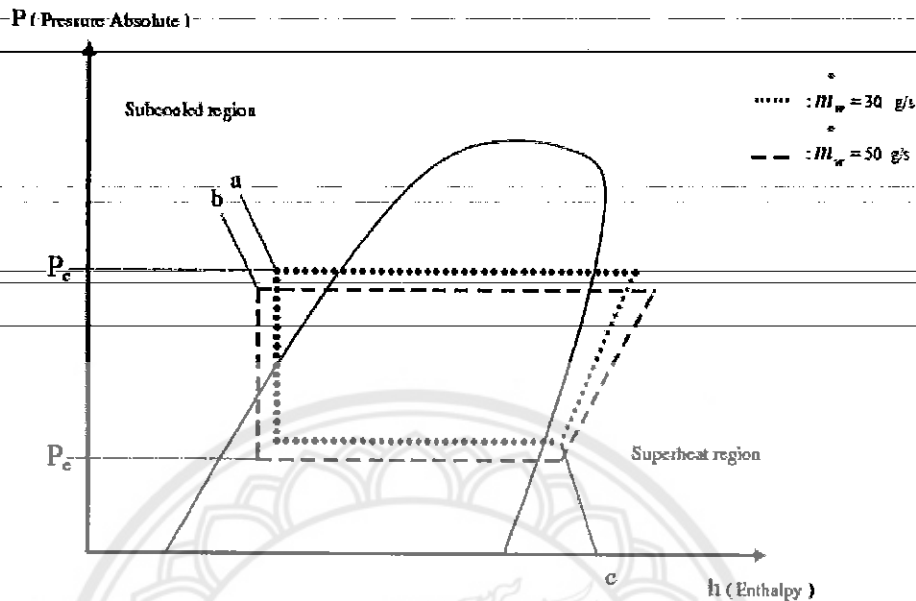
เพิ่มขึ้น แต่งานที่ระบบต้องการก็มีแนวโน้มน้อยลงเนื่องจากค่าของการเกิดสถานะไอร้อนยวดยิ่งลดลงซึ่งการเกิดของสถานะไอร้อนยวดยิ่งนี้จากการทดลองไม่สามารถควบคุมได้รวมทั้งความดันของทั้ง 2 ด้านให้คงที่ได้



\*หมายเหตุ โดยอุณหภูมิที่  $a=27.2^{\circ}C$  ,  $b=27^{\circ}C$  ,  $c=25.5^{\circ}C$  ,  $d=-5.1^{\circ}C$  ,  $e=-3.7^{\circ}C$

รูปที่ 4.5 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดสถานะของเหลวอัดตัวที่อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 85 W

เมื่อให้ อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่คือเท่ากับ 85 W อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองดังใน P-h diagram ความดันด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยจะลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ค่าต่างๆ และเมื่อพิจารณาสถานะของเหลวอัดตัวด้านทางออกของเครื่องควบแน่นจะเห็นได้ชัดเจน ( โดยที่ความดันด้านเครื่องทำระเหยไม่คงที่ ,ลดลง ) จะได้สถานะของเหลวอัดที่เพิ่มขึ้น คือ  $\Delta T$  ซึ่งเท่ากับ a-b คือ  $0.2^{\circ}C$  , a-c คือ  $1.7^{\circ}C$  โดยที่ทางด้านสถานะไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้นมีอุณหภูมิลดลงเท่ากับ d-e คือ  $1.4^{\circ}C$  จะเห็นได้ว่าสถานะของเหลวอัดตัวที่เพิ่มขึ้นอาจมีแนวโน้มส่งผลให้การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นเพิ่มมากขึ้น โดยขณะที่อัตราการทำความเย็นก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้นแต่จากการทดลองไม่สามารถควบคุมความดันของทั้ง 2 ด้านให้คงที่ได้

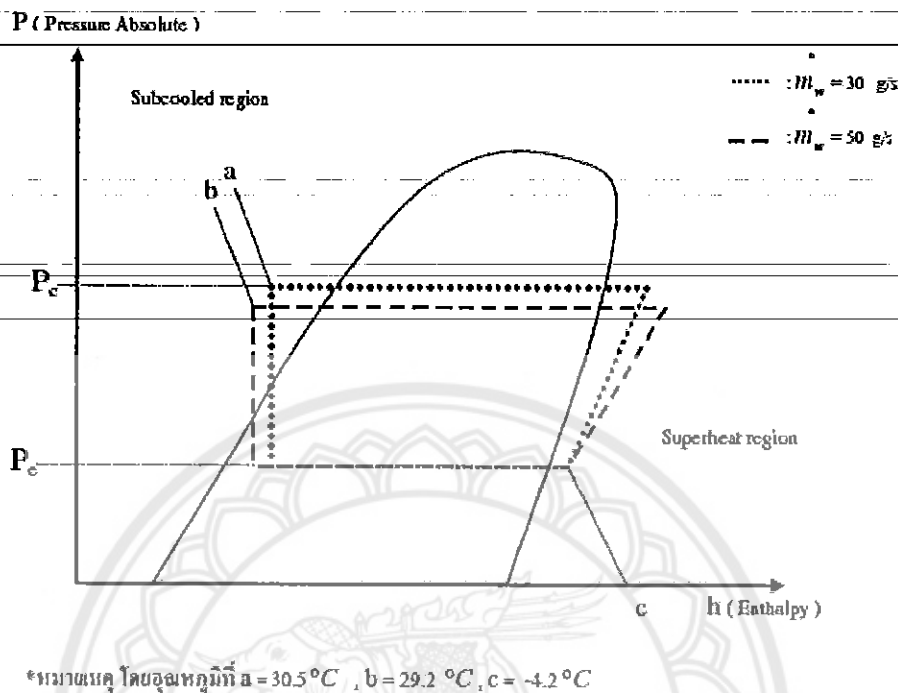


\*หมายเหตุ โดยอุณหภูมิที่  $a=31.4^{\circ}\text{C}$  ,  $b=29.4^{\circ}\text{C}$  ,  $c=-4.8^{\circ}\text{C}$

รูปที่ 4.6 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดสถานะของเหลวอัดตัว  
ที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 150 W

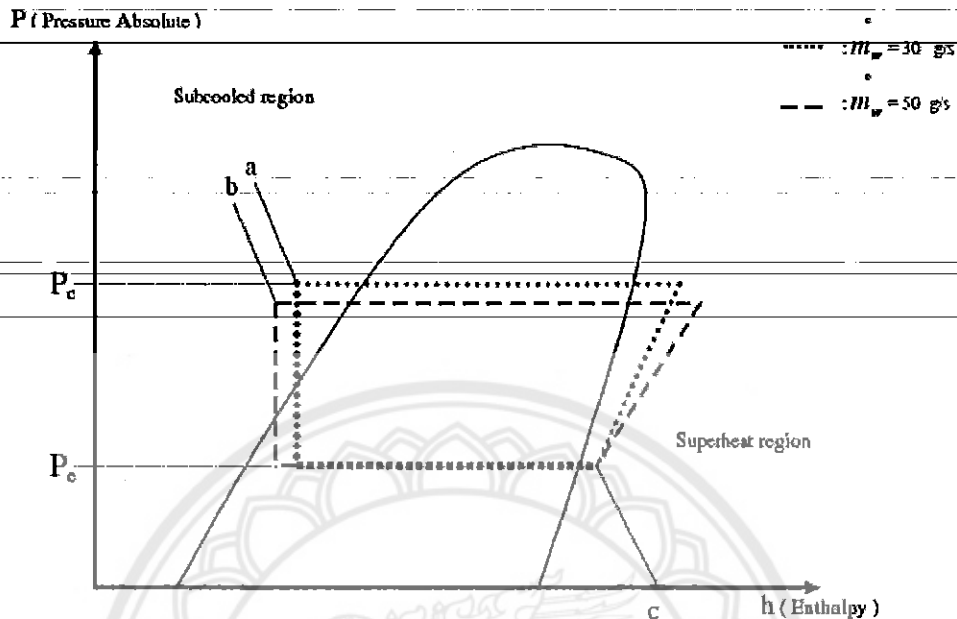
เมื่อให้ อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่คือเท่ากับ 150 W อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองดังใน P-h diagram ความดันด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยจะลดลงเมื่อเปรียบเทียบกับที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ค่าต่างๆ และเมื่อพิจารณาสถานะของเหลวอัดตัวด้านทางออกของเครื่องควบแน่นจะเห็นได้ชัดเจน ( โดยที่ความดันด้านเครื่องควบแน่นไม่คงที่ , ลดลง ) จะได้สถานะของเหลวอัดตัวที่เพิ่มขึ้น คือ  $\Delta t$  ซึ่งเท่ากับ  $a-b$  คือ  $2^{\circ}\text{C}$  โดยที่ทางด้านสถานะไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดมีอุณหภูมิลดลงเท่ากับ  $c$  คือ  $0^{\circ}\text{C}$  จะเห็นได้ว่าสถานะของเหลวอัดที่เกิดเพิ่มขึ้นอาจมีแนวโน้มส่งผลให้การระบายความร้อนที่เครื่องทำระเหยเพิ่มมากขึ้น โดยขณะที่อัตราการทำความเย็นก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 10 g/s ไม่มีผลการทดลองเนื่องจากระบบตัดการทำงาน ( ความดันด้านเครื่องควบแน่นเกิน 1400 kPa ) ซึ่งการเกิดของสถานะไอร้อนยวดยิ่งนี้จากการทดลองไม่สามารถควบคุมความดันของทั้ง 2 ด้านให้คงที่ได้





รูปที่ 4.7 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดสภาวะของเหลวอัดตัว  
ที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 300 W

เมื่อให้ อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่คือเท่ากับ 300 W อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองดังใน P-h diagram ความดันด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยจะลดลงเมื่อเปรียบเทียบกันที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ค่าต่างๆ และเมื่อพิจารณาสภาวะของเหลวอัดด้านทางออกของเครื่องควบแน่นจะเห็นได้ชัดเจน ( โดยที่ความดันด้านเครื่องควบแน่นไม่คงที่, ลดลง ) จะได้สภาวะของเหลวอัดที่เพิ่มขึ้น คือ  $\Delta t$  ซึ่งเท่ากับ a-b คือ  $1.3^{\circ}\text{C}$  โดยที่ทางด้านสภาวะการเกิดไอร้อนยวดยิ่งที่เกิดขึ้นมีอุณหภูมิลดลงเท่ากับ  $0^{\circ}\text{C}$  โดยที่ความดันด้านเครื่องทำระเหยคงที่ จะเห็นได้ว่าสภาวะของเหลวอัดตัวที่เพิ่มขึ้นอาจมีแนวโน้มส่งผลให้การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นเพิ่มมากขึ้น โดยขณะที่อัตราการทำความเย็นก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่  $10\text{ g/s}$  ไม่มีผลการทดลองเนื่องจากระบบเกิดการทำงาน ( ความดันด้านเครื่องควบแน่นเกิน  $1400\text{ kPa}$  ) และจากการทดลองไม่สามารถควบคุมความดันคงที่ได้

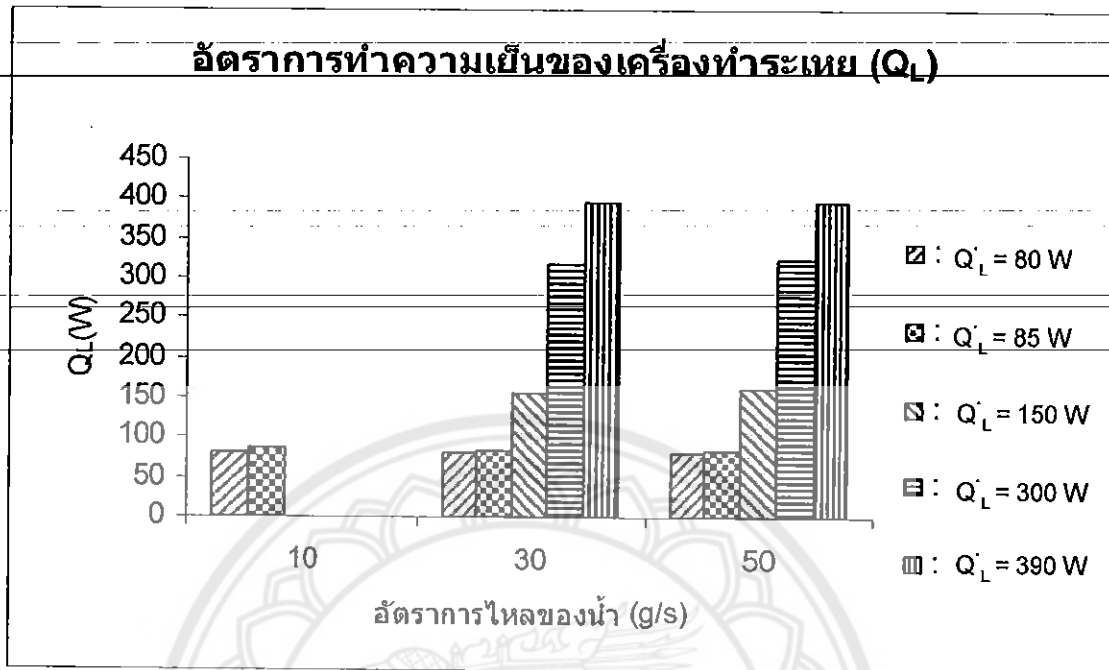


\*หมายเหตุ โดยอุณหภูมิที่ a =  $31.8^{\circ}\text{C}$  , b =  $30.3^{\circ}\text{C}$  , c =  $-3.6^{\circ}\text{C}$

รูปที่ 4.8 แผนภาพ P-h diagram แสดงผลกระทบการเกิดสถานะของเหลวอัดตัว  
ที่อัตราป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยเท่ากับ 390 W

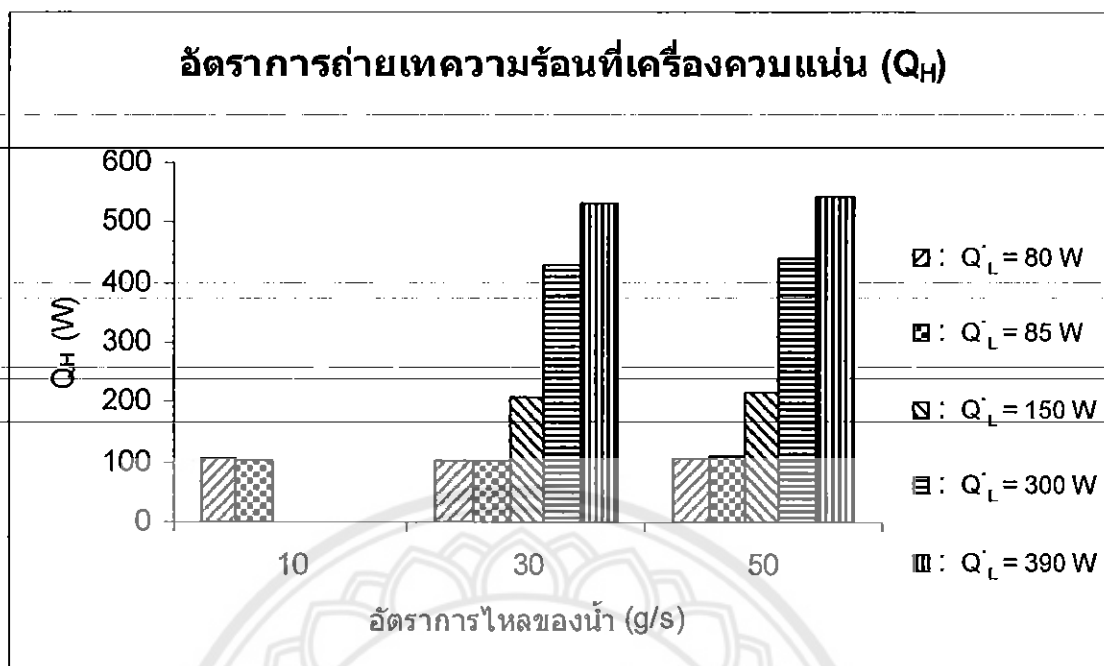
เมื่อให้ อัตราการป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่คือเท่ากับ 390 W อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเพิ่มขึ้น เมื่อพิจารณาจากผลการทดลองดังใน P-h diagram ความดันด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยจะลดลงเมื่อเปรียบเทียบกันที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ค่าต่างๆ และเมื่อพิจารณาสถานะของเหลวอัดตัวด้านทางออกของเครื่องควบแน่นคอยล์ จะเห็นได้ชัดเจน ( โดยที่ความดันด้านเครื่องควบแน่น ไม่คงที่ , ลดลง ) จะได้สถานะของเหลวอัดตัวที่เพิ่มขึ้น คือ  $\Delta t$  ซึ่งเท่ากับ a-b คือ  $1.3^{\circ}\text{C}$  โดยที่ทางด้านสถานะไอร้อนยวดยังมีอุณหภูมิลดลงเท่ากับ c คือ  $0^{\circ}$  โดยที่ความดันด้านเครื่องทำระเหยคงที่ จะเห็นได้ว่าสถานะของเหลวอัดตัวที่เพิ่มขึ้นอาจมีแนวโน้มส่งผลให้การระบายความร้อนที่เครื่องควบแน่นเพิ่มมากขึ้น โดยขณะที่อัตราการทำความเย็นก็มีแนวโน้มเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 10 g/s ไม่มีผลการทดลองเนื่องจากระบบตัดการทำงาน ( ความดันด้านเครื่องควบแน่นเกิน 1400 kPa ) และจากการทดลองไม่สามารถควบคุมความดันคงที่ได้

### 4.3 กราฟผลการทดลองที่ 1 ผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งของระบบทำความเย็น



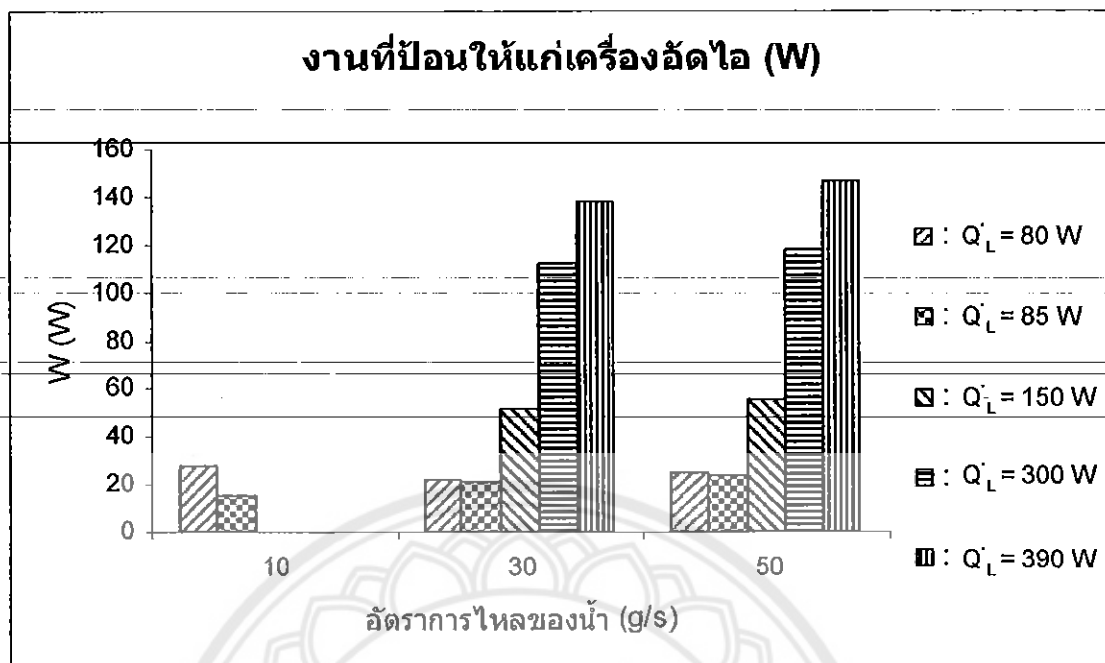
กราฟที่ 4.1 แสดงอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหย โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่ทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย

จากกราฟที่ 4.1 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหยที่ 80 W, 85 W, 150 W, 300 W และ 390 W โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่คือ 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/ เมื่อทำการเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหยจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหยมากขึ้น



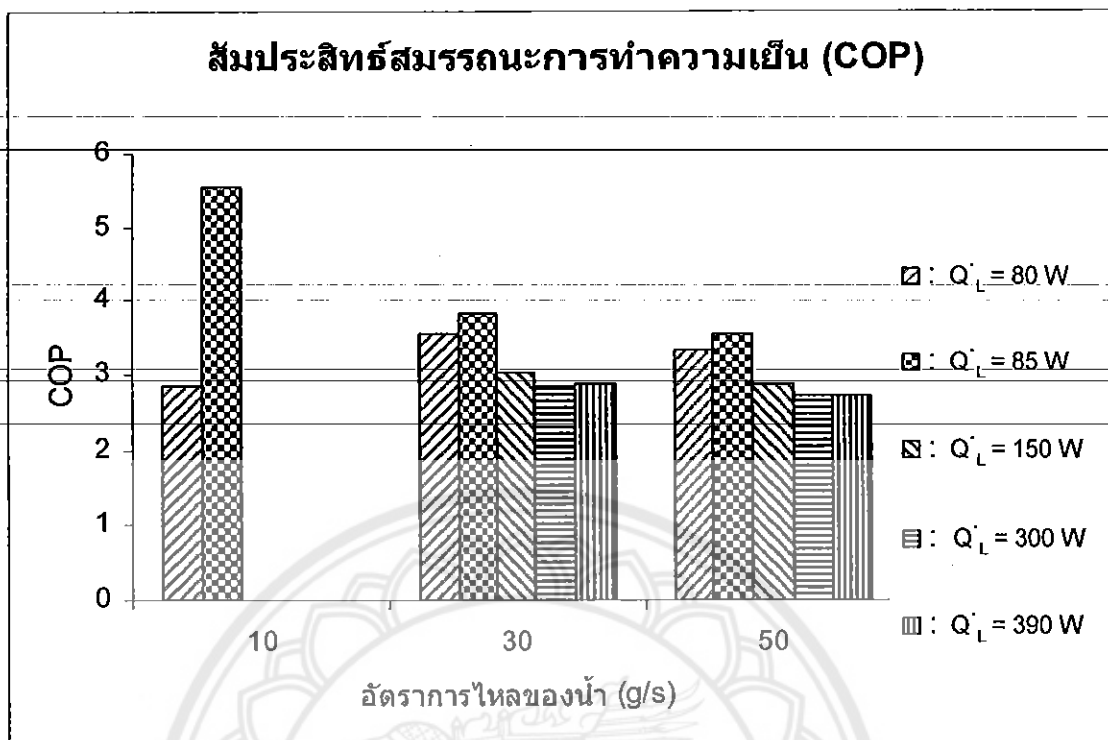
กราฟที่ 4.2 แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่ทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย

จากกราฟที่ 4.2 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหยที่ 80 W, 85 W, 150 W, 300 W และ 390 W โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่คือ 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/ เมื่อทำการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหยมากขึ้น (แต่ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 10 g/s อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นมีค่าลดลงเนื่องจากอัตราการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่ไม่ต่อเนื่องจึงมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่นที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 10 g/s มีค่าลดลง)



กราฟที่ 4.3 แสดงงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่ทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย

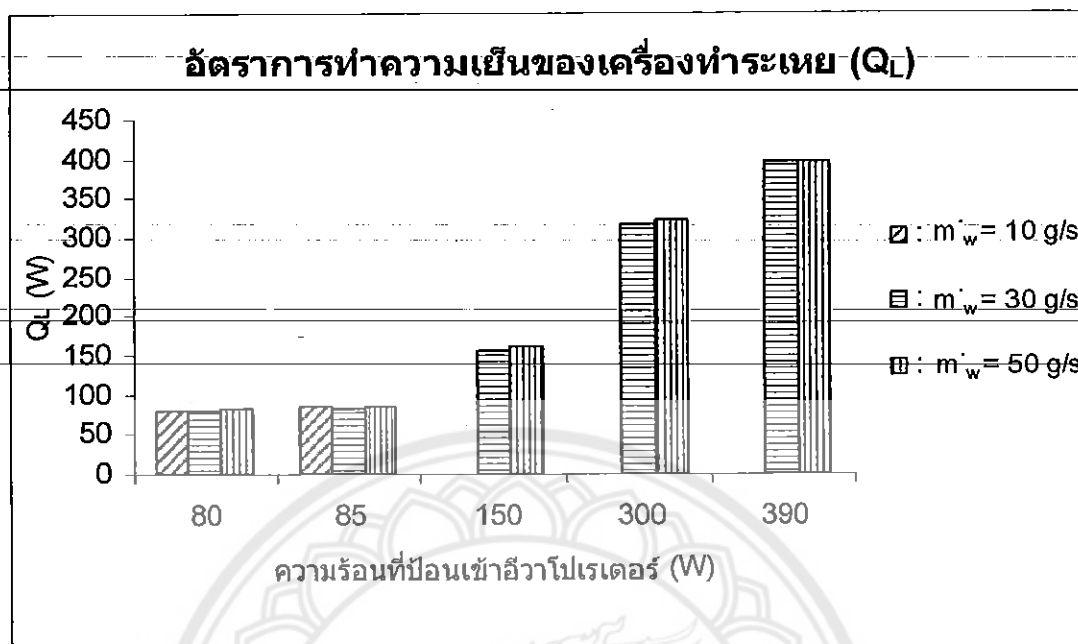
จากกราฟที่ 4.3 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหยที่ 80 W, 85 W, 150 W, 300 W และ 390 W โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่คือ 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/ เมื่อทำการเปรียบเทียบงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหยมากขึ้น (แต่ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/s ที่ค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหยที่ 80 W งานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอมีค่ามากกว่าค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหยที่ 85 W เนื่องจากอัตราการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่ไม่ต่อเนื่องจึงมีผลทำให้งานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอมีค่าลดลงดังกล่าว)



กราฟที่ 4.4 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่ทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย

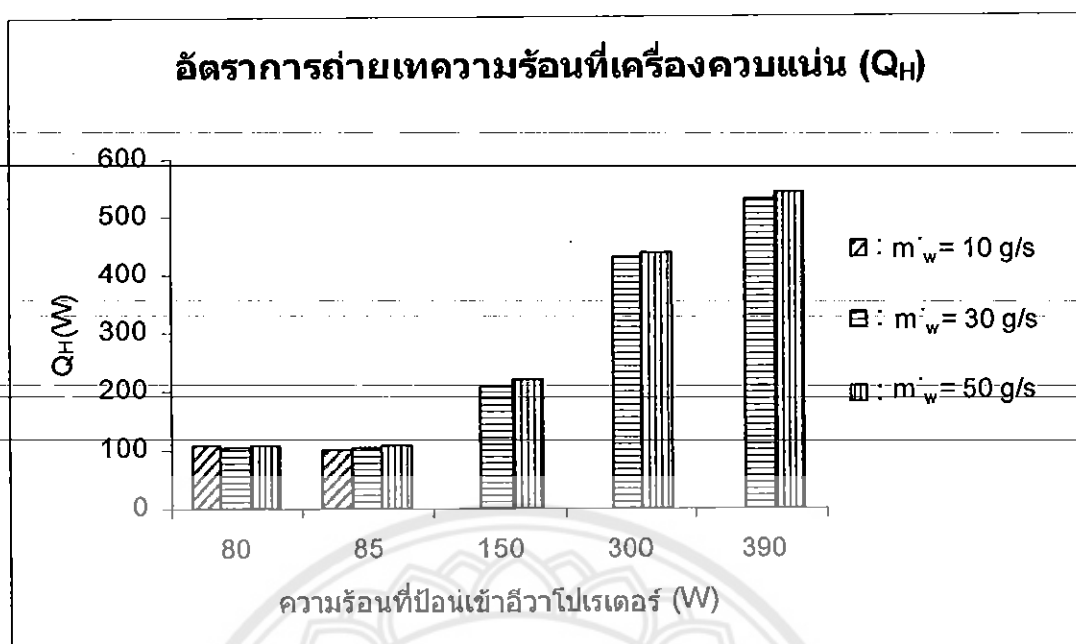
จากกราฟที่ 4.4 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหยที่ 80 W, 85 W, 150 W, 300 W และ 390 W โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่คือ 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/ เมื่อทำการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นจะมีค่าลดลงเมื่อทำการเพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหยมากขึ้น (แต่ที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นเท่ากับ 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/s ที่ค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหยที่ 80 W สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นมีค่าน้อยกว่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นที่ค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหยที่ 85 W เพราะว่าเราไม่สามารถควบคุมความดันที่ High pressure และ Low pressure ให้คงที่ได้

#### 4.4 กราฟผลการทดลองที่ 2 ผลกระทบการเกิดของเหลวอัดของระบบทำความเย็น



กราฟที่ 4.5 แสดงอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหยโดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยคงที่ แต่ทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น

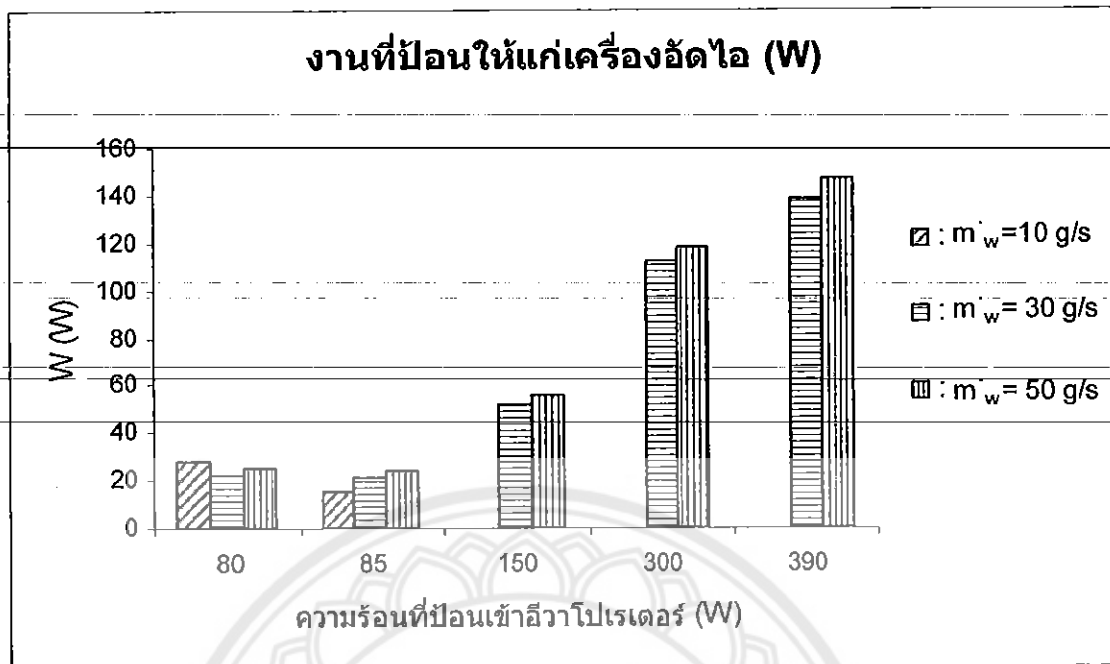
จากกราฟที่ 4.5 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นที่ 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/s โดยที่ค่าความร้อนที่ทำการป้อนให้กับเครื่องทำระเหยมีค่าคงที่ คือ 80 W, 85 W, 150 W, 300 W และ 390 W เมื่อทำการเปรียบเทียบอัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหยจะมีค่าเพิ่มมากขึ้นเมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น(แต่ที่ค่าความร้อนที่ 85 W อัตราการทำความเย็นมีค่าลดลง เนื่องจากอัตราการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่ไม่ต่อเนื่องจึงมีผลทำให้อัตราการทำความเย็นที่ 85 W มีค่าลดลง)



กราฟที่ 4.6 แสดงอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นโดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยคงที่ แต่ทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น

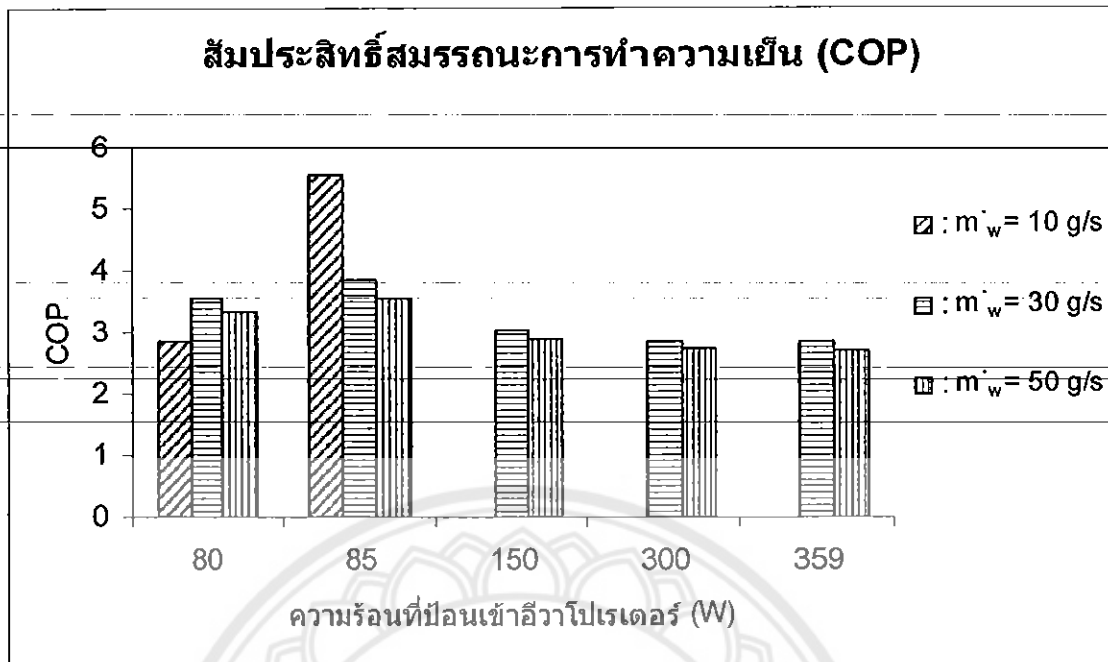
จากกราฟที่ 4.6 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นที่  $10 \text{ g/s}$ ,  $30 \text{ g/s}$  และ  $50 \text{ g/s}$  โดยที่ค่าความร้อนที่ทำการป้อนให้กับเครื่องทำระเหยมีค่าคงที่ คือ  $80 \text{ W}$ ,  $85 \text{ W}$ ,  $150 \text{ W}$ ,  $300 \text{ W}$  และ  $390 \text{ W}$  เมื่อทำการเปรียบเทียบอัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่นจะมีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น (แต่ที่ค่าความร้อนที่  $80 \text{ W}$  อัตราการถ่ายเทความร้อนมีค่าลดลง เนื่องจากอัตราการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่ไม่ต่อเนื่องจึงมีผลทำให้อัตราการถ่ายเทความร้อนที่  $80 \text{ W}$  มีค่าลดลง)





กราฟที่ 4.7 แสดงงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอโดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยลงที่ แต่ทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น

จากกราฟที่ 4.7 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นที่ 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/s โดยที่ค่าความร้อนที่ทำการป้อนให้กับเครื่องทำระเหยมีค่าคงที่ คือ 80 W, 85 W, 150 W, 300 W และ 390 W เมื่อทำการเปรียบเทียบงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ จะมีค่าเพิ่มมากขึ้น เมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น(แต่ที่ค่าความร้อนที่ 80 W งานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอมีค่าลดลง เนื่องจากอัตราการทำงานของเครื่องทำความเย็นที่ไม่ต่อเนื่องจึงมีผลทำให้งานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอที่ 80 W มีค่าลดลง)



กราฟที่ 4.8 แสดงสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น โดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยคงที่ แต่ทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น

จากกราฟที่ 4.8 จะเห็นได้ว่าเมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นที่  $10 \text{ g/s}$ ,  $30 \text{ g/s}$  และ  $50 \text{ g/s}$  โดยที่ค่าความร้อนที่ทำการป้อนให้กับเครื่องทำระเหยมีค่าคงที่ คือ  $80 \text{ W}$ ,  $85 \text{ W}$ ,  $150 \text{ W}$ ,  $300 \text{ W}$  และ  $390 \text{ W}$  เมื่อทำการเปรียบเทียบสัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นจะมีค่าลดลง เมื่อทำการเพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น(เนื่องจากงานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอน์มีค่ามากขึ้น ที่อัตราการทำความเย็นที่เครื่องทำระเหยมีค่าเพิ่มขึ้นไม่มากนัก จึงมีผลทำให้สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็นมีค่าลดลง เพราะเราไม่สามารถควบคุมความดันที่ High pressure และ Low pressure ให้คงที่ได้)

## บทที่ 5

### สรุปวิจารณ์และข้อเสนอแนะ

จากผลการทดลองที่ได้จากบทที่ 4 สามารถนำมาสรุปและเปรียบเทียบถึงผลกระทบการเกิดไอร้อนขวดยิ่งและของเหลวอัดตัวระบบทำความเย็น ซึ่งมีผลต่ออุปกรณ์ของระบบทำความเย็นสามารถแบ่งได้เป็นดังนี้ อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหย อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น งานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ และค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP)

**5.1 สรุปผลการทดลองตอนที่ 1** ผลกระทบการเกิดไอร้อนขวดยิ่งของระบบทำความเย็น โดยการป้อนความร้อนตรงบริเวณเครื่องทำระเหย โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่

#### 5.1.1 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหย ( $\dot{Q}_L$ )

1. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 10 g/s ทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่น และด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอเพิ่มสูงขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้นและอุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_L$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น (เนื่องจากความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยที่ 150 W ,300 W และ 390W ระบบตัดการทำงานจึงไม่มีผลการทดลอง )

2. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 30 g/s ทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอเพิ่มสูงขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้นและอุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_L$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

3. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดัน

ด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอเพิ่มสูงขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้นและอุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_L$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

### 5.1.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น ( $\dot{Q}_H$ )

1.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 10 g/s ทำให้  $\dot{Q}_H$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_H$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น (เนื่องจากความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยที่ 150 W ,300 W และ 390W ระบบตัดการทำงานจึงไม่มีผลการทดลอง )

2.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 30 g/s ทำให้  $\dot{Q}_H$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_H$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

3.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_H$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_H$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

### 5.1.3 งานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัดไอ ( $\dot{W}_c$ )

1.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 10 g/s ทำให้  $\dot{W}_c$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอเพิ่มสูงขึ้น และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น(เนื่องจากความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยที่ 150 W ,300 W และ 390W ระบบตัดการทำงานจึงไม่มีผลการทดลอง )

2. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 30 g/s ทำให้  $\dot{W}_c$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอเพิ่มสูงขึ้น และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

3. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 50 g/s ทำให้  $\dot{W}_c$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอเพิ่มสูงขึ้น และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

#### 5.1.4 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP)

1. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยเพิ่มขึ้น โดยที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นคงที่ 10 g/s , 30 g/s และ 50 g/s ทำให้ COP มีค่าลดลง เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น และความดันที่ด้านเครื่องควบแน่นและอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่น เพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  เพิ่มขึ้นในอัตราส่วนที่มากกว่า  $\dot{Q}_L$  ส่งผลให้ค่า COP มีค่าลดลง เนื่องจากไม่สามารถควบคุมความดันที่ด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยได้

5.2 สรุปผลการทดลองตอนที่ 2 ผลกระทบการเกิดของเหลวอัดตัวของระบบทำความเย็นโดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำ โดยความร้อนที่ป้อนตรงบริเวณเครื่องทำระเหยคงที่

#### 5.2.1 อัตราการทำความเย็นของเครื่องทำระเหย ( $\dot{Q}_L$ )

1. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 80 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 10 g/s , 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยลดลง ทำให้ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอและอุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_L$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

2. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 85 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยลดลง แต่ที่อัตราการไหล 30 g/s และ 50 g/s มีอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอน้อยกว่าที่อัตราการไหล 10 g/s และอุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นอัตราการไหล 30 g/s มีค่าสูงกว่าที่อัตราการไหล 10 g/s ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_L$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

3. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 150 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยลดลง แต่ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอนี้มีค่าเท่ากัน และที่อุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_L$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

4. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 300 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลง และด้านเครื่องทำระเหยคงที่ แต่ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอนี้มีค่าเท่ากัน และที่อุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_L$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

5. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 390 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลง และด้านเครื่องทำระเหยคงที่ แต่ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอนี้มีค่าเท่ากัน และที่อุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_L$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

### 5.2.2 อัตราการถ่ายเทความร้อนของเครื่องควบแน่น ( $\dot{Q}_H$ )

1. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 80 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_H$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยลดลงเนื่องจากอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น ทำให้อัตราการไหลที่ 10 g/s ที่ อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่อง

ความแน่นมีค่ามากกว่า ทำให้มีค่า  $\dot{Q}_H$  มากกว่าที่อัตราการไหลที่ 30 g/s และ 50 g/s ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_H$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

2.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 85 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 10 g/s , 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_H$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลง และด้านเครื่องทำระเหยคงที่ ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอ ของอัตราการไหลที่ 10 g/s มีค่ามากกว่าอัตราการไหลที่ 30 g/s และ 50 g/s แต่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าน้อยกว่าอัตราการไหลที่ 30 g/s และ 50 g/s แต่ทำให้ค่า  $\dot{Q}_H$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

3.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 150 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_H$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยลดลง ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอมีค่าเท่ากัน และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_H$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

4.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 300 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s  $\dot{Q}_H$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลง และด้านเครื่องทำระเหยคงที่ ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอ มีค่าเท่ากัน และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_H$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

5.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 390 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{Q}_H$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลง และด้านเครื่องทำระเหยคงที่ ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอ มีค่าเท่ากัน และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิตรงทางออกเครื่องควบแน่นมีค่าลดลง ส่งผลให้ค่า  $\dot{Q}_H$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

### 5.2.3 งานที่ป้อนให้แก่เครื่องอัด ( $\dot{W}_c$ )

1.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 80 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 10 g/s , 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{W}_c$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลง และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอมีค่าลดลง แต่

อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น และที่อัตราการไหลที่ 10 g/s ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่า  $\dot{W}_c$  มากกว่าที่อัตราการไหลที่ 30 g/s และ 50 g/s แต่ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอ ที่อัตราการไหลที่ 30 g/s และ 50 g/s มีค่าเท่ากัน ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

2.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 85 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 10 g/s , 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{W}_c$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลงเนื่องจากอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น แต่ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอมีค่าเท่ากัน โดยทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเท่ากัน ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

3.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 150 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{W}_c$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นและความดันด้านเครื่องทำระเหยลดลงเนื่องจากอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอมีค่าลดลง แต่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น โดยทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเท่ากัน ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

4.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 300 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{W}_c$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลง ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอมีค่าเท่ากัน อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่ามากขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น

5.เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 390 W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 30 g/s และ 50 g/s ทำให้  $\dot{W}_c$  มีค่าเพิ่มขึ้น เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้ความดันด้านเครื่องควบแน่นลดลง ที่อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอมีค่าเท่ากัน และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นเพิ่มสูงขึ้น โดยทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่ามากขึ้น ส่งผลให้ค่า  $\dot{W}_c$  มีแนวโน้มเพิ่มมากขึ้น



### 5.2.4 ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะของระบบทำความเย็น (COP)

1. เมื่อป้อนความร้อนให้แก่ระบบเข้าสู่เครื่องทำระเหยคงที่ 85-W, 85-W, 150-W, 300-W และ 390W โดยที่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น 10 g/s, 30 g/s และ 50 g/s ทำให้ COP มีค่าลดลง เนื่องจากค่าความร้อนที่ป้อนเพิ่มขึ้นทำให้  $Q_L$  มีค่าเพิ่มขึ้น แต่ความดันด้านเครื่องควบแน่นและด้านเครื่องทำระเหยลดลง ทำให้อุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องอัดไอเพิ่มขึ้น และอุณหภูมิตรงทางเข้าเครื่องควบแน่นมีค่าเพิ่มขึ้น ทำให้ค่าเอนทาลปีมีค่าเพิ่มขึ้น ส่งผลให้ค่า  $W_c$  เพิ่มขึ้นในอัตราส่วนที่มากกว่า  $Q_L$  ส่งผลให้ค่า COP มีค่าลดลง เนื่องจากไม่สามารถควบคุมความดันที่ด้านเครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยได้

จากผลการทดลองที่ผ่านมาทั้ง 2 กรณีที่ศึกษาผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดตัวเกิดได้ทั้งการที่เพิ่ม-ลดความร้อนที่ป้อนที่เครื่องทำระเหยการไหลของน้ำที่เครื่องควบแน่นการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดตัวพร้อมกันทั้ง 2 กรณีแต่ด้วยข้อจำกัดเกี่ยวกับตัวระบบเครื่องทำความเย็นที่มีขีดจำกัด ทั้งทางด้านการอ่านค่าจากตัวเซ็นเซอร์ตรวจจับอุณหภูมิและเรื่องการถ่ายเทความร้อนด้วยน้ำเพียงอย่างเดียวจึงไม่มีตัวเปรียบเทียบกับการถ่ายเทความร้อนรูปแบบอื่น สิ่งสำคัญที่ผลการทดลองที่ออกมาเกิดข้อผิดพลาดคือ การที่ไม่สามารถควบคุมความดันที่เครื่องควบแน่นและเครื่องทำระเหยให้เป็นไปตามทฤษฎีได้ ในครั้งต่อไปถ้าได้ศึกษาเกี่ยวกับการศึกษาผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดอีกต่อไปภายภาคหน้า ก็อาจมีโปรแกรมคอมพิวเตอร์ที่สามารถวิเคราะห์ผลโดยการที่แม่นยำมากกว่านี้ และสามารถศึกษาพัฒนาการผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดของระบบทำความเย็นแบบจริง (Actual Refrigeration Cycles) ได้

### 5.3 วิจัยและข้อเสนอแนะในการทดลอง

1. จากการทดลองไม่สามารถควบคุมระบบทำความเย็นให้เกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดตัวได้ แต่ทั้งสองนี้จะเกิดขึ้นอยู่แล้วในระบบ การที่จะควบคุมให้เกิดเพียงอย่างเดียวอย่างหนึ่งนั้นจะต้องอาศัยอุปกรณ์ที่มีจุดแสดงความดันและอุณหภูมิมากกว่าที่ได้ใช้ในการทดลอง เพื่อจะได้ทราบค่าต่างๆที่ละเอียดมากขึ้นและมาวิเคราะห์หาวิธีควบคุมให้เกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดที่เห็นได้ชัดมากขึ้น

2. จากการทดลองด้าป้อนความร้อนเข้าสู่เครื่องทำระเหยมากขึ้นระบบเครื่องทำความเย็นจะตัดการทำงานโดยที่ความดันด้านเครื่องควบแน่นเกิน 1400 kPa ที่อัตราการหล่อเย็นของน้ำที่อุณหภูมิห้อง ซึ่งส่งผลให้การทดลองไม่ต่อเนื่องและมีผลถึงการคำนวณค่าตัวแปรต่างๆ

3. สามารถลดอุณหภูมิของน้ำหล่อเย็นลงมา ( ใช้น้ำแข็ง ) เพื่อให้ระบบทำงานได้ต่อเนื่องมากที่สุดที่การป้อนความร้อนที่เครื่องทำระเหยที่ค่าต่างๆ

4. ก่อนการทดลองโดยใช้เครื่องทำความเย็นต้องมีการศึกษาคู่มือของเครื่องให้ละเอียดก่อนทำการทดลอง เพื่อจะได้รู้การทำงานของระบบและถ้ามีปัญหาจะได้แก้ไขได้ทัน

5. จากการวิเคราะห์ผลกระทบการเกิดของเหลวอัด ทำให้ทราบว่าค่าการทำความเย็นของระบบมีค่าเพิ่มขึ้นและค่าการถ่ายเทความร้อนก็เพิ่มขึ้น และงานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอมิค่าเท่าเดิมทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะเพิ่มขึ้น

6. จากการวิเคราะห์ผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่ง ทำให้ทราบว่าค่าการทำความเย็นของระบบมีค่าเพิ่มขึ้นและค่าการถ่ายเทความร้อนก็เพิ่มขึ้น แต่งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอมิค่าเพิ่มสูงขึ้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าลดลง

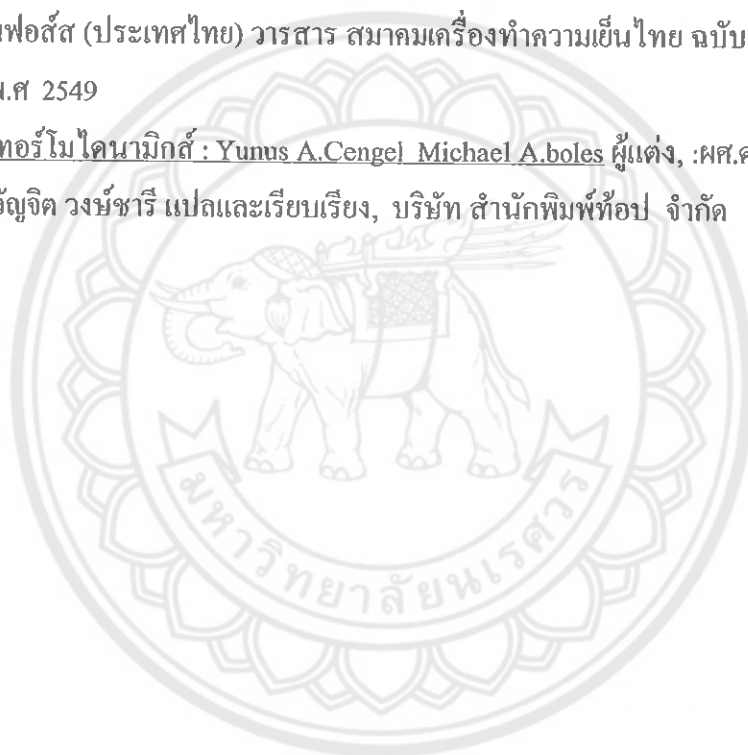
7. จากการวิเคราะห์ผลกระทบการเกิดไอร้อนยวดยิ่งและของเหลวอัดขึ้นพร้อมกัน ทำให้ทราบว่าค่าการทำความเย็นของระบบมีค่าเพิ่มขึ้นและค่าการถ่ายเทความร้อนก็เพิ่มขึ้น แต่งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอมิค่าเพิ่มสูงขึ้นทำให้ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะมีค่าลดลง

8. ค่าที่ระบบทำงานแล้วมีประสิทธิภาพสูงที่สุดได้แก่ ผลกระทบของการเกิดของเหลวอัดและไอร้อนยวดยิ่งขึ้นพร้อมกันที่ อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่ 10 g/s และที่ป้อนความร้อนให้กับเครื่องทำระเหยที่ 85 W โดยมีค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะที่ 5.55

9. ในการทำการทดลองเราควรที่ควบคุมความดันที่ด้าน (High pressure) และ (Low pressure) ให้มีค่าคงที่ จะทำให้ผลการทดลองที่ออกมามีความถูกต้องและแม่นยำ

## บรรณานุกรม

1. คู่มือปฏิบัติการ EDUCATION AND TRAINING EQUIPMENT , P.A. HILTON LIMITED  
Horsebridge Mill, King's Somborne, Stockbridge, Hampshire, SO20 6PX, England
2. ACTUAL REFRIGERATION CYCLES. Roy J. Dossat , Thomas J. Horan . 5<sup>th</sup> ed.  
Ferris State University.
3. บทความวิชาการ Superheat Subcooling and System Efficiency : โดยคุณดิลก ปาณานนท์  
บจก.แดนฟอสส์ (ประเทศไทย) วารสาร สมาคมเครื่องทำความเย็นไทย ฉบับที่ 17 ประจำเดือน  
เมษายน พ.ศ 2549
4. หนังสือ เทอร์โมไดนามิกส์ : Yunus A.Cengel Michael A.boles ผู้แต่ง, :ผศ.ดร.สมชัย อัครทิวา  
อาจารย์ขวัณจิต วงษ์ขารี แปลและเรียบเรียง, บริษัท สำนักพิมพ์ท็อป จำกัด





ตารางที่ 1 ตารางบันทึกผลการทดลอง

	ค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย(W)														
	80 W			85 W			150 W			300 W			390 W		
	10	30	50	10	30	50	10	30	50	10	30	50	10	30	50
อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องความแน่น (g/s)															
ความดันที่เครื่องความแน่น ( $kN.m^{-2}$ )	1426.3	1270.3	1230.3	1376.3	1220.3	1181.3									
ความดันที่เครื่องทำระเหย ( $kN.m^{-2}$ )	121.3	101.3	101.3	101.3	101.3	101.3									
อุณหภูมิขาเข้าเครื่องอัดไอ ( $t_1, ^\circ C$ )	-4.6	-5.7	-5.5	-3.7	-5.1	-5.1									
อุณหภูมิขาเข้าเครื่องความแน่น ( $t_2, ^\circ C$ )	76.3	64.4	69.6	58.3	63.8	66.6									
อุณหภูมิขาเข้าวาล์วลดความดัน ( $t_3, ^\circ C$ )	31.6	29.5	28.5	27	27.2	25.5									
อุณหภูมิขาเข้าเครื่องทำระเหย ( $t_4, ^\circ C$ )	-29.4	-31.1	-31.6	-35.4	-34.8	-35.9									
อุณหภูมิขาเข้าของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องความแน่น ( $t_5, ^\circ C$ )	34.7	32.1	30.8	35	30.9	29.3									
อุณหภูมิขาออกของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องความแน่น ( $t_6, ^\circ C$ )	38.6	33.9	32	37.2	32.1	30									
อัตราการไหลของสารทำความเย็น (g/s)	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5	0.5									
ความเร็วของมอเตอร์ที่เครื่องอัดไอ (rpm)	480	481	481	482	482	482									
แรงบิดของมอเตอร์ที่เครื่องอัดไอ (N)	7	7	7	6	6	6									

หมายเหตุ \* ระบบตัดการทำงานเนื่องจากความดันที่เครื่องความแน่นมีความดันเกิน 1400 kPa

ตารางที่ 2 แสดงผลการทดลองการเกิดไฮรอนยวดยิ่งของระบบทำความเย็น

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็น (g/s)	ค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำความเย็น (W)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องไฮโด (°C/°F)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องความเย็น (°C/°F)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องความเย็น (°C/°F)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องความเย็น (°C/°F)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องความเย็น (°C/°F)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่องความเย็น (°C/°F)	การทำความเย็นที่เครื่องทำความเย็น (W)	อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องทำความเย็น (W)	งานที่ป้อนให้เครื่องไฮโด (W)	COP
10	80	301	357	141	141	80	108	28	2.86		
	85	303	334	131	131	86	101.5	15.5	5.55		
	150										
30	300										
	390										
	80	299	344	139	139	80	102.5	22.5	3.56		
	85	300	343	135	135	82.5	104	21.5	3.84		
50	150	300	352	143	143	157	209	52	3.02		
	300	301	357	142	142	318	430	112	2.84		
	390	300	355	142	142	395	532.5	137.5	2.87		
	80	301	350	138	138	81.5	106	24.5	3.33		
	85	300	348	130	130	85	109	24	3.54		
	150	300	356	138	138	162	218	56	2.89		
300	301	360	140	140	322	440	118	2.73			
390	299.5	358	141	141	396.25	542.5	146.25	2.71			

หมายเหตุ \* ระบบตัดการทำงานเนื่องจากความดันที่เครื่องความเย็นมีความดันเกิน 1400 kPa

ตารางที่ 3 แสดงผลการทดลองการเกิดของเหลวอัดของระบบทำความเย็น

ค่าความร้อนที่ป้อนให้ เครื่องทำความเย็น (W)	อัตราการไหลของน้ำ หล่อเย็น (g/s)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่อง อัดไอ (K/°C)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่อง ความเย็น (K/°C)	อุณหภูมิที่ทางเข้าเครื่อง ความเย็น (K/°C)	อุณหภูมิที่ทางเข้าตัวลด ความดัน (K/°C)	อุณหภูมิที่ทางเข้า เครื่องทำความเย็น (K/°C)	การทำความเย็นที่เครื่อง ทำความเย็น (W)	อัตราการจ่ายความเย็นที่เครื่อง ทำความเย็น (W)	งานที่ป้อนให้เครื่อง อัดไอ (W)	COP	
80	10	301	357	141	141	141	80	108	28	2.86	
	30	299	344	139	139	139	80	102.5	22.5	3.56	
	50	301	350	138	138	138	81.5	106	24.5	3.33	
85	10	303	334	131	131	131	86	101.5	15.5	5.55	
	30	300	343	135	135	135	82.5	104	21.5	3.84	
	50	300	348	130	130	130	85	109	24	3.54	
150	10	* ระบบัดการทำงาน									
	30	300	352	143	143	143	157	209	52	3.02	
	50	300	356	138	138	138	162	218	56	2.89	
300	10	* ระบบัดการทำงาน									
	30	301	357	142	142	142	318	430	112	2.84	
	50	301	360	140	140	140	322	440	118	2.73	
390	10	* ระบบัดการทำงาน									
	30	300	355	142	142	142	395	532.5	137.5	2.87	
	50	299.5	358	141	141	141	396.25	542.5	146.25	2.71	

หมายเหตุ \* ระบบัดการทำงานเนื่องจากความดันที่เครื่องความเย็นมีความดันเกิน 1400 kPa







### 1. แสดงการคำนวณการเกิดไอร้อนยวดยิ่งของระบบทำความเย็น

โดยที่ให้อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่นคงที่ แต่เพิ่มความร้อนที่ป้อนให้แก่เครื่องทำระเหย

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $10 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $80 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}$ )  $0.5 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทัลปี คือ  $h_1 = 301 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 357 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 141 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 141 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$\begin{aligned} Q_L^\circ &= 0.5(301 - 141) \\ &= 80 \text{ W} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$\begin{aligned} Q_H^\circ &= 0.5(357 - 141) \\ &= 108 \text{ W} \end{aligned}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$\begin{aligned} W^\circ &= 0.5(357 - 301) \\ &= 28 \text{ W} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{80}{28} = 2.86$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $10 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $85 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ )  $0.5 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้อ่านค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 303 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 334 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 131 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 131 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$\begin{aligned} Q_L^\circ &= 0.5(303 - 131) \\ &= 86 \text{ W} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$\begin{aligned} Q_H^\circ &= 0.5(334 - 131) \\ &= 108 \text{ W} \end{aligned}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$\begin{aligned} W^\circ &= 0.5(334 - 303) \\ &= 15.5 \text{ W} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{86}{15.5} = 5.55$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $30 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $80 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ )  $0.5 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้อ่านค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 299 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 344 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 139 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 139 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$\begin{aligned} Q_L^\circ &= 0.5(299 - 139) \\ &= 80 \text{ W} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 0.5(344 - 139)$$

$$= 102.5 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 0.5(344 - 299)$$

$$= 22.5 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{80}{22.5} = 3.56$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 30 g/s และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 85 W และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ ) 0.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 343 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 135 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 135 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 0.5(300 - 135)$$

$$= 82.5 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 0.5(343 - 135)$$

$$= 104 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 0.5(343 - 300)$$

$$= 21.5 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{82.5}{21.5} = 3.84$$

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $30 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $150 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ )  $1 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 352 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 143 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 143 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 1(300 - 143) \\ = 157 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 1(352 - 143) \\ = 209 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 1(352 - 300) \\ = 52 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{157}{52} = 3.02$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $30 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $300 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ )  $2 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 301 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 357 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 142 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 142 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 2(301 - 142)$$

$$= 318 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 2(357 - 142)$$

$$= 430 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 2(357 - 301)$$

$$= 112 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{318}{112} = 2.84$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 30 g/s และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 390 W และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_{ref}$ ) 2.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ว่าค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 355 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 142 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 142 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 2.5(300 - 142)$$

$$= 395 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 2.5(355 - 142)$$

$$= 532.5 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 2.5(355 - 300)$$

$$= 137.5 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{395}{137.5} = 2.87$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $50 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $80 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ )  $0.5 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 301 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 350 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 138 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 138 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 0.5(301 - 138)$$

$$= 81.5 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 0.5(350 - 138)$$

$$= 106 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 0.5(350 - 301)$$

$$= 24.5 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{81.5}{24.5} = 3.33$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $50 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $85 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}$ )  $0.5 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 348 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 130 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 130 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$\begin{aligned} Q_L^\circ &= 0.5(300 - 130) \\ &= 85 \text{ W} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$\begin{aligned} Q_H^\circ &= 0.5(348 - 130) \\ &= 109 \text{ W} \end{aligned}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$\begin{aligned} W^\circ &= 0.5(348 - 300) \\ &= 24 \text{ W} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{85}{24} = 3.54$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $50 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $150 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}$ )  $1 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 356 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 138 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 138 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$\begin{aligned} Q_L^\circ &= 1(300 - 138) \\ &= 162 \text{ W} \end{aligned}$$



อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 1(356 - 138) \\ = 218 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 1(356 - 300) \\ = 56 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{162}{56} = 2.89$$

- อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $50 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $300 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ )  $2 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ว่าค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 301 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 360 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 140 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 140 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 2(301 - 140) \\ = 322 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 2(360 - 140) \\ = 440 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 2(360 - 301) \\ = 118 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{322}{118} = 2.73$$

อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น  $50 \text{ g/s}$  และค่าความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย  $390 \text{ W}$  และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ )  $2.5 \text{ g/s}$  จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทัลปี คือ  $h_1 = 299.5 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 358 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 141 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 141 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$\begin{aligned} Q_L^\circ &= 2.5(299.5 - 141) \\ &= 396.25 \text{ W} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$\begin{aligned} Q_H^\circ &= 2.5(358 - 141) \\ &= 542.5 \text{ W} \end{aligned}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$\begin{aligned} W^\circ &= 2.5(358 - 299.5) \\ &= 146.25 \text{ W} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{396.25}{146.25} = 2.71$$

## 2. แสดงการคำนวณการเกิดของเหลวอัดของระบบทำความเย็น

โดยที่ป้อนความร้อนให้แก่เครื่องทำระเหยที่ แต่เพิ่มอัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น

ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 80 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 10 g/s อัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}$ ) 0.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทัลปี คือ  $h_1 = 301 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 357 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 141 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 141 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 0.5(301 - 141) \\ = 80 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 0.5(357 - 141) \\ = 108 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 0.5(357 - 301) \\ = 28 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{80}{28} = 2.86$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 80 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 30 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_{ref}$ ) 0.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 299 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 344 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 139 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 139 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 0.5(299 - 139) \\ = 80 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 0.5(344 - 139) \\ = 102.5 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 0.5(344 - 299) \\ = 22.5 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{80}{22.5} = 3.56$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 80 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 50 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_{ref}$ ) 0.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 301 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 350 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 138 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 138 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 0.5(301 - 138) \\ = 81.5 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 0.5(350 - 138)$$

$$= 106 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 0.5(350 - 301)$$

$$= 24.5 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{81.5}{24.5} = 3.33$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 85 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 10 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ ) 0.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 303 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 334 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 131 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 131 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 0.5(303 - 131)$$

$$= 86 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 0.5(334 - 131)$$

$$= 108 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 0.5(334 - 303)$$

$$= 15.5 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{86}{15.5} = 5.55$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 85 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 30 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ ) 0.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 343 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 135 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 135 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$\begin{aligned} Q_L^\circ &= 0.5(300 - 135) \\ &= 82.5 \text{ W} \end{aligned}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$\begin{aligned} Q_H^\circ &= 0.5(343 - 135) \\ &= 104 \text{ W} \end{aligned}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$\begin{aligned} W^\circ &= 0.5(343 - 300) \\ &= 21.5 \text{ W} \end{aligned}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{82.5}{21.5} = 3.84$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 85 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 50 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ ) 0.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 348 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 130 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 130 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 0.5(300 - 130)$$

$$= 85 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 0.5(348 - 130)$$

$$= 109 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 0.5(348 - 300)$$

$$= 24 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{85}{24} = 3.54$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 150 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 30 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ ) 1 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้อ่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 352 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 143 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 143 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 1(300 - 143)$$

$$= 157 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 1(352 - 143)$$

$$= 209 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 1(352 - 300)$$

$$= 52 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{157}{52} = 3.02$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 150 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 50 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}^\circ$ ) 1 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ว่าค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 356 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 138 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 138 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}^\circ (h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 1(300 - 138)$$

$$= 162 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 1(356 - 138)$$

$$= 218 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}^\circ (h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 1(356 - 300)$$

$$= 56 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{162}{56} = 2.89$$



- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 300 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 30 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}$ ) 2 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 301 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 357 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 142 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 142 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = m_{ref}(h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 2(301 - 142) \\ = 318 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = m_{ref}(h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 2(357 - 142) \\ = 430 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = m_{ref}(h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 2(357 - 301) \\ = 112 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น (COP) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{318}{112} = 2.84$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 300 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 50 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $m_{ref}$ ) 2 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 301 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 360 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 140 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 140 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 2(301 - 140)$$

$$= 322 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 2(360 - 140)$$

$$= 440 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 2(360 - 301)$$

$$= 118 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{322}{118} = 2.73$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 390 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 30 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_{ref}$ ) 2.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ว่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 300 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 355 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 142 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 142 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 2.5(300 - 142)$$

$$= 395 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 2.5(355 - 142)$$

$$= 532.5 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 2.5(355 - 300) \\ = 137.5 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{395}{137.5} = 2.87$$

- ความร้อนที่ป้อนให้เครื่องทำระเหย 390 W และที่อัตราการไหลของน้ำหล่อเย็นที่เครื่องควบแน่น 50 g/s และอัตราการไหลของสารทำความเย็น ( $\dot{m}_{ref}$ ) 2.5 g/s จากแผนภูมิ P-h diagram จะได้ค่าของเอนทาลปี คือ  $h_1 = 299.5 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_2 = 358 \text{ kJ/kg}$ ,  $h_3 = 141 \text{ kJ/kg}$  และ  $h_4 = 141 \text{ kJ/kg}$

การทำความเย็นที่เครื่องทำระเหย ( $Q_L^\circ$ ) จากสมการ  $Q_L^\circ = \dot{m}_{ref}(h_1 - h_4)$

$$Q_L^\circ = 2.5(299.5 - 141) \\ = 396.25 \text{ W}$$

อัตราการถ่ายเทความร้อนที่เครื่องควบแน่น ( $Q_H^\circ$ ) จากสมการ  $Q_H^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_3)$

$$Q_H^\circ = 2.5(358 - 141) \\ = 542.5 \text{ W}$$

งานที่ป้อนให้เครื่องอัดไอ ( $W^\circ$ ) จากสมการ  $W^\circ = \dot{m}_{ref}(h_2 - h_1)$

$$W^\circ = 2.5(358 - 299.5) \\ = 146.25 \text{ W}$$

สัมประสิทธิ์สมรรถนะการทำความเย็น ( $COP$ ) จากสมการ  $COP = \frac{Q_L^\circ}{W^\circ}$

$$COP = \frac{396.25}{146.25} = 2.71$$



วัฏจักรการทำความเย็นของจริง (Actual Refrigerating Cycles)

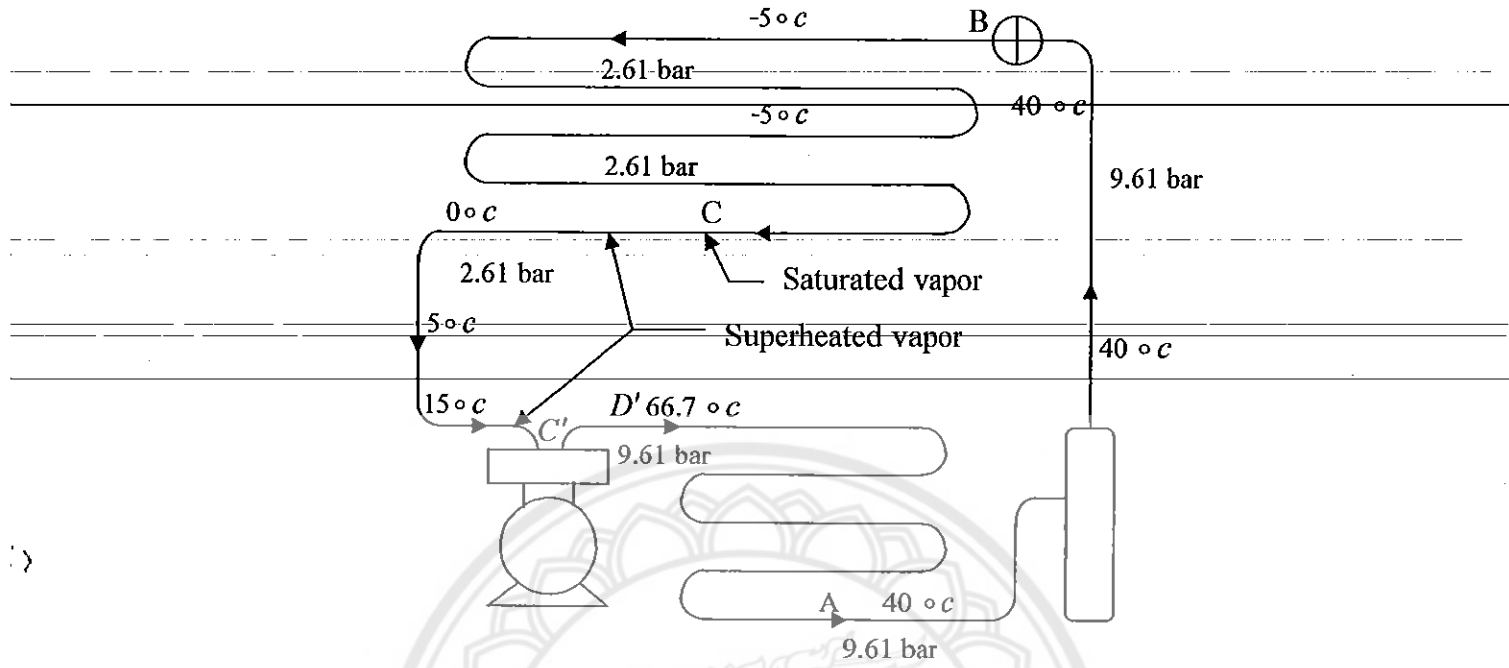
## วัฏจักรการทำความเย็นของจริง (Actual Refrigerating Cycles)

### 1. ข้อแตกต่างจากวัฏจักรอิ่มตัวอย่างง่าย (Deviation from the simple Saturated)

ในวัฏจักรการทำความเย็นจริงมีสิ่งที่แตกต่างกันไปจากวัฏจักรอิ่มตัวอย่างง่าย สำหรับเหตุผลนี้มีสมมุติฐานที่แน่นอนว่า วัฏจักรอิ่มตัวอย่างง่ายไม่สามารถให้ค่าที่ถูกต้องสำหรับวัฏจักรจริง ตัวอย่างเช่น ในวัฏจักรอิ่มตัวอย่างง่าย จะไม่คิดผลของความดันที่สูงเกินไปเมื่อสารทำความเย็นไหลผ่านส่วนทำระเหย ส่วนคอนเดนเซอร์ และส่วนอื่น ๆ นอกจากนี้ยังไม่พิจารณาถึงผลกระทบของเหลวอัดตัว และ ไอร้อนยิ่งยวดทางด้านดูด การอัดของคอมเพรสเซอร์ก็ถูกสมมุติให้เป็นการอัดแบบไอเซนโทรปิก ในส่วนต่าง ๆ ทั้งหมดในต่อไปนี้จะ เป็นประโยชน์สำหรับการศึกษารายละเอียดของผลกระทบบนวัฏจักรที่เกิดขึ้น

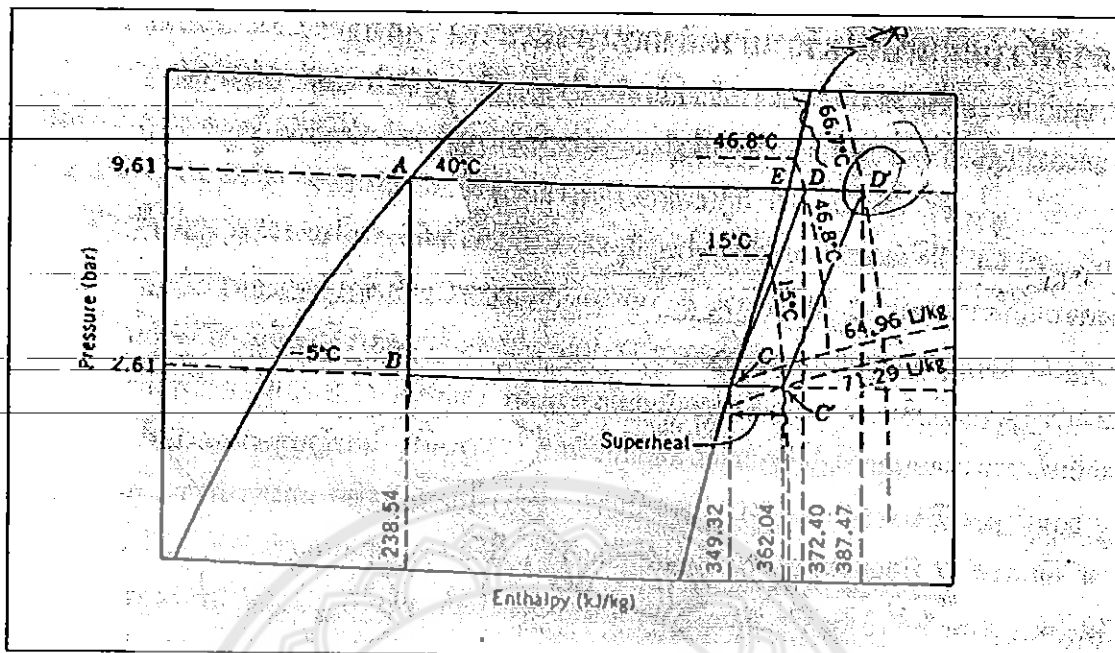
### 2. ผลกระทบของไอคงทางด้านดูดของไอ (The Effect of Superheating the Suction water)

ในวัฏจักรอิ่มตัวทางด้านดูดจะสมมุติขอบเขตให้มาถึงด้านดูดที่ทางเข้าของ คอมเพรสเซอร์ ขณะที่ไออิ่มตัวที่อุณหภูมิและความดันของการระเหย แต่จะเป็นจริงไม่บ่อยนักในทางปฏิบัติ หลังจากที่สารทำความเย็นที่เป็นของเหลวระเหยกลายเป็นไอหมดในส่วนทำระเหย ที่เย็น บ่อยครั้งที่ไออิ่มตัวจะมีการดูดกลืนความร้อน ไปเรื่อย ๆ และด้วยเหตุผลนี้จึงทำให้กลายเป็น ไอร้อนยิ่งยวก่อนมาถึงคอมเพรสเซอร์ (รูป 1)



รูปที่ 1 แผนภาพแสดงไอร้อนชนิดยิ่งที่เกิเกิดขึ้นที่การไหลของของเหลวกลายเป็นไอหมดที่จุด c – ไอ  
อิมตัวจะดูดกลืนความร้อนเข้าไปเรื่อยๆถึงจุด c'

- ขอบเขตของไอที่คอมเพรสเซอร์ในสภาวะไอร้อนชนิดยิ่งสังเกตได้ว่าอุณหภูมิด้านจ่ายก็จะสูงขึ้น  
บน ph diagram ในรูป 1 วัฏจักรอิมตัวอย่างง่ายถูกเปรียบเทียบที่จุดทางด้านจุดหนึ่งกับคือ ไอร้อน  
ยิ่งยวดจาก -5 C ถึง 15 C จุด A, B, C, D, และ E กำหนดเป็นวัฏจักรไออิมตัว และจุด A, B, C' D'  
และ E แสดงถึงวัฏจักรไอร้อนชนิดยิ่ง



รูปที่ 2 แผนภาพ P-h ของ R-12 แสดงการเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรไออิมตัวกับไอร้อนยวดยิ่ง ถ้าผลของความดันสูญเสียที่เกิดขึ้นเล็กน้อยจากการไหลของไอน์ด้านท่อคูดจะไม่นำมาพิจารณาอาจจะสมมุติว่าความดันของไอน์ด้านคูดจะยังเหลืออยู่ในระหว่างไอร้อนยวดยิ่ง กล่าวคือ หลังจากไอร้อนยวดยิ่งความดันไอน์ด้านคูดเข้าของเครื่องอัด ไอน์ยังคงเหมือนกับความดันจากการระเหยจากส่วนทำระเหย สมมุติฐานนี้ จุด C' สามารถบอกที่ตั้งบนแผนภาพ ph ดังต่อไปนี้ เส้นของความดันคงที่จากจุด C ถึงจุดที่ตัดกับเส้นของอุณหภูมิคงที่ที่ 15 °C ที่จุด D' หากจากเส้นของเอ็นโทรปีคงที่ จากจุด C' ถึงเส้นของความดันคงที่ตรงกับความดันที่เครื่องควบแน่น

ในรูป 8-2 คุณสมบัติของไอคงที่จุด C' และ D' อ่านค่าได้จากตาราง 16-2 ดังนี้

ที่จุด C'

$P = 2.61 \text{ bar}$

$T = 15^\circ\text{C}$

$V = 71.29 \text{ L/kg}$

$h = 362.04 \text{ kJ/kg}$

$S = 1.6028 \text{ kJ/kg.K}$

ที่จุด D'

$P = 9.61 \text{ bar}$

$T = 66.7^\circ\text{C}$

$V = 21.05 \text{ L/kg}$

$h = 387.47 \text{ kJ/kg}$

$S = 1.6028 \text{ kJ/kg.K}$  (เหมือนกันกับจุด C')

บนแผนภาพ ph กระบวนการ C ไป C' แสดงถึงไอร้อนยวดยิ่งของไอน์ด้านคูด จาก -5 °C ถึง 15 °C ที่ความดันการระเหยกลายเป็นไอและผลต่างระหว่างเอนทาลปีของไอน์เหล่านี้ คือจำนวน

ปริมาณความร้อนที่ต้องการให้ไอร้อนยวดยิ่งแต่ละกิโลกรัมของสารทำความเย็นในการเปรียบเทียบ  
2 วัฏจักร ดังนี้

1. ความร้อนจากการอัดต่อกิโลกรัมของวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่งจะมากกว่าวัฏจักรอิมพัลส์มาก  
สำหรับวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่งความร้อนจากการอัดคือ

$$\begin{aligned} h_{d'} - h_{c'} &= 387.47 \text{ kJ/kg} - 362.04 \text{ kJ/kg} \\ &= 25.43 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

เหมือนกันที่สำหรับวัฏจักรอิมพัลส์ ความร้อนจากการอัดคือ

$$\begin{aligned} h_d - h_c &= 372.40 \text{ kJ/kg} - 349.32 \text{ kJ/kg} \\ &= 23.08 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

ในตัวอย่างคร่าว ๆ นี้ ความร้อนของการอัดต่อกิโลกรัม จะดีกว่าวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่ง โดย

$$\frac{25.43 - 23.08}{23.08} \times 100 = 10\%$$

2. สำหรับที่อุณหภูมิและความดันคงที่ การควบแน่นเหมือนกันอุณหภูมิทางด้านจ่ายของ  
คอมเพรสเซอร์ ถูกพิจารณาว่าวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่งจะสูงกว่าวัฏจักรอิมพัลส์ ในกรณีนี้เปรียบเทียบ  
ระหว่างอุณหภูมิที่วัฏจักรไอร้อนยวดยิ่งที่  $66.7^\circ\text{C}$  กับวัฏจักรอิมพัลส์ที่  $46.75^\circ\text{C}$

3. สำหรับวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่ง ความร้อนที่ต้องถ่ายเททิ้งในส่วนควบแน่นต่อกิโลกรัมมี  
มากกว่าวัฏจักรอิมพัลส์ เพราะการเพิ่มจากการดูดกลืนความร้อนโดยไอกลายเป็นไอร้อนยวดยิ่ง  
และการเพิ่มขึ้นของความร้อนจากการอัดไอเพียงเล็กน้อย สำหรับวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่ง ความร้อน  
ถ่ายเททิ้งต่อปอนด์คือ

$$\begin{aligned} h_{d'} - h_a &= 387.47 \text{ kJ/kg} - 238.54 \text{ kJ/kg} \\ &= 148.93 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

และสำหรับวัฏจักรอิมพัลส์ความร้อนถ่ายเททิ้งคือ

$$\begin{aligned} h_d - h_a &= 372.40 \text{ kJ/kg} - 238.54 \text{ kJ/kg} \\ &= 133.86 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

สำหรับวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่งจะเพิ่มขึ้น

$$\frac{148.93 - 133.86}{133.86} \times 100 = 11.26\%$$

ข้อสังเกตว่าการเพิ่มขึ้นของความร้อนที่ต้องถ่ายเททิ้งในส่วนควบแน่นของส่วนวัฏจักรไอ  
ร้อนยวดยิ่ง ทั้งหมดจะเป็นความร้อนสัมผัส จำนวนความร้อนแฝงที่ถ่ายเททิ้งต่อกิโลกรัมจะเท่ากัน  
ทั้ง 2 วัฏจักร หมายความว่าในวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่ง จำนวนของความร้อนสัมผัสขึ้นอยู่กับ ตรง



กลางของการควบแน่นก่อนที่จะเริ่มเกิดการควบแน่นมากกว่าและส่วนของเครื่องควบแน่นจะใช้ในการปล่อยไอเย็นถึงอุณหภูมิอิ่มตัวของมันมากกว่า

สมมุติว่าความดันไอทางด้านดูดยังคงที่ระหว่างเกิดไอร้อนยวดยิ่ง ปริมาตรของไอเพิ่มขึ้นตามอุณหภูมิประมาณค่าจาก Charles Law ฉะนั้นปริมาตรจำเพาะของไอร้อนยวดยิ่ง จะมากกว่าไออิ่มตัวเสมอที่ความดันเดียวกัน ตัวอย่างเช่น รูป 8-2 ปริมาตรจำเพาะของไอด้านดูดเพิ่มขึ้นจาก 64.96 L/kg ที่สภาวะอิ่มตัว ถึง 71.29 L/kg เมื่อเป็นไอร้อนยวดยิ่งที่ 15 °C หมายความว่าแต่ละกิโลกรัมของสารทำความเย็นที่หมุนเวียน เครื่องอัดไอต้องอัดปริมาตรของไอดีไอเป็นไอร้อนยวดยิ่งมากกว่าถ้าไอเป็นไออิ่มตัว สำหรับเหตุผลนี้ทุกๆระยะทางที่ไอถูกทำให้เป็นไอร้อนยวดยิ่งก่อนจะถึงทางเข้าเครื่องอัดไอมวลของสารทำความเย็นที่ไหลโดยเครื่องอัดไอของทุก ๆ การกระจัดที่ให้จะน้อยกว่าเมื่อไอด้านดูดถึงเครื่องอัดไอ ในสภาวะอิ่มตัวเสมอ ซึ่งความดันก็ให้ค่าเช่นเดียวกัน

ผลกระทบของไอร้อนยวดยิ่งของไอด้านดูดขึ้นอยู่กับความจุของระบบและ COP กำหนดโดยสถานที่และวิธีการทำไอร้อนยวดยิ่งและขึ้นกับการ ดูดกลืน ไอภายใต้ความดันของไอร้อนยวดยิ่ง ซึ่งจะก่อให้เกิดการทำความเย็นต่อไป

### 3. วัฏจักรทำความเย็นแบบไอร้อนยวดยิ่ง ที่ไม่ได้นำมาใช้ทำความเย็นเต็มที่ (Superheating without Useful Cooling)

โดยกำหนดให้ด้านดูดของปั๊มมีสถานะเป็นไอร้อนยวดยิ่ง โดยที่อุณหภูมิและปริมาตรจะไม่เหมือนกับการใช้กฎของ Chale เนื่องจากสารทำความเย็นไม่ได้ใช้ให้เกิดประโยชน์อย่างเต็มที่ เมื่อผลกระทบของมวลสารทำความเย็นที่ไหลของวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่ง เหมือนกับวัฏจักรอิ่มตัว เมื่อทำงานที่มีอุณหภูมิของ เครื่องที่ระเหยและอุณหภูมิที่ เครื่องควบแน่นเหมือนกันอย่างไรก็ตาม อัตราการไหลของน้ำยาที่ต้องการต่อประสิทธิภาพความเย็นของ 2 วัฏจักรหาได้จากตัวอย่างวัฏจักรในรูป 8.2

อัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อความสามารถในการทำความเย็นได้ 1 กิโลวัตต์

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \frac{1kW}{h_c - h_a} \\ &= \frac{1kW}{110.79kJ/kg} \\ &= 0.00903kg/s \end{aligned}$$

เมื่อมีอัตราการไหลเชิงมวลเท่ากันระหว่าง 2 วัฏจักรและเมื่อปริมาตรจำเพาะของวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่ง มีมากกว่า ดังนั้นวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่งจะมีการใช้งานที่เครื่องอัดไอมากกว่าวัฏจักร

สารทำความเย็นแบบ อิมตัวสำหรับปริมาณจำเพาะของวัฏจักรทำความเย็นไออิมตัวด้านดูด  
 $v_c = 64.96 \text{ L/kg}$  ดังนั้นอัตราการไหลเชิงปริมาตรต่อกิโลวัตต์

$$\begin{aligned} V &= mv \\ &= 0.00903 \times 64.96 \\ &= 0.5866 \text{ L/s} \end{aligned}$$

สำหรับปริมาณจำเพาะของวัฏจักรทำความเย็นแบบไอร้อนยิ่งยวด ที่ด้านดูด  $v = 71.29$   
 ดังนั้นอัตราการไหลเชิงปริมาตรต่อกิโลวัตต์ความเย็น

$$\begin{aligned} V &= mv \\ &= 0.00903 \times 71.29 \\ &= 0.6438 \text{ L/s} \end{aligned}$$

จะเห็นว่าอัตราการไหลเชิงปริมาตรของวัฏจักร ไอร้อนยิ่งยวดยิ่ง จะเพิ่มขึ้น

$$\left( \frac{0.6438 - 0.5866}{0.5866} \right) \times 100 = 9.75\%$$

ดังนั้นเครื่องอัดไอของวัฏจักร ไอร้อนยิ่งยวดยิ่ง ต้องมีปริมาตรลูกสูบเพิ่มขึ้น 9.75%

เมื่อคิดถึงอัตราการไหลที่เพิ่มขึ้นของวัฏจักรทำความเย็นแบบ ไอร้อนยิ่งยวดยิ่ง ดังนั้นเราจึงสามารถ  
 คิดอัตราทำความเย็นของวัฏจักรทั้ง 2 ได้ ซึ่งเราสามารถหาค่าประสิทธิภาพสมรรถนะของระบบทั้ง  
 2 ได้

สำหรับกำลังที่ต้องการในการทำความเย็นให้ได้ 1 กิโลวัตต์

$$\begin{aligned} W_c &= m(h_d - h_c) \\ &= 0.00903(23.08) \\ &= 0.20841 \text{ kW} \end{aligned}$$

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

$$\text{cop}_{\text{sat}} = \left( \frac{h_c - h_a}{h_d - h_c} \right) = \frac{110.79}{23.08} = 4.8$$

สำหรับวัฏจักรแบบไอร้อนยิ่งยวดยิ่ง งานที่ต้องให้การทำความเย็นต่อ 1 กิโลวัตต์

$$\begin{aligned} W_c &= m(h_{d'} - h_{c'}) \\ &= 0.00903 \times 25.43 \\ &= 0.22963 \text{ kW} \end{aligned}$$

ค่าสัมประสิทธิ์สมรรถนะ

$$cop_{sup} = \frac{h_c - h_a}{h_d - h_c} = \frac{110.79}{25.43} = 4.3$$

สรุป เมื่อเกิดกระบวนการทำความเย็นแบบไอร่อนยวดยิ่ง โดยไม่เกิดประโยชน์จะทำให้เกิดอัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำยามากขึ้นทำให้ต้องมีกำลังของเครื่องอัดไอน้ำมากขึ้นและยังทำให้ต้องมีอุปกรณ์ของเครื่องควบแน่นที่ต้องมีขนาดใหญ่ขึ้นเพื่อระบายความร้อนให้ได้และเครื่องอัดไอน้ำก็ต้องใหญ่ขึ้นเพื่อรองรับการขยายตัวของสารทำความเย็นที่อุณหภูมิสูงขึ้นรวมทั้งอุปกรณ์ต้องมีประสิทธิภาพในการทนความร้อนสูงซึ่งทำให้มีต้นทุนการผลิตที่สูง

#### 4. Superheating ที่มีการใช้ประโยชน์ในการทำความเย็น

สมมติว่าความร้อนทั้งหมดที่กระทำกับไอที่ทางด้านดูดมีการใช้ประโยชน์จริง ผลการทำ ความเย็นต่อหน่วยมวลจะมีจำนวนเท่ากับ ไอร่อนยวดยิ่งในรูปที่ 2.10 สมมติให้ไอร่อนยวดยิ่ง มีการใช้ประโยชน์ ผลการทำ ความเย็นของวัฏจักร ไอร่อนยวดยิ่ง มีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned} Q_c &= h_c - h_a \\ &= 362.04 \text{ kJ/kg} - 238.54 \text{ kJ/kg} \\ &= 123.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

ผลการทำ ความเย็นต่อหนึ่งหน่วยของวัฏจักร ไอร่อนยวดยิ่งจะดีกว่าวัฏจักรอิมพัลส์แต่ อัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อหน่วย capacity ของวัฏจักรไอร่อนยวดยิ่งจะน้อยกว่าวัฏจักรอิมพัลส์ที่อัตราการไหลของสารทำความเย็นต่อหน่วยกิโวลต์ของวัฏจักรอิมพัลส์มีค่าเท่ากับ 0.00903 kg/s อัตราการไหลเชิงมวลต่อหน่วยกิโวลต์ของวัฏจักรไอร่อนยวดยิ่ง คือ

$$\begin{aligned} m_{sup} &= \frac{1kW}{h_c - h_a} \\ &= \frac{1kW}{123.5KJ/kg} \\ &= 0.0081 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

อย่างไรก็ตามปริมาตรจำเพาะของไอที่ทางเข้าและความร้อนของไอต่อหน่วยมวลของวัฏจักรไอร่อนยวดยิ่งจะดีกว่าวัฏจักรอิมพัลส์ปริมาตรของไออัดต่อหน่วย capacity และงานที่ต้องการต่อหน่วย capacity ซึ่งทั้งสองค่านี้ของวัฏจักรไอร่อนยวดยิ่งจะน้อยกว่าของวัฏจักร อิมพัลส์ นี่คือเหตุผลของการลดลงในอัตราการไหลเชิงมวล ปริมาตรของไอและกำลังที่ต้องการต่อหน่วยกิโวลต์

ของวัฏจักรอิ่มตัว คือ 0.5866 ลิตร/วินาที และ 0.20841 กิโลวัตต์ ตามลำดับ แต่วัฏจักรไอร้อนยวดยิ่งจะมีค่าดังนี้

ปริมาตรไอที่อัดการทำความเย็นต่อ 1 กิโลวัตต์

$$\begin{aligned} &= m \times v_g \\ &= (0.0081 \text{ kg/s})(71.29 \text{ L/kg}) \\ &= 0.5775 \text{ L/s} \end{aligned}$$

พลังงานที่ต้องการต่อหน่วย kW

$$\begin{aligned} &= m(h_d - h_c) \\ &= (0.0081 \text{ kg/s})(25.43 \text{ kJ/kg}) \\ &= 0.20598 \text{ kW} \end{aligned}$$

สำหรับวัฏจักรไอร้อนยวดยิ่งจะมีค่าของผลการทำความเย็นและความร้อนของการอัด จะดีกว่าวัฏจักรอิ่มตัว อย่างไรก็ตามการเพิ่มขึ้นของผลการทำความเย็นจะมีคุณสมบัติดีกว่าการเพิ่มขึ้นในความร้อนของการอัด ค่า COP (Coefficient of performance) ของวัฏจักร superheated จะสูงกว่าวัฏจักร saturated ซึ่งวัฏจักร saturated มีค่าเท่ากับ 4.8 และค่า COP ของวัฏจักร superheated มีค่าเท่ากับ

$$\begin{aligned} \text{COP}_{\text{sup}} &= \frac{(h_c - h_a)}{(h_d - h_c)} \\ &= \frac{123.46 \text{ kJ/kg}}{25.43 \text{ kJ/kg}} \\ &= 4.85 \end{aligned}$$

การทำให้เกิดไอร้อนยวดยิ่ง ที่ ด้านดูดไอในวัฏจักรจริงจะเกิดขึ้นมาก ความร้อนบางส่วนที่ถูกกระทำโดยไอ จะกลายเป็นไอร้อนยวดยิ่งด้วยการดูดซับจากช่องทำความเย็นและเป็นการใช้ประโยชน์ในการทำความเย็น เพราะส่วนอื่นจะดูดซับความร้อนหลังจากออกจากช่องทำความเย็นซึ่งมันเป็นการไม่ได้ใช้ประโยชน์ บางส่วนของไอร้อนยวดยิ่งมีการใช้ประโยชน์นั้นจะขึ้นอยู่กับการประยุกต์ใช้ของแต่ละบุคคล

ถ้าไม่คำนึงถึงผลของความสามารถทำความเย็น ยกเว้นแต่ในกรณีพิเศษ ปริมาณของไอร้อนยวดยิ่งเป็นสิ่งที่ไม่ดี ในกรณีทั่วไปเมื่อด้านดูดไอเคลื่อนที่จาก ส่วนทำระเหยไปยังเครื่องอัดไอโดยไม่มีไอร้อนยวดยิ่งนี้เป็นสิ่งดี อนุภาคเล็กๆ ของของเหลวที่ระเหยไม่หมด (unvaporized - liquid) จะมารวมกัน ไอเช่นนี้เรียกว่า “wet vapor” ถ้าปริมาณของ ของเหลวที่ระเหยไม่หมดผ่านเข้าไปยังเครื่องอัดไอจะส่งผลให้เกิดความเสียหายกับ เครื่องอัดไอ

การเกิดไอร้อนยวดยิ่งในส่วนที่เป็น ไอที่กระทำที่ตำแหน่งใดๆ หรือ หลายตำแหน่งจะ  
เป็นไปตามตำแหน่งดังนี้

1. ที่ปลายทางของเครื่องทำระเหย
2. ในทางเข้าของท่อ โดยมีการติดตั้งด้านในช่องทำความเย็น(refrigeration space)
3. ในทางเข้าของท่อที่ด้านนอกของช่องทำความเย็น(refrigeration space)
4. ในทางเข้าเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนของด้านดูดของเหลว

#### 5. การเกิดไอร้อนยวดยิ่งในทางเข้าของระบบท่อด้านนอกของช่องทำความเย็น

เมื่อไอของสารทำความเย็นจากส่วนทำระเหย กลายเป็นไอร้อนยวดยิ่ง แม้ว่า จะไหลผ่าน  
ตำแหน่งทางเข้าด้านนอกของช่องทำความเย็น ความร้อนที่กระทำต่อไอจะถูกดูดซับจากอากาศ  
รอบๆ และไม่เป็นการใช้ประโยชน์

ไอร้อนยวดยิ่งของไอที่ทางเข้าในด้านดูดสามารถป้องกันโดยการติดฉนวน สิ่งนี้จะเป็น  
การเพิ่มค่าใช้จ่ายด้านการป้องกัน ซึ่งมันจะขึ้นอยู่กับขนาดของระบบและการดูดซับของอุณหภูมิ

เมื่ออุณหภูมิประมาณ  $4 - 5^{\circ}\text{C}$  ปริมาณของไอร้อนยวดยิ่งจะมีน้อยและจะส่งผลต่อ  
ประสิทธิภาพของวัฏจักร ซึ่งจะไม่นำมาคิด อย่างไรก็ตามอุณหภูมิของด้านดูดต่ำ ปริมาณของ ไอร  
้อนยวดยิ่งก็จะเหมาะสมที่อุณหภูมิของด้านดูดต่ำ ค่าประสิทธิภาพของวัฏจักรก็จะต่ำอยู่แล้ว  
ระดับของไอร้อนยวดยิ่งจะลดลง ในวัฏจักรค่าเปอร์เซ็นต์ของประสิทธิภาพจะดีกว่าที่อุณหภูมิของ  
ด้านดูดสูง

ในอีกทางหนึ่งค่าอุณหภูมิของด้านดูดสูง การหุ้มฉนวนของท่อด้านดูดก็ต้องการเพื่อ  
ป้องกันการเกิดหยดน้ำติดด้านดูด (suction line) ในการไหลผ่านระบบท่อ ไอเย็นจะมีอุณหภูมิของ  
ท่อต่ำกว่าจุดน้ำค้างของอากาศรอบๆ ดังนั้นความชื้นจึงมีการกลั่นตัวที่ผิวด้านนอกของท่อ เหตุนี้ที่  
ท่อจึงเกิดหยดน้ำเกาะบริเวณผิว หยดน้ำที่เกาะติดตามผิวของท่อเป็นสิ่งที่ไม่พึงปรารถนาและเป็น  
สิ่งที่ต้องการกำจัด โดยการกำจัดหรือป้องกันนั้นคือการหุ้มฉนวนระบบท่อ

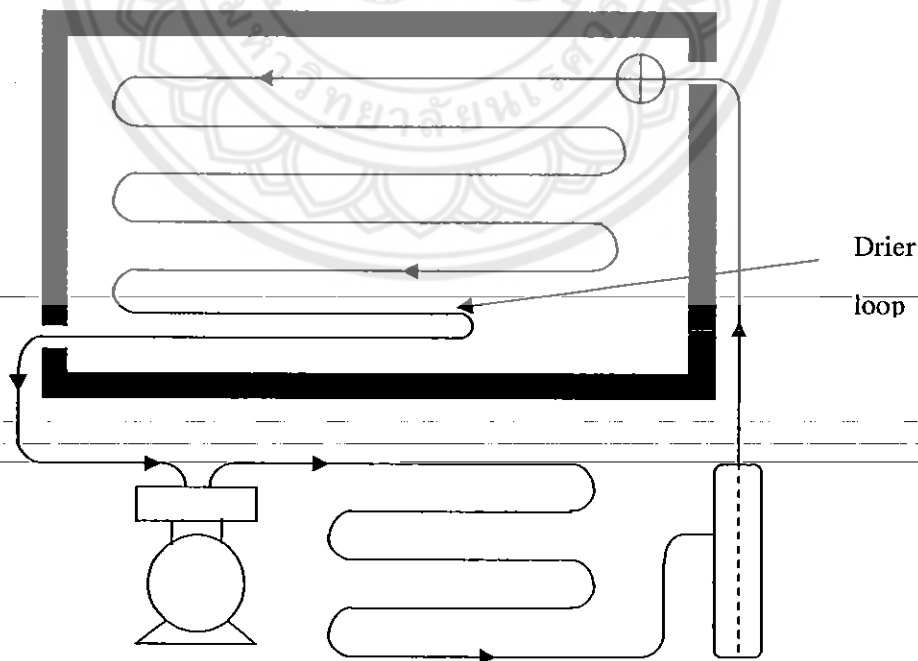
#### 6. การเกิดไอร้อนยวดยิ่งในช่องทำความเย็น

ไอร้อนยวดยิ่งที่ทางเข้าของไอน้ำในช่องเย็น มักเกิดขึ้นที่ทางออกของส่วนทำระเหย หรือ  
บริเวณทางเข้าของท่อช่องเย็น หรือเกิดได้ทั้ง 2 บริเวณ

กระบวนการควบคุมและป้องกันระบบทำความเย็นในการควบคุมอัตราการไหลของ  
evaporator และการไหลย้อนกลับเข้าสู่เครื่องอัดไอ ชนิดของระบบควบคุมที่ใช้จำเป็นต้องปรับปรุง  
ซึ่งเป็นผลทำให้ผลสำเร็จก่อนที่ของเหลวจะออกจากส่วนทำระเหย กรณีนี้ไอน้ำเย็นจะดูดกลืนความ

ร้อนไปเรื่อยๆและกลับมาเป็นไออีกครั้งและไหลผ่านส่วนส่วนทำระเหย ไอน้ำร้อนและไอน้ำอีกครั้ง จากช่องทำความเย็นนี้สามารถนำความเย็นมาใช้ประโยชน์ได้ และประสิทธิภาพความเย็นต่อมวจะมีค่าเท่ากับการดูดกลืนความร้อนในกระบวนการไออีกครั้ง แสดงให้เห็นว่าสถานะไอยิ่งยวด บริเวณทางเข้าของไอ น้ำ สามารถนำไปใช้ประโยชน์ได้ทำให้ประสิทธิภาพเพิ่มขึ้น อย่างไรก็ตามข้อเสียของวัฏจักรนี้คือ ต้องให้ความสำคัญกับกระบวนการไออีกครั้งของไอ น้ำที่ทางเข้า ส่วนทำระเหยซึ่งเป็นการสิ้นเปลือง ต้องคอยควบคุมจำกัดความเย็น

เมื่อความร้อนถ่ายเทผ่านผนังของส่วนทำระเหยต่อผลต่างของอุณหภูมิ โดยมีไอน้ำไม่มากและคำนึงถึงการบรรจุของไหลใน ส่วนทำระเหยบริเวณที่มีแต่ไอน้ำออก ดังนั้นถ้าไอน้ำทางเข้า evaporator เป็นสถานะไอยิ่งยวดมากเกินไป จะลดการจุของ evaporator และต้องการอุณหภูมิต่ำสำหรับการกลายเป็นไอ สำหรับการติดตั้งส่วนทำระเหยมีราคาสูงการใช้ส่วนทำระเหยขนาดใหญ่จะไม่มีประโยชน์เพราะประสิทธิภาพต่ำกว่าที่ควรเป็น บางครั้งที่ใช้จำนวนท่อทางเข้า เรียกว่า drier loop แนนอนซึ่งติดตั้งในช่องทำความเย็นและเป็นเป้าหมายในการทำสถานะไอยิ่งยวด มีการใช้ drier loop ทำการระบายของเหลวที่ท่วมส่วนทำระเหยซึ่งเกิดมาจากการ overflow ให้พ้นขีดอันตรายและเคลื่อนเข้าไปยังเครื่องอัดไอ ซึ่งนี้ไม่ใช้การเตรียมของการสร้างสถานะไอยิ่งยวดที่ทางเข้าของช่องความเย็น ดังนั้นประสิทธิภาพของวัฏจักรจะเพิ่มขึ้นปราศจากการสูญเสีย ซึ่งมีราคาแพง แต่ความจริงแล้วปัญหาที่เกิดขึ้นมากกว่าประสิทธิภาพที่

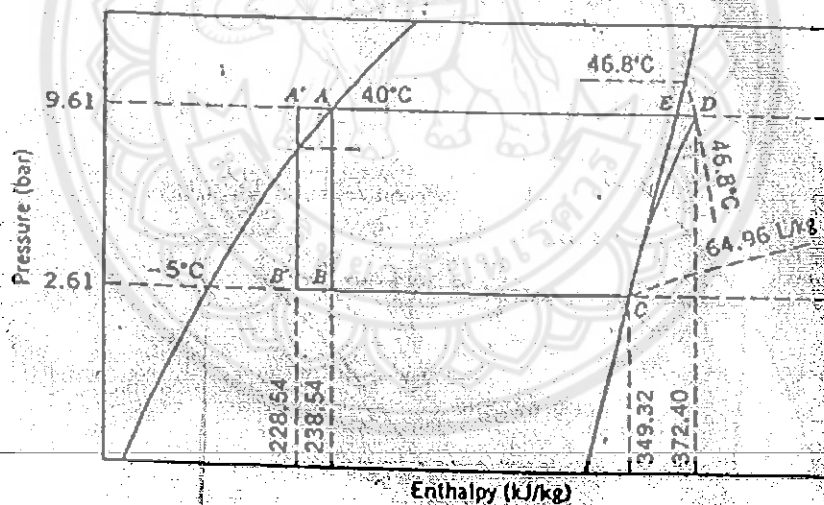


รูปที่ 3 แผนภาพแสดงการไหลของ Drier loop สำหรับ Superheating Suction vapor ที่ด้านใน Refrigerated space

ทางออกของผิวส่วนทำระเหย เช่นเดียวกับตัวอย่าง เมื่อทางเข้ามีอุณหภูมิสูงและเกี่ยวกับความชื้นอากาศภายนอกตัว สภาวะไอร้อนยวดยิ่งของไอน้ำทางเข้าในช่องทำความเย็น-อุณหภูมิทางเข้าท่อและโครงสร้างความชื้นจะสูงขึ้น อย่างไรก็ตามการป้องกันการเกิดยวดยิ่งในช่องทำความเย็น จะมีช่วงจำกัดของอุณหภูมิ โดยปกติแล้วท่อที่ใช้เป็นทางเข้าของไอน้ำอยู่ในช่วง 2-3 องศาเซลเซียส สำหรับช่วง 5 องศาเซลเซียส ทางเข้าของไอน้ำมีค่าประมาณ 2 องศาเซลเซียส

## 7. ผลระของการเกิดของเหลวอัดตัว

ใน ph diagram ดังรูป 8.4 แสดงจักรอิมตัวซึ่งอุณหภูมิอยู่ในช่วง 40-30 องศาเซลเซียส ซึ่งควบคุมอยู่ในจุด A,B,C,D และE เมื่อจุดเปลี่ยนเป็น A',B',C,D,E เป็นวัฏจักรของเหลวอัดตัว เมื่อของไหลเป็นของเหลวอัดตัวประสิทธิภาพต่อมวลของการควบคุมความเย็นจะเพิ่มขึ้นในรูปที่ 8-4 ผลจากการเพิ่มประสิทธิภาพของเหลวอัดตัว มาจากผลต่างของ  $h_b$  และ  $h_c$  ซึ่งเท่ากับผลต่างของ  $h_a$  และ  $h_a'$  ซึ่งแสดงค่าความร้อนเปลี่ยนแปลงไปต่อกิโลกรัมของของไหล



รูปที่ 4 แผนภูมิ P-h ของ R-12 เปรียบเทียบวัฏจักรของเหลวอัดตัวและต่ำกว่าของเหลวอัดตัว

สำหรับ saturated cycle =  $h_c - h_a$

ประสิทธิภาพความเย็น  $q_e$

$$= 349.32 \text{ KJ/kg} - 238.53 \text{ KJ/kg}$$

$$= 110.79 \text{ KJ/kg}$$

สำหรับ Subcooling cycle  $= h_c - h_c'$

ประสิทธิภาพความเย็น  $q_c$

$$= 349.32 \text{ KJ/kg} - 228.54 \text{ KJ/kg}$$

$$= 120.78 \text{ KJ/kg}$$

เพราะว่าประสิทธิภาพความร้อนต่อมวล, อัตราการไหลต่อหน่วยความจุของวัฏจักร

Saturated น้อยกว่า Sub cooling

อัตราการไหล/kg ของ saturated

$$m^* = \frac{1 \text{ kw}}{110.79 \text{ KJ/kg}}$$

$$= 0.00903 \text{ kg/s}$$

อัตราการไหล/kg ของ sub cooling

$$m^* = \frac{1 \text{ kw}}{120.78 \text{ KJ/kg}}$$

$$= 0.00828 \text{ kg/s}$$

สถานะไอน้ำที่ผ่านทางเข้าของ compressor จะเหมือนกันทั้งคู่ สำหรับปริมาตรจำเพาะของไอน้ำที่ผ่าน Compressor ก็เหมือนกันทั้งคู่ทั้ง saturated และ Sub cooling ส่วนอัตราการไหลต่อความจุและปริมาณไอน้ำที่ Compressor วัฏจักร Sub cooling มีค่าน้อยกว่า Saturated

สำหรับ Saturated ปริมาตรจำเพาะของทางเข้าไอน้ำ  $v_c = 64.96 \text{ L/kg}$

ปริมาตรไอน้ำ

$$v = (m)(v_c)$$

$$= (0.00903 \text{ kg/s})(64.96 \text{ L/kg})$$

$$= 0.5866 \text{ L/s}$$

สำหรับ Sub cooling ปริมาตรจำเพาะของทางเข้าไอน้ำ  $v_c = 64.96 \text{ L/kg}$

ปริมาตรไอน้ำ

$$\dot{v} = (m)(v_c)$$

$$= (0.00828 \text{ kg/s})(64.96 \text{ L/kg})$$

$$= 0.5379 \text{ L/s}$$

เพราะปริมาณไอน้ำใน compressor ต่อหน่วยความจุจะน้อยกว่า subcooled cycle โดยที่ compressor ต้องการแทนที่ subcooled cycle ซึ่งมีขนาดเล็กกว่าความต้องการสำหรับ saturated cycle



ข้อมูลของความร้อนใน compressor ต่อหน่วยมวลจะเหมือนกับ saturated และ subcooled cycle ซึ่งหมายความว่าผลกระทบของสารทำความเย็นต่อหน่วยมวลจะเพิ่มขึ้น เป็นผลมาจาก subcooling

การเปลี่ยนแปลงของวัฏจักรทำความเย็น โดยต้องเพิ่มพลังงานเข้าไปใน compressor จะเพิ่ม COP ในวัฏจักรและต้องการกำลังต่อหน่วยความจุ

ค่าสัมประสิทธิ์ของ saturated cycle คือ 4.8 และการทำความเย็นต้องการกำลังต่อกิโลวัตต์ เป็น 0.20841 kW

สำหรับ subcooled cycle

The coefficient of performance

$$\begin{aligned} &= \frac{h_c - h_d}{h_d - h_c} \\ &= \frac{349.32 \text{ KJ/kg} - 228.54 \text{ KJ/kg}}{372.40 \text{ KJ/kg} - 349.32 \text{ KJ/kg}} \\ &= 5.23 \end{aligned}$$

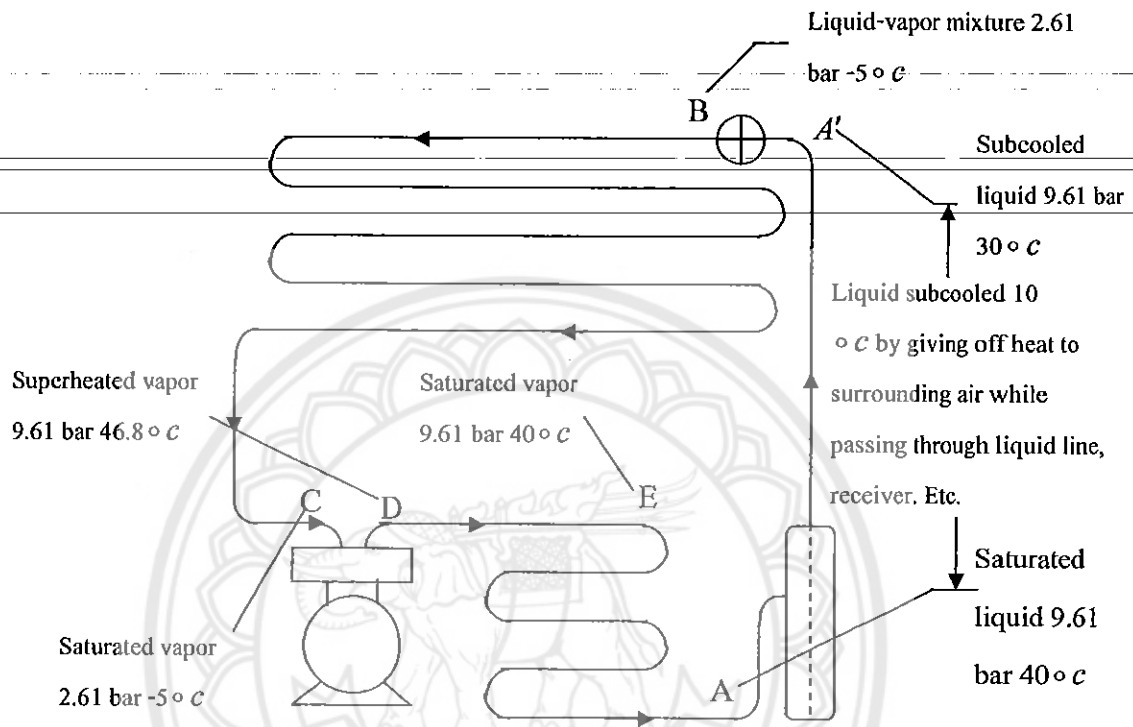
กำลังต่อกิโลวัตต์

$$\begin{aligned} &= m(h_d - h_c) \\ &= (0.00828 \text{ kg/s})(23.08 \text{ KJ/kg}) \\ &= 0.1911 \text{ kW} \end{aligned}$$

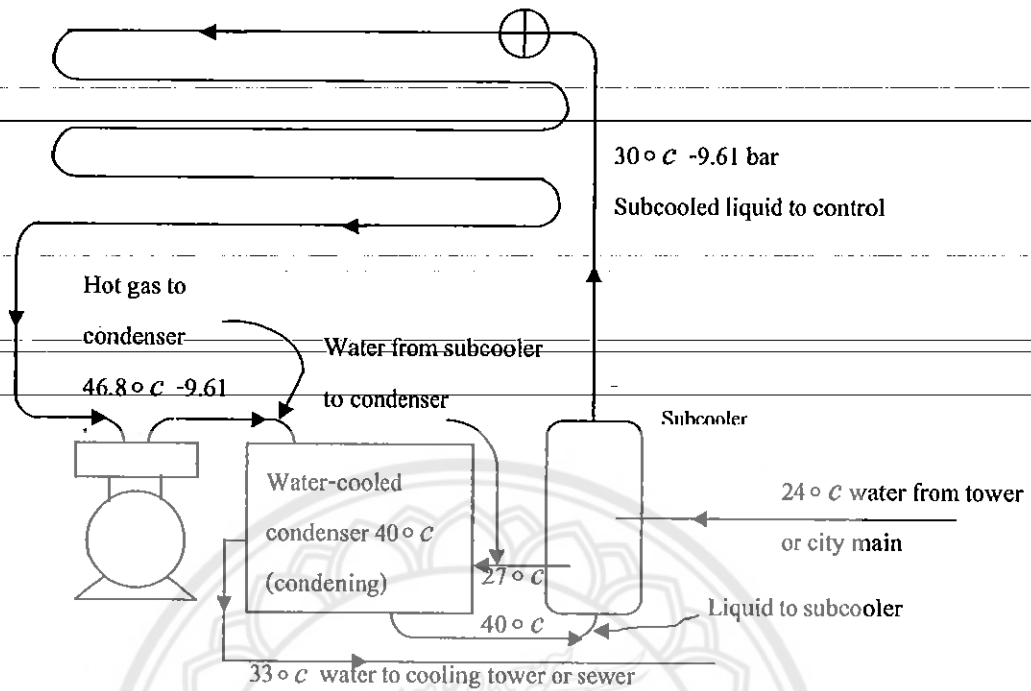
จากตัวอย่าง COP ใน subcooled cycle จะมีความสำคัญมากกว่า saturated cycle โดย

$$\frac{5.23 - 4.80}{4.80} \times 100 = 9\%$$

Subcooling ที่เกิดจากสารทำความเย็น จะเกิดขึ้นหลายๆที่ และหลายทาง โดยบ่อยครั้งที่สารทำความเย็นจะเกิด Subcool ในถังเก็บสารทำความเย็น หรือในขณะที่ไหลผ่านท่อและทำให้เกิดความร้อนหลุดออกสู่บรรยากาศ ดังรูป 5



รูปที่ 5 แผนภาพแสดงการไหล Subcooling ของของเหลวใน liquid line ในบางกรณีพิเศษก็จะใช้ Subcooler ในการทำให้เกิด Subcool ได้ดังรูป 6

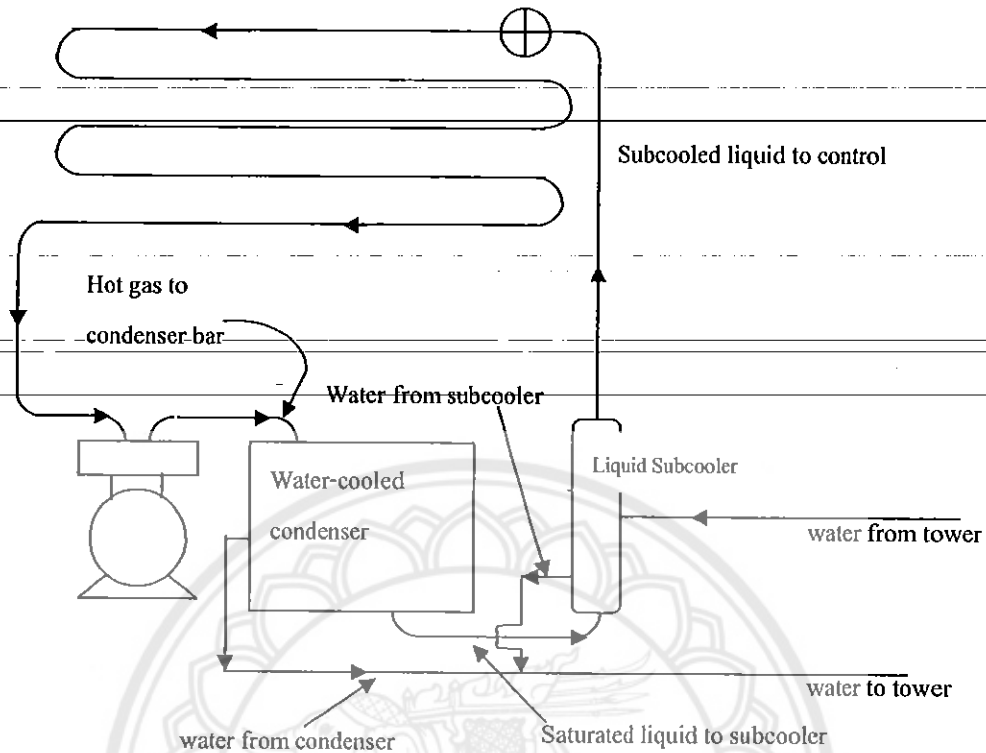


รูปที่ 6 แผนภาพแสดงการไหลของ subcool แบบอนุกรมกับ condenser

โดยผลที่ได้จาก Subcool นี้ก็จะสามารถนำไปประยุกต์ใช้เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของระบบได้ โดยอาจเพิ่มค่าใช้จ่ายในการซื้อ Subcooler บ้าง

ที่ Water – cooled Condenser ของเหลวที่ Subcooler อาจไหลตามท่อที่ขนานหรือตรงกับ Condenser ก็ได้ โดยน้ำเย็นจะไหลผ่าน Subcooler เป็นอันดับแรกและหลังจากนั้นก็ไหลผ่าน Condenser ตามลำดับ

ด้วยวิธีการที่นำน้ำที่เย็นกว่ามาสัมผัสกับสารทำความเย็น ก็จะทำให้เกิด Subcool ขึ้นได้ดังรูป 8-6.และน้ำเย็นจะอุ่นขึ้นเมื่อมีการดูดซับใน Subcooler ก่อนที่จะไปร้อนขึ้นที่ Condenser ดังนั้นการติดตั้ง Subcooler จึงเป็นการเพิ่มประสิทธิภาพในการแลกเปลี่ยนความร้อนให้กับระบบได้ดีขึ้น และอีกแบบในการต่อ Subcooler คือการต่อแบบท่อนานกับ Condenser ดังรูป 7



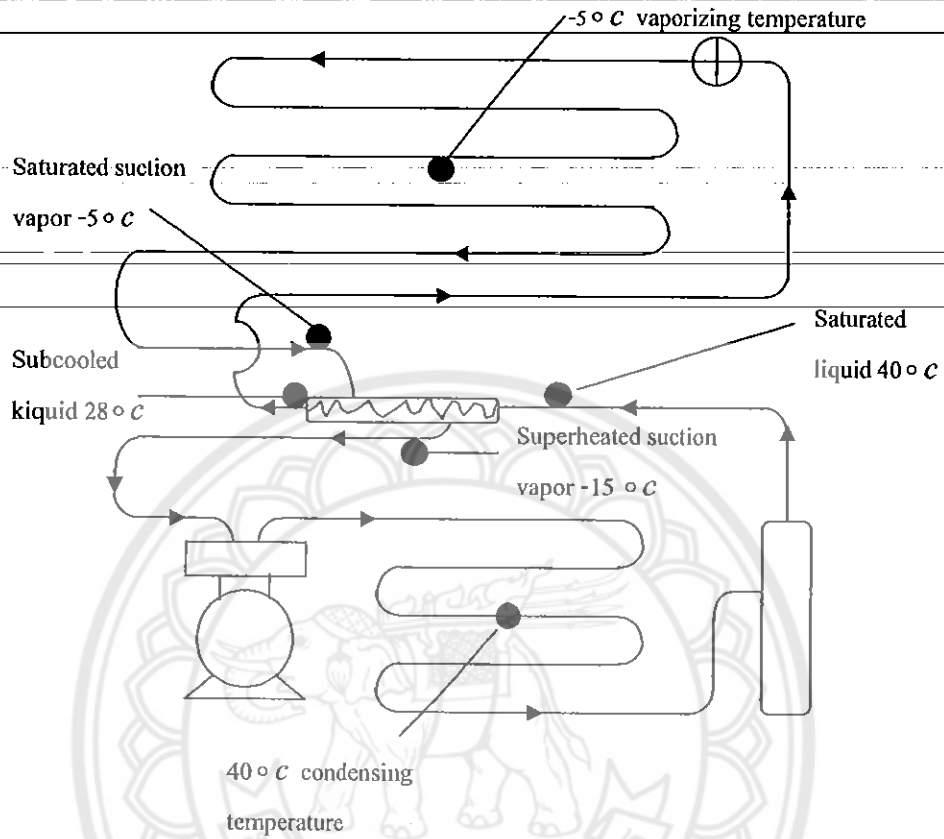
รูปที่ 7 แผนภาพแสดงการไหลของ subcool แบบขนานสำหรับ condenser และ subcooler

ดังนั้นอุณหภูมิของน้ำเย็นที่ส่งไปยัง Condenser จะไม่ค่อยมีผลต่อ Subcooler เท่าใดนัก และแบบนี้ก็จะทำให้ปริมาณน้ำที่ไหลเวียนใน Condenser ลดน้อยลง และอุณหภูมิก็จะสูงขึ้นด้วย จึงทำให้ประสิทธิภาพน้อยกว่าแบบแรก

## 8. Liquid-Suction Heat Exchangers

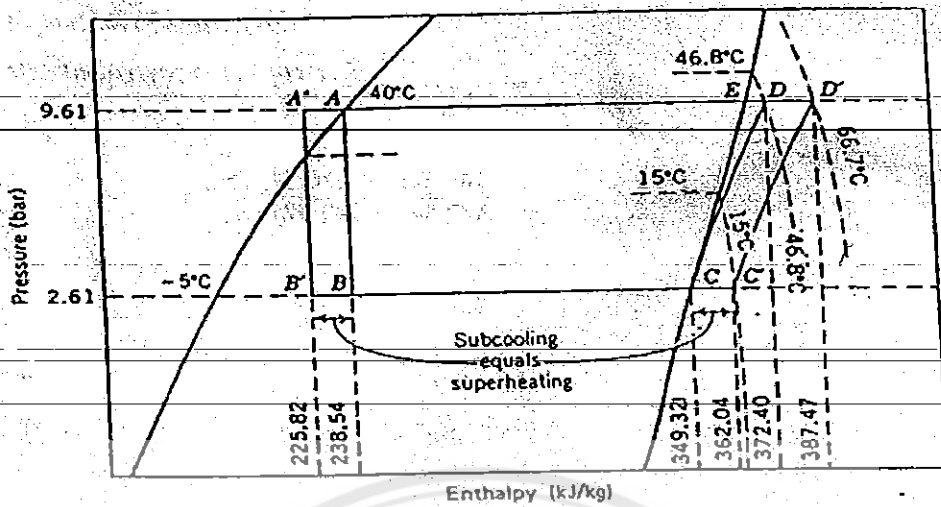
อีกวิธีหนึ่งในการทำ Subcooling ให้กับสารทำความเย็นก็คือการใช้ Heat Exchanger ซึ่งเป็นการแลกเปลี่ยนความร้อนระหว่างสารทำความเย็นกับไอเย็นที่ดูดกลับเข้าสู่ Compressor ใน Liquid-Suction Heat Exchangers นี้ ไอเย็นจะไหลในท่อและเข้าไปใน Heat Exchanger แลกเปลี่ยน

ความร้อนให้กับสารทำความเย็นดังรูป 8



รูปที่ 8 แผนภาพวัฏจักรการทำความเย็นแสดงการใช้ liquid suction heat exchanger

ถ้าดูจาก Ph Diagram ตามรูป 9 จะเห็นตัวอย่างการเปรียบเทียบวัฏจักรของ Liquid-Suction Heat Exchangers โดยจุด A ,B ,C ,D ,E จะแสดงวัฏจักรที่ Saturated และจุด A',B',C',D' จะแสดงวัฏจักรที่เกิดจาก Heat Exchanger



รูปที่ 9 แผนภูมิ P-h ของ R-12 เปรียบเทียบวัฏจักรการทำความเย็นทางทฤษฎี  
กับวัฏจักรการทำความเย็น เมื่อใช้ Liquid-Suction heat exchanger

การดูดซับความร้อนต่อมวลของไอเย็นใน Heat Exchanger นี้เป็นดังนี้

$$\begin{aligned} h_c - h_c &= 362.04 \text{ kJ/kg} - 349.32 \text{ kJ/kg} \\ &= 12.72 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

เมื่อของเหลวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้รับความร้อนมากขึ้นที่กลับมาเป็น subcool เท่ากันกับความร้อนในไอกลับมาเป็น superheat หรือ  $h_a - h_a$  เท่ากับ  $h_c - h_c$  ดังนั้นจะเท่ากับ 12.72 kJ/kg แสดงให้เห็นการเพิ่มขึ้นของอัตราการทำงานทำความเย็นของระบบ

อัตราการทำงานทำความเย็นสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ

$$\begin{aligned} h_c - h_a &= 349.32 \text{ kJ/kg} - 225.82 \text{ kJ/kg} \\ &= 123.5 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

ความร้อนในการอัดสำหรับเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน คือ

$$\begin{aligned} h_{d'} - h_c &= 387.47 \text{ kJ/kg} - 362.04 \text{ kJ/kg} \\ &= 25.43 \text{ kJ/kg} \end{aligned}$$

ดังนั้นประสิทธิภาพการทำความเย็น คือ

$$COP_{\text{superheated}} = \frac{(h_{e'} - h_a)}{(h_{d'} - h_{e'})} = \frac{123.46 \text{ kJ/kg}}{25.43 \text{ kJ/kg}} = 4.86$$

ประสิทธิภาพการทำความเย็นในช่วงอิ่มตัว คือ 4.8 ดังนั้นประสิทธิภาพการทำความเย็นของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนที่กระจายไปมากกว่าในช่วงอิ่มตัว คือ

$$\frac{4.86 - 4.8}{4.8} \times 100 = 1.25 \%$$

กรณีพิเศษด้านบนนั้นจะขึ้นอยู่กับประสิทธิภาพการทำความเย็นที่ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนซึ่งในแต่ละด้านอาจจะ มากกว่า, น้อยกว่า, หรือเท่ากันก็ได้ สำหรับวัฏจักรอิ่มตัวที่ทำงานระหว่างขีดจำกัดของความดันที่เหมือนกัน ในบางเหตุการณ์การกระจายตัวไม่มีความสำคัญและและมันจะเห็นได้ชัดมากขึ้นเมื่อเพิ่มจาก subcooling ของของเหลวในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะชดเชยกับข้อเสียของ superheating ของไอ ตามทฤษฎีเมื่อใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนไม่สามารถพิสูจน์ให้เห็นได้ในเชิงเส้นของการเพิ่มขึ้นของระบบสมรรถนะและประสิทธิภาพได้ อย่างไรก็ตามเมื่อในการทำงานจริง ของระบบทำความเย็นไม่สามารถทำงานได้ในวัฏจักรอิ่มตัวธรรมดาและไม่สามารถประมาณค่าจริงของปริมาณการทำงานของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนได้

ในวัฏจักรของไอที่ทางเข้าจะเป็น superheat ก่อนจะเริ่มกระบวนการอัด เพราะไม่สามารถป้องกันการเกิดไอได้ เรื่องจริงมันไม่เกิด superheat ใน evaporator หรือในทางเข้าของ compressor ที่อุณหภูมิไอ ไอเย็นที่ทางเข้าเมื่อไหลผ่าน compressor มันจะกลับมาเป็น superheat โดยดูดซับความร้อนจากผนังท่อ เมื่อเกิด superheat ใน compressor ท่อจะเกิดกระบวนการอัดก่อน ผลของ superheat ในวัฏจักรประสิทธิภาพจะเหมือนกัน ถ้า superheat ที่เกิดขึ้นในทางเข้าไม่มีการใช้ประโยชน์จากผลิตภัณฑ์การทำความเย็น

ผลที่เป็นข้อเสียเปรียบจากการที่ทางเข้ากลับมาเป็น superheat โดยไม่มีการใช้ประโยชน์จากผลิตภัณฑ์การทำความเย็นจะมีจุดเสียอย่างเห็นได้ชัด

การแสดงผลข้างและบางข้อเสียเปรียบเกิดขึ้นจาก superheat ที่เกิดขึ้นใน compressor

(1) เมื่อ ไอที่ทางเข้าดูดซับความร้อนจากผนังท่อ ผนังท่ออุณหภูมิจะต่ำลงและก่อให้เกิดการเปลี่ยนแปลงในทางเข้าของกระบวนการอัด อย่างไรก็ตามการเปลี่ยนแปลงเล็กน้อยสามารถก่อความยุ่งยากในการหาค่าได้

(2) เมื่อการประกอบ motor กับ compressor ควรจะให้การฉนวน ทางเข้าของไอควรจะต้องติดกันกับ compressor ที่อุณหภูมิต่ำจะช่วยให้ลมที่ผ่าน motor เย็น

เมื่อการเกิด superheat ที่ไอตงทางเข้าไม่อาจหลีกเลี่ยงได้ในวัฏจักรจริง หรือก็ไม่ใช้เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในทางปฏิบัติหมายถึงการการนำไปสู่อุณหภูมิที่กลับมาเป็น superheat อย่างเช่น วิธีการใช้ประโยชน์ของการทำความเย็นส่งผลให้คุ้มค่า ดังนั้นปริมาณของไลน์ของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในข้อเท็จจริงนั้นมันแสดงกระบวนการ การทำความร้อนของไอ ดังนั้นจึงส่งผลถึงการให้ประโยชน์ของการทำความเย็น สำหรับในกรณีนี้ผลของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนสามารถหาได้จากวัฏจักรประสิทธิภาพเท่านั้น โดยเปรียบเทียบกับวัฏจักรเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนกับไอร้อนยิ่งยวดที่ไม่มีการใช้ประโยชน์จากผลิตภัณฑ์การทำความเย็น

การแลกเปลี่ยนความร้อนจำนวนมากที่สุดสามารถเกิดขึ้นระหว่างของเหลวและไอในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ทั้งนี้ขึ้นอยู่กับอุณหภูมิเริ่มต้นของของเหลวและไอดี้อยู่ เนื่องจากของผสมที่ทางออกของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน และช่วงระยะเวลาที่ของผสมสัมผัสกันกับส่วนต่างๆ

การกระจายอุณหภูมิที่ดี การแลกเปลี่ยนความร้อนที่ดี สำหรับบางช่วงเวลาที่สัมผัส อุณหภูมิการกลายเป็นไอดีและอุณหภูมิการควบแน่นสูง เป็นไปได้ที่เครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนจะดี ตามทฤษฎี ถ้าสองของไหลย้อนกลับมาสัมผัสกันในช่วงเวลาที่เพียงพอ ของผสมจะออกจากเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อนในอุณหภูมิที่เท่ากัน แต่ไม่สามารถเป็นไปได้

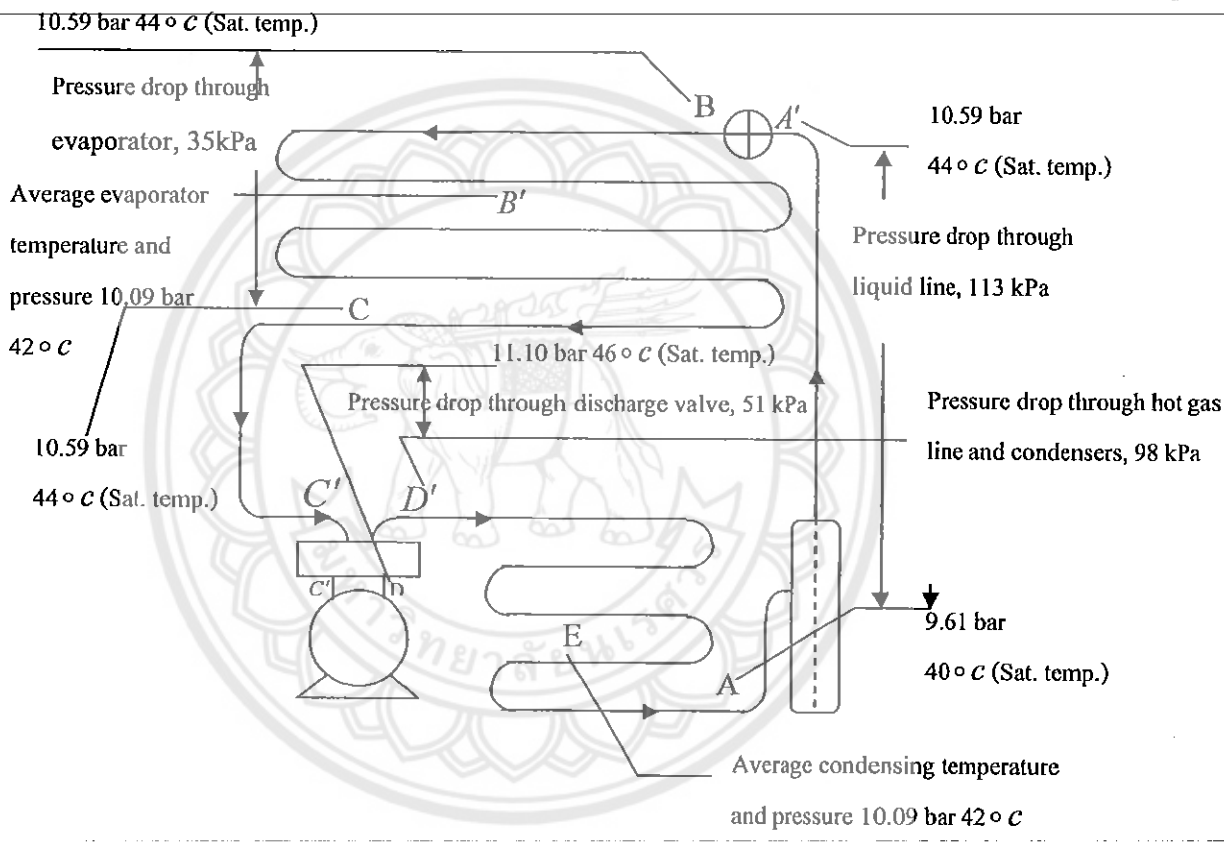
อย่างไรก็ตามความต้องการที่จะให้ของไหลสัมผัสกันมากกว่านี้ที่ทำให้สองอุณหภูมิใกล้เคียงกันนั้น เมื่อความร้อนจำเพาะของไอน้อยกว่าเหลว การเพิ่มอุณหภูมิของไอจะกว้างมากกว่าการลดอุณหภูมิของของเหลว อย่างเช่น ความร้อนจำเพาะของสารทำงาน R-12 คือ 1.04 kJ/kg และความร้อนจำเพาะของไอ คือ 0.64 kJ/kg หมายความว่า การลดอุณหภูมิของของจะเท่ากับ 62% (0.64/1.04) ของการเพิ่มอุณหภูมิของไอ หรือสำหรับอุณหภูมิไอจะเพิ่ม 20°C และอุณหภูมิของของเหลวจะลดลง 12.2°C

สำหรับวัฏจักรของเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ในรูป 9 ไอจะดูดซับความร้อน 12.72 kJ/kg ในการทำ superheat จาก -5°C ถึง 15°C สมมติว่าการทำ superheat ทั้งหมดเกิดขึ้นในเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน ความร้อนที่ของเหลวได้รับ คือ 12.72 kJ/kg ดังนั้นอุณหภูมิของของเหลวจะลดลง 12.2°C (12.72/1.04) เนื่องจากของเหลวไหลผ่านเครื่องแลกเปลี่ยนความร้อน



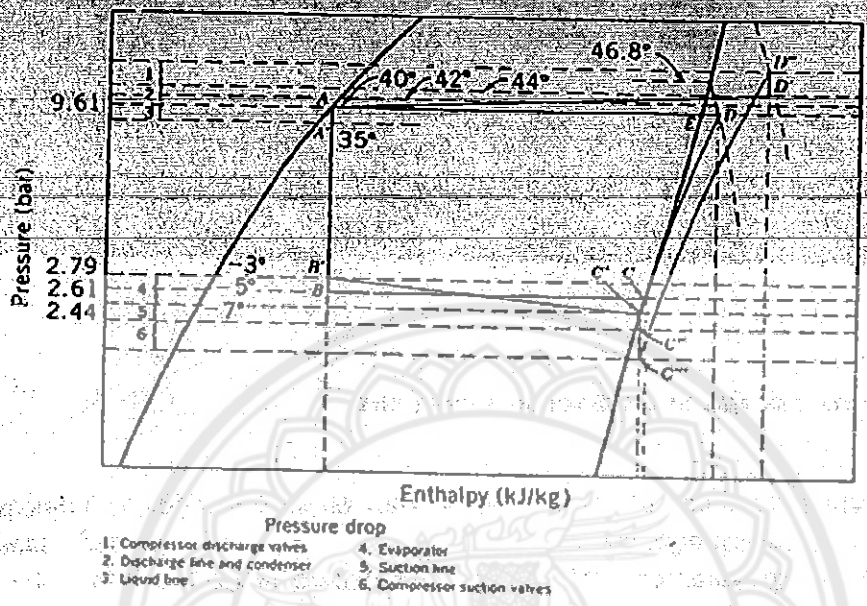
**9. ผลกระทบของการสูญเสียความดันเนื่องจากแรงเสียดทาน (The Effect of Pressure Losses Resulting from Friction)**

แรงเสียดทานจะเกิดขึ้นภายใน (ภายในของไหล) และภายนอก (บริเวณพื้นผิว) สารทำความเย็นจะมีความดันลดลงเมื่อไหลผ่านท่อ, evaporator, condenser, receiver, valves และ compressor (รูปที่ 8-10)



รูปที่ 10 วัฏจักรทางปฏิบัติแสดงผลของความดันลดลงของระบบ โดยใช้ R-12 เป็นสารทำความเย็น

Ph diagram ของวัฏจักรจริง จะแสดงให้เห็นถึงการสูญเสียความดันที่เกิดขึ้นในส่วนต่างๆ ของระบบ ซึ่งแสดงในรูปที่ 11 ที่เป็นการเปรียบเทียบในกระบวนการ saturated



รูปที่ 11 แผนภูมิ P-h ของวัฏจักรการทำความเย็นจริง แสดงผลของการลดลงของความดันเมื่อเปรียบเทียบกับทางทฤษฎี

เส้นตรง B'-C' แสดงให้เห็น การระเหยตัวกลายเป็นไอของกระบวนการใน evaporator ของสารทำความเย็น ซึ่งความดันลดลง 0.35 bar. ในทางตรงกันข้ามความดันและอุณหภูมิอิ่มตัวของของผสมระหว่างของเหลวและไอที่ทางเข้า evaporator คือ 2.79 bar. และ -3 °C ตามลำดับ ความดันของไออิ่มตัวที่ออกจาก evaporator คือ 2.44 bar. และมีอุณหภูมิอิ่มตัว -7 °C อุณหภูมิเฉลี่ยของการกลายเป็นไอใน evaporator คือ -5 °C ซึ่งคล้ายกับ saturated (saturated cycle)

ผลของความดันลดลงใน evaporator ไอจะออกจาก evaporator จะมีความดันและอุณหภูมิอิ่มตัวต่ำลงและมีปริมาตรจำเพาะมากขึ้น ถ้ามี pressure drop เกิดขึ้น

ผลกระทบของการทำความเย็นต่อหน่วยมวลและอัตราการไหลของสารทำความเย็นจะประมาณค่าได้เหมือนทั้ง 2 วัฏจักร แต่ปริมาตรจำเพาะและอัตราการไหลที่มากขึ้นจะทำให้ compressor ต้องมีขนาดใหญ่ ดังนั้นค่าพลังงานที่ใช้จะต้องมากขึ้นตามไปด้วย

เส้นตรง C'-C'' แสดงให้เห็นถึง pressure drop ที่เกิดขึ้นทางด้านดูดไอจาก evaporator มายัง compressor pressure drop ทางด้านดูด ทำให้เกิดการดูดไปที่ compressor ที่ความดันต่ำและจะเกิดการขยายตัว ดังนั้นอัตราการไหล ไอต่อ unit capacity และกำลังต่อ unit capacity ต้องเพิ่มขึ้น

ความชัดเจนที่ความดันลดลงใน evaporator และทางด้านดูดต้องทำให้น้อยที่สุด จึงจะทำให้ได้ประสิทธิภาพของวัฏจักรที่ดีที่สุด และสามารถนำไปใช้ในการเลือก heat exchangers อุปกรณ์ต่างๆเพื่อใช้ในการติดตั้ง

ในรูป 8-11 pressure drop เพิ่มขึ้นเกินปกติอย่างเห็นได้ชัด โดยปกติ evaporator ที่ดี จะมี pressure drop 10-20 kpa ในอุดมคติทางด้านดูด (suction line) ควรจะออกแบบไม่ให้มี pressure drop มากกว่า 1K ที่อุณหภูมิอิ่มตัวที่ลดลง

เส้นตรง C''-C''' แสดงให้เห็นถึงความดันที่ลดลงที่ด้านดูดไอ (suction vapor) ที่ไหลผ่าน วาล์วด้านดูด (suction valves) และผ่าน compressor ภายใน cylinder ผลของความดันที่ลดลงผ่าน วาล์วและด้านดูด (suction side) ของ compressor จะเหมือนกับที่เกิดขึ้นใน suction line และผลกระทบต่อประสิทธิภาพของวัฏจักร

เส้นตรง C'''-D'' จะแสดงให้เห็น ภาระวนการอัดสำหรับภาระวนการที่มี pressure drop หมายถึง ไอในกระบอกสูบ (cylinder) ที่ถูกอัดให้มีความดันค่อนข้างมากซึ่งเหนือกว่าความดัน ความแน่นเฉลี่ย ซึ่งแสดงให้เห็นถึงระดับกำลังหรือแรงดันของ ไอที่ออกจากกระบอกสูบผ่านวาล์ว ด้านจ่าย (discharge valves) ความดันการกลั่นตัวและจังหวะความดันด้านที่เกิดขึ้นด้วย spring loading ของวาล์วด้านจ่าย (discharge valves)

เส้นตรง D''-D' แสดงให้เห็นถึงความดันลดลงที่ต้องการเอาชนะแรงต้านของ spring loading และแรงของไอที่ออกผ่านวาล์วด้านจ่าย (discharge valves) และผ่าน compressor ภายใน สายของการจ่าย (discharge line)

เส้นตรง D'-A แสดงให้เห็นถึง ผลของความดันที่ลดลงจากการไหลของสารทำความเย็น ผ่าน discharge line และ condenser ส่วนของเส้นตรง D-A แสดงการไหลผ่าน discharge line จะเปลี่ยนแปลงใน case โดยเฉพาะ discharge line จะยาวหรือสั้นขึ้นอยู่กับการใช้ประโยชน์ ทุกๆการ ลดลงในความดันที่เกิดขึ้นบนด้านดูดของ compressor (discharge side of the compressor) จะมีผลที่ทำให้ความดันด้านจ่ายเพิ่มขึ้น ดังนั้นจะทำให้ความร้อนของภาระวนการอัดและพลังงานที่ใช้ขึ้น เพิ่มขึ้นด้วย

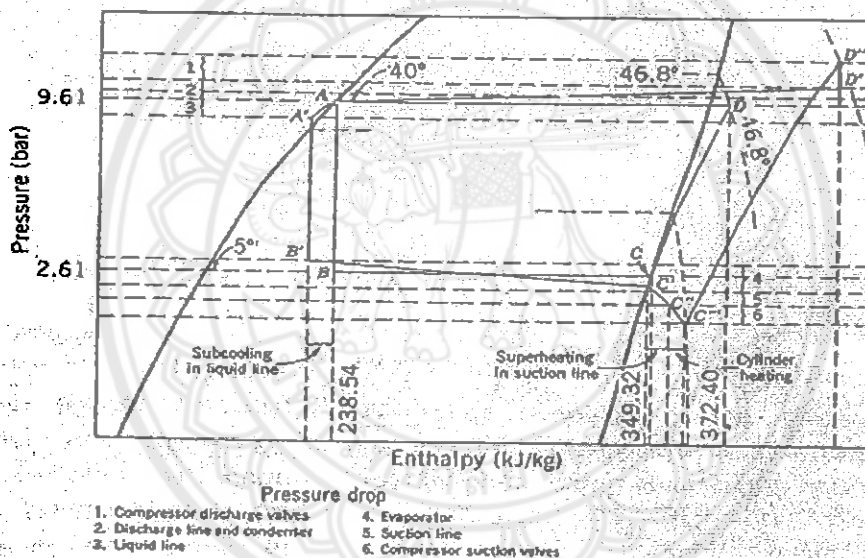
เส้นตรง A-A' แสดงให้เห็นถึง ผลของ pressure drop จากการไหลของสารทำความเย็นผ่าน receiver tank และในส่วนหนึ่งของของเหลว เมื่อสารทำความเย็นที่จุด A เป็นของเหลวอิ่มตัว (saturated liquid) อุณหภูมิและความดันของของเหลวต้องลดลง หมายเหตุที่จุด A จะเป็นบริเวณที่มีการเปลี่ยนแปลง สิ่งที่บอกให้ทราบ คือ ส่วนของสารทำความเย็นเป็นไอที่จุดนี้

อย่างไรก็ตาม ของเหลวที่เกิดขึ้นอย่างกะทันหัน และอุณหภูมิที่ลดลงจะสอดคล้องกับความดันที่ลดลงในส่วนหนึ่งของของเหลว (liquid line) ความดันที่ลดลงในส่วนหนึ่งของของเหลวจะไม่มี

ผลกระทบต่อประสิทธิภาพของวัฏจักร ความดันและอุณหภูมิของของเหลวในการกลายเป็นไอต้องลดลงก่อนที่จะเข้าไปใน evaporator ในความเป็นจริงบริเวณของ liquid line จะไม่มีผลกระทบต่อประสิทธิภาพการทำงานของระบบ แต่จะทำให้ความจุของของไหลและการควบคุมสารทำความเย็นลดลง

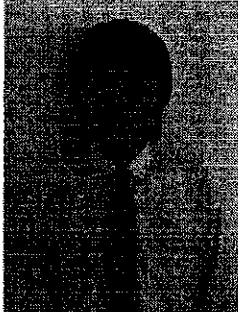
ผลกระทบของความดันที่ลดลงใน line และส่วนต่างๆของระบบจะอธิบายอย่างละเอียดในบทต่อไป

Ph diagram ของชนิดของวัฏจักรทำความเย็นจะแสดงให้เห็นประกอบกับผลกระทบของ pressure drop ,subcooling ,และ superheating การเปรียบเทียบ Ph diagram อย่างง่ายของ saturated cycle ได้แสดงไว้ในรูปที่ 2.20



รูปที่ 12 แผนภูมิ P-h ของวัฏจักรการทำความเย็นจริง แสดงผลของ subcooling Superheating และการลดลงของความดัน เมื่อเปรียบเทียบกับทางทฤษฎี

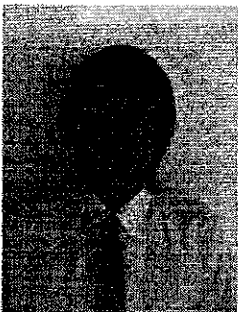
## ประวัติผู้จัดทำโครงการ



1. นายณัฐวุฒิ แก้วบุญเรือง  
 ประวัติส่วนตัว เกิดวันที่ 15 พฤษภาคม 2528  
 ประวัติการศึกษา สำเร็จระดับมัธยมศึกษาตอนปลายจาก  
 โรงเรียนเทิงวิทยาคม ต. เวียง อ. เทิง จ. เชียงราย



2. นายเอกพันธ์ ไชยมงคล  
 ประวัติส่วนตัว เกิดวันที่ 27 พฤศจิกายน 2528  
 ประวัติการศึกษา สำเร็จระดับมัธยมศึกษาตอนปลายจาก  
 โรงเรียนจุนวิทยาคม ต. ห้วยข้าวดำ อ. จุน จ. พะเยา



3. นายวชิระ บุญเทียน  
 ประวัติส่วนตัว เกิดวันที่ 15 มีนาคม 2529  
 ประวัติการศึกษา สำเร็จระดับมัธยมศึกษาตอนปลายจาก  
 โรงเรียนศรีสำโรงชนูปถัมภ์ ต. คลองตาล อ. ศรีสำโรง  
 จ. สุโขทัย