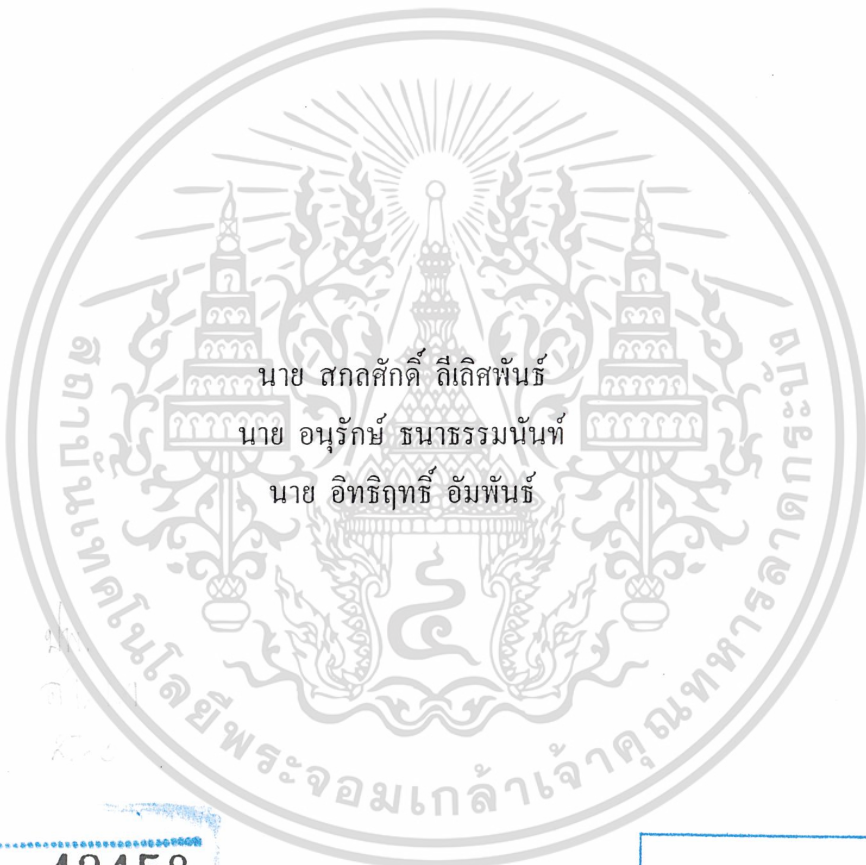




การศึกษาประสิทธิภาพการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสสารความเย็น
THE STUDYING REFRIGERATION PERFORMANCE BY REFRIGERANT BY-PASS



นาย สกตศักดิ์ ทีเลิศพันธ์
นาย อนุรักษ์ ชนาธรรมนันท์
นาย อธิฤทธิ์ อัมพันธ์

เลขที่.....
เลขทะเบียน..... 42458
วัน, เดือน, ปี 23 พ.ค. 2545

b.....
i.....

ปริญญาานิพนธ์นี้เป็นส่วนหนึ่งของการศึกษาตามหลักสูตรปริญญาวิศวกรรมศาสตรบัณฑิต
ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล
คณะวิศวกรรมศาสตร์
สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง

ปีการศึกษา 2543

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านอื่นๆ
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ปริญญาานิพนธ์ปีการศึกษา 2543

ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล คณะวิศวกรรมศาสตร์

สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหาร ลาดกระบัง

เรื่อง การศึกษาประสิทธิภาพการทำความเย็น โดยวิธีบายพาสสารความเย็น

The Studying Refrigeration Performance by Refrigerant By-pass

ผู้จัดทำ

- | | |
|------------------------------|-----------------------|
| 1. นาย สกลศักดิ์ สีเลิศพันธ์ | รหัสประจำตัว 40010803 |
| 2. นาย อนรรักษ์ ธนาธรรมนันท์ | รหัสประจำตัว 40010946 |
| 3. นาย อธิธิฤทธิ์ อัมพันธ์ | รหัสประจำตัว 40011014 |



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การศึกษาประสิทธิภาพการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสสารความเย็น

นาย สกลศักดิ์ ทีเลิศพันธ์

นาย อนุรักษ์ ธนาธรรมนันท์

นาย อธิธิฤทธิ์ อัมพันธ์

ผศ. รวิชัย นาคพิพัฒน์ อาจารย์ที่ปรึกษา

ปีการศึกษา 2543

บทคัดย่อ

ในปัจจุบันการทำความเย็นถือเป็นสิ่งที่มีความจำเป็นต่อชีวิตประจำวันเป็นอย่างมาก ไม่ว่าจะเป็นที่
อยู่อาศัย โรงงานอุตสาหกรรม โรงพยาบาลหรือในห้องวิจัยที่ต้องมีการควบคุมอุณหภูมิ และในด้านเกษตร
กรรม การควบคุมอุณหภูมิของการทำความเย็นมีหลายวิธี การบายพาสสารความเย็นเป็นวิธีหนึ่งที่มีประ
สิทธิภาพต่อการเพิ่มสมรรถนะของระบบ ซึ่งโครงการนี้ได้ทำการทดลองต่อจากโครงการที่แล้ว [1], โดย
ต่อท่อบายพาสสารความเย็นเพิ่มขึ้นอีก 2 รูปแบบ และทำการทดลองเปรียบเทียบกับระบบที่ใช้อินเวอร์
เตอร์และระบบที่ใช้มือปรับ ปรากฏว่าได้ผลการควบคุมอุณหภูมิเป็นที่น่าพอใจเป็นอย่างยิ่ง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

The Studying Refrigeration Performance by Refrigerant By-pass

Sakolsak Leeleardphan

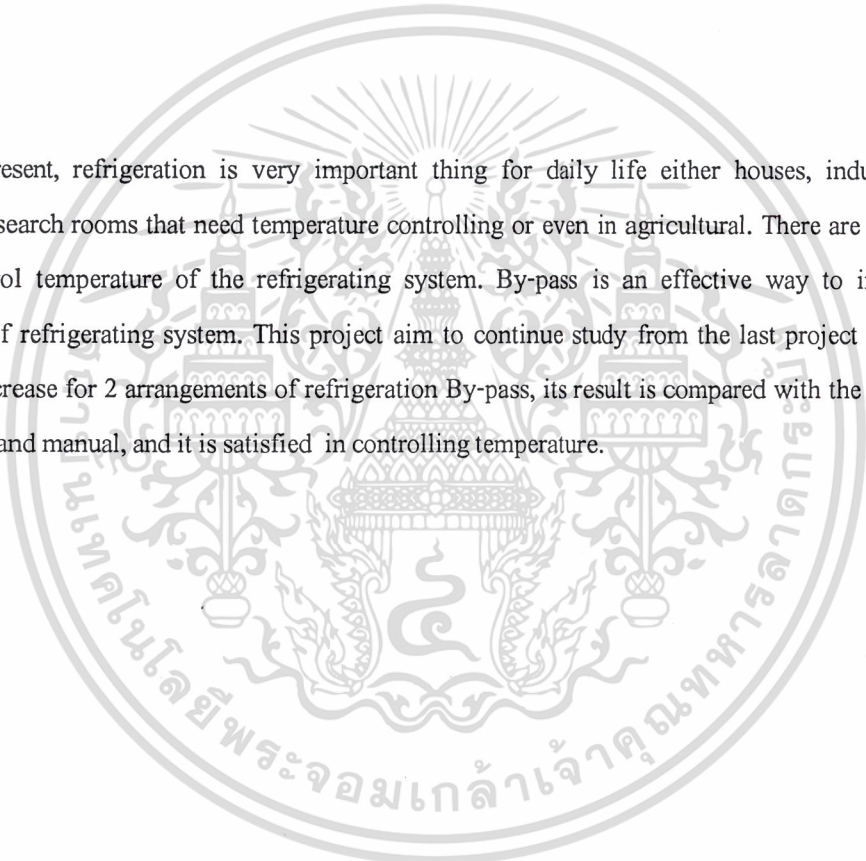
Anurak Thanathammanan

Itthirit Aumpun

Assist. Prof. Tawatchai Nakpipat Advisor

ABSTRACT

In present, refrigeration is very important thing for daily life either houses, industrials, hospitals or research rooms that need temperature controlling or even in agricultural. There are several ways to control temperature of the refrigerating system. By-pass is an effective way to increase performance of refrigerating system. This project aim to continue study from the last project [1], by experiment increase for 2 arrangements of refrigeration By-pass, its result is compared with the system using inverter and manual, and it is satisfied in controlling temperature.



กิตติกรรมประกาศ

ขอขอบพระคุณ อาจารย์ รัชชชัย นาคพิพัฒน์ ที่ได้คอยให้ความช่วยเหลือและให้คำแนะนำที่ดีเสมอมา ขอขอบพระคุณ คุณ มะโน ละมุล ที่ได้คอยให้ความช่วยเหลือโดยตลอด รวมถึงเพื่อน ๆ นักศึกษา เจ้าหน้าที่ และขอขอบพระคุณอาจารย์ภาคเครื่องกลทุกท่านที่ได้ให้โอกาสและให้คำแนะนำจนโครงการนี้สำเร็จลุล่วงไปได้ด้วยดี

และต้องขอขอบพระคุณ บิลา มารดา อันเป็นที่เคารพรักรยิ่ง ผู้ซึ่งอบรมเลี้ยงดู ให้โอกาสทางการศึกษา และเป็นกำลังใจให้สามารถฟันฝ่าอุปสรรค จนกระทั่งมีวันนี้ วันที่ปริญญาบัตรเสร็จสมบูรณ์ ข้าพเจ้าขอระลึกในพระคุณอันสูงประมาณ และขอกราบขอบพระคุณมา ณ ที่นี้

สกลศักดิ์ ลีเลิศพันธ์
อนุรักษ ธารธรรมนันท์
อิทธิฤทธิ์ อัมพันธ์



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญ

	หน้าที่
บทคัดย่อภาษาไทย	I
บทคัดย่อภาษาอังกฤษ	II
กิตติกรรมประกาศ	III
สารบัญ	IV
สารบัญตาราง	VI
สารบัญภาพ	VII
สารบัญกราฟ	VIII
บทที่ 1 บทนำ	1
1.1 ความสำคัญและที่มา	1
1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ	2
1.3 ขอบเขตโครงการ	2
1.4 วิธีในการดำเนินงานวิจัย	2
บทที่ 2 ทฤษฎี	3
2.1 การทำความเข้าใจ	3
2.2 หน่วยของการทำความเข้าใจ	3
2.3 ประเภทของระบบการทำความเข้าใจ	3
2.4 ระบบทำความเข้าใจชนิดอัตโนมัติ	4
2.5 วัฏจักรการทำความเข้าใจชนิดอัตโนมัติ	4
2.6 สารความเข้าใจ	8
2.7 P-h Diagram	10
2.8 วัฏจักรทางปฏิบัติของการทำความเข้าใจ	12
2.9 ทฤษฎีบายพาส	13
2.10 รูปแบบของการบายพาส	14
2.11 สมการที่ใช้ในการคำนวณ	15
2.12 การควบคุมความเข้าใจในระบบปัจจุบัน	16
บทที่ 3 อุปกรณ์และวิธีการทดลอง	18
3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	18
3.2 วิธีการทดลอง	23

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 4 ผลการทดลอง	26
4.1 ระบบปกติใช้มือปรับ	26
4.2 ระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์	31
4.3 ระบบขายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	36
4.4 ระบบขายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์	41
4.5 ระบบขายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	47
บทที่ 5 การวิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง	53
5.1 การวิเคราะห์ผลการทดลอง	53
5.2 สรุปผลการทดลอง	57
5.3 ข้อเสนอแนะ	58
บรรณานุกรม	59



สารบัญญัตราสาร

	หน้าที
ตารางที่ 2-1 ชนิดของสารความเ็นที่นิยมใช้	9
ตารางที่ 4-1 ผลการทดลองของระบบปกติที่ใช้มือปรับ	26
ตารางที่ 4-2 ผลการคำนวณของระบบปกติที่ใช้มือปรับ	28
ตารางที่ 4-3 ผลการทดลองของระบบอินเวอร์เตอร์	31
ตารางที่ 4-4 ผลการคำนวณของระบบอินเวอร์เตอร์	33
ตารางที่ 4-5 ผลการทดลองของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	36
ตารางที่ 4-6 ผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	38
ตารางที่ 4-7 ผลการทดลองของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวนโพเรเตอร์	41
ตารางที่ 4-8 ผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวนโพเรเตอร์	43
ตารางที่ 4-9 ผลการทดลองระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	46
ตารางที่ 4-10 ผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	49

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

สารบัญญภาพ

	หน้าที่
รูปที่ 2-1 อุปกรณ์ของเครื่องทำความเย็น	4
รูปที่ 2-2 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ	6
รูปที่ 2-3 แสดงส่วนความดันสูงและความดันต่ำในวัฏจักรการทำความเย็น	7
รูปที่ 2-4 โครงสร้างทางเคมีของ R-12	10
รูปที่ 2-5 โครงสร้างของ P-h ไดอะแกรม	11
รูปที่ 2-6 โครงสร้าง P-h ไดอะแกรมแสดงเส้นความดันคงที่ อุณหภูมิคงที่ ปริมาตรคงที่ เส้นเอนทัลปี	12
รูปที่ 2-7 แสดงวัฏจักรทำความเย็นในทางปฏิบัติเมื่อเปรียบเทียบกับทางทฤษฎี	13
รูปที่ 2-8 แสดงถึง P-h ไดอะแกรมทฤษฎีบายพาส	13
รูปที่ 2-9 แสดงการบายพาสในรูปแบบต่างๆ	15
รูปที่ 2-10 แผนภูมิ P-h ไดอะแกรมของน้ำยา R-12	17
รูปที่ 3-1 แสดงชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	18
รูปที่ 3-2 อีเวปโพเรเตอร์แบบใช้ของเหลวทำความเย็นชนิดเปลือกและท่อ	18
รูปที่ 3-3 แสดงคอนเดนเซอร์	19
รูปที่ 3-4 แสดงคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบที่ใช้ในการทดลอง	19
รูปที่ 3-5 กระจกมองน้ำยา	20
รูปที่ 3-6 แสดงถังพักสารความเย็น	20
รูปที่ 3-7 แสดงครายเออร์	20
รูปที่ 3-8 แสดงวาล์วควบคุมอัตราการไหลของสารความเย็น	21
รูปที่ 3-9 แสดงเกจวัดความดัน	21
รูปที่ 3-10 มาตรวัดอัตราการไหลน้ำ	21
รูปที่ 3-11 แสดงสวิทช์หรีไฟ	22
รูปที่ 3-12 แสดงวัตต์มิเตอร์	22
รูปที่ 3-13 แสดงอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์	23
รูปที่ 3-14 แสดงปั๊มสุญญากาศ	23
รูปที่ 3-15 แสดงชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง	23
รูปที่ 4-1 กราฟค่าเอนทัลปีของระบบปกติปรับด้วยมือ	27
รูปที่ 4-2 กราฟค่าเอนทัลปีของระบบอินเวอร์เตอร์	32
รูปที่ 4-3 กราฟค่าเอนทัลปีของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	37
รูปที่ 4-4 กราฟค่าเอนทัลปีของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีเวปโพเรเตอร์	42
รูปที่ 4-5 กราฟค่าเอนทัลปีของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	48

สารบัญกราฟ

	หน้าที่
กราฟที่ 4-1 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบปกติที่ใช้มือปรับ	28
กราฟที่ 4-2 แสดงผลค่า R.E. ของระบบปกติที่ใช้มือปรับ	29
กราฟที่ 4-3 แสดงผลค่า EER ของระบบปกติที่ใช้มือปรับ	29
กราฟที่ 4-4 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบปกติที่ใช้มือปรับ	30
กราฟที่ 4-5 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบอินเวอร์เตอร์	33
กราฟที่ 4-6 แสดงผลค่า R.E. ของระบบอินเวอร์เตอร์	34
กราฟที่ 4-7 แสดงผลค่า EER ของระบบอินเวอร์เตอร์	34
กราฟที่ 4-8 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบอินเวอร์เตอร์	35
กราฟที่ 4-9 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	38
กราฟที่ 4-10 แสดงผลค่า R.E. ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	39
กราฟที่ 4-11 แสดงผลค่า EER ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	39
กราฟที่ 4-12 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	40
กราฟที่ 4-13 แสดงผลค่า Mass By-Pass ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด	40
กราฟที่ 4-14 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบบายพาสจากท่อส่ง ไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์	43
กราฟที่ 4-15 แสดงผลค่า R.E. ของระบบบายพาสจากท่อส่ง ไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์	44
กราฟที่ 4-16 แสดงผลค่า EER ของระบบบายพาสจากท่อส่ง ไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์	44
กราฟที่ 4-17 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบบายพาสจากท่อส่ง ไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์	45
กราฟที่ 4-18 แสดงผลค่า Mass By-Pass ของระบบบายพาสจากท่อส่ง ไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์	45
กราฟที่ 4-19 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	50
กราฟที่ 4-20 แสดงผลค่า R.E. ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	51
กราฟที่ 4-21 แสดงผลค่า EER ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	51
กราฟที่ 4-22 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	52
กราฟที่ 4-23 แสดงผลค่า Mass By-Pass ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด	52
กราฟที่ 5-1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์	53
กราฟที่ 5-2 ความสัมพันธ์ระหว่าง EER กับ Watt ของคอมเพรสเซอร์	54
กราฟที่ 5-3 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการทำความเย็นกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์	55
กราฟที่ 5-4 ความสัมพันธ์ระหว่างมวลที่บายพาสกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์	56

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 1

บทนำ

1.1 ความสำคัญและที่มา

นับตั้งแต่การจดทะเบียนเครื่องทำความเย็นเป็นครั้งแรกที่ประเทศอังกฤษในปี ค.ศ. 1790 เป็นต้นมา ก็มีการพัฒนารูปแบบระบบการทำความเย็นมาโดยตลอด เพื่อให้ได้ระบบการทำความเย็นที่มีประสิทธิภาพสูงที่สุดที่สามารถทำได้ จวบจนในปัจจุบันการทำความเย็นได้ขยายขอบเขตออกไปอย่างกว้างขวาง จากสมัยก่อนที่ใช่แค่ในการผลิตน้ำแข็งก็แตกแขนงออกไปอีกมากมาย เช่น การผลิต จัดเก็บ รวมทั้งการขนส่งอาหาร, อุตสาหกรรมเคมี เวชภัณฑ์, การใช้งานเฉพาะด้าน รวมทั้งการปรับอากาศต่างๆด้วย

ระบบการทำความเย็นที่นิยมใช้กันอย่างแพร่หลายจะเป็นแบบที่เมื่ออุณหภูมิบริเวณที่ต้องการทำความเย็นลดลงถึงจุดที่กำหนดไว้ ก็จะมีการตัดการทำงานของคอมเพรสเซอร์ออก ทำให้มวลของสารความเย็นลดลงการถ่ายเทความร้อนก็น้อยลงด้วย จากนั้นเมื่อบริเวณควบคุมมีอุณหภูมิสูงขึ้นถึงจุดๆหนึ่งก็จะมี การต่อการทำงานของคอมเพรสเซอร์ให้เริ่มทำงาน เพื่อให้มีการถ่ายเทความร้อนในบริเวณควบคุมดีขึ้น พออุณหภูมิลดลงก็ตัดการทำงานของคอมเพรสเซอร์อีก วนเวียนอย่างนี้ไปเรื่อยๆซึ่งในระบบการทำความเย็นขนาดเล็กระยะไม่มีปัญหามากนัก แต่ในระบบการทำความเย็นขนาดใหญ่ไม่ว่าจะเป็น โรงงานอุตสาหกรรม, โรงแรม, อาคารสูง จะพบข้อเสียจากการตัดต่อการทำงานของคอมเพรสเซอร์ได้ชัดเจนขึ้นเนื่องจาก ในขณะที่เริ่มการทำงานของคอมเพรสเซอร์จะมีอัตราการกินกำลังงาน ไฟฟ้าที่สูงกว่าช่วงทำงานปกติมาก ดังนั้นการตัดคอมเพรสเซอร์ยิ่งมากก็จะยิ่งสิ้นเปลืองมากนั่นเอง อีกทั้งปัญหาในเรื่องอายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์เมื่อหยุดทำงานน้ำมันหล่อลื่นก็จะไหลกลับสู่อ่างเก็บน้ำมัน พอเริ่มทำงานขึ้นส่วนต่างๆก็จะขาดการหล่อลื่นที่ดีทำให้เกิดการสึกหรอและลดอายุการใช้งานลง

ในระยะหลังมีการพัฒนาการทำความเย็นระบบอินเวอร์เตอร์ขึ้นเพื่อขจัดปัญหาจากการตัดคอมเพรสเซอร์ลง โดยอินเวอร์เตอร์จะปรับความถี่ของกระแสไฟฟ้าที่จ่ายให้กับคอมเพรสเซอร์ทำให้รอบการหมุนเปลี่ยนแปลงไปตามความเหมาะสม เช่น เมื่ออุณหภูมิในบริเวณควบคุมลดลงถึงจุดที่กำหนดคอนิเวอร์เตอร์ก็จะลดรอบการหมุนของคอมเพรสเซอร์ลงมีผลให้มวลของสารความเย็นลดลงการถ่ายเทความร้อนก็ลดลงด้วย ระบบนี้จะไม่มีการตัดคอมเพรสเซอร์จึงลดปัญหาการใช้กำลังงานไฟฟ้ามากขณะคอมเพรสเซอร์เริ่มทำงานลงได้ แต่อินเวอร์เตอร์เป็นระบบที่มีราคาสูงจึงไม่เป็นที่นิยมนัก อีกทั้งยังมีปัญหาในการหล่อลื่นอยู่โดยที่รอบการหมุนต่ำๆก็จะไม่สามารถส่งน้ำมันหล่อลื่นเข้าถึงได้ทุกครั้ง

เนื่องจากปัญหาดังกล่าวจึงมีการศึกษาวิธีการบายพาสสารความเย็น เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพของการทำความเย็นและการประหยัดอัตราการใช้พลังงานของระบบ ในโครงการนี้จะทำการศึกษาเทคนิคการบายพาสสารความเย็นในรูปแบบต่างๆ เพื่อเป็นพื้นฐานและแนวทางในการพัฒนาปรับปรุงต่อไป

1.2 วัตถุประสงค์ของโครงการ

1.2.1 เพื่อศึกษาหลักการการทำงานของระบบทำความเย็น แนวโน้มการเปลี่ยนแปลงที่เกิดขึ้นภายในระบบ เมื่อระบบเกิดการปรับสภาพเนื่องมาจากภาระที่เปลี่ยนแปลงไป

1.2.2 เพื่อศึกษาและเปรียบเทียบสมรรถนะของระบบทำความเย็นแบบต่างๆ ว่าควรนำไปใช้งานในกรณีใดบ้าง เพื่อให้ได้การใช้งานที่เหมาะสม

1.2.3 เพื่อศึกษาและวิจัยถึงการเพิ่มประสิทธิภาพของการทำความเย็น ตลอดจนการประหยัดพลังงานของระบบและการเพิ่มอายุการใช้งานของระบบทำความเย็น

1.3 ขอบเขตโครงการ

โครงการนี้จะทำการศึกษาคิดค้นวิจัยขยายผลเพิ่มเติมเข้าไปในระบบทำความเย็นเดิมที่มีอยู่ จากนั้นจะทำการทดลองหาประสิทธิภาพและสมรรถนะของการทำความเย็นรวมทั้งอัตราการกินพลังงาน ของแต่ละระบบ โดยการทดลองนี้จะทำการเปรียบเทียบระบบอินเวอร์เตอร์, ระบบปรับมือปกติและระบบบายพาสอีก 3 รูปแบบ แล้วทำการวิเคราะห์ผลการทดลองที่ได้

1.4 วิธีในการดำเนินงานวิจัย

เราแบ่งการทำงานออกเป็น 3 ขั้นตอน ในขั้นแรก เราได้ทำการศึกษาดังทฤษฎีของระบบทำความเย็น รวมถึงศึกษาถึงการบายพาสในรูปแบบต่างๆ และการควบคุมอุณหภูมิของระบบระบบทำความเย็น โดยใช้วิธีต่างๆ ได้แก่ การใช้มือปรับ, การใช้ อินเวอร์เตอร์ และการบายพาส เมื่อเราได้ศึกษาทฤษฎีต่างๆ ครบถ้วนแล้ว เราจึงได้ทำการทดลองในขั้นที่ 2 ซึ่งเราได้ทำการต่อท่อและติดตั้งวาล์วบายพาสเข้าไปในระบบทำความเย็นที่มีอยู่เดิม เพิ่มเติมอีก 2 line คือ จาก Discharge line ไปที่ Evaporator และจาก Liquid line ไปที่ Suction line จากนั้นจึงได้ทำการทดลองทั้งหมด 5 รูปแบบคือ การใช้มือปรับ, การใช้อินเวอร์เตอร์, การบายพาสจาก Discharge line ไปยัง Suction line, การบายพาสจาก Discharge line ไปยัง Evaporator, และการบายพาส Liquid line ไปยัง Suction line ส่วนในขั้นที่ 3 เราได้นำข้อมูลจากการทดลองทั้งหมดมาคำนวณหาค่าการทำความเย็น (RE), งานที่คอมเพรสเซอร์ (W_c), ประสิทธิภาพการทำความเย็น (C.O.P.) และอัตราการประหยัดพลังงาน (EER) เพื่อนำไปเปรียบเทียบว่าแบบใดจะมีประสิทธิภาพในการควบคุมอุณหภูมิของระบบทำความเย็นสูงที่สุด และเพื่อเปรียบเทียบถึงสมรรถนะของระบบความเย็นแบบต่างๆ ว่าแบบไหนเหมาะสมกับการใช้งานในช่วงไหนบ้าง

บทที่ 2

ทฤษฎี

2.1 การทำความเย็น (Refrigeration)

สามารถอธิบายง่ายๆได้ว่า การทำความเย็นเป็นกระบวนการเคลื่อนย้ายความร้อนออกจากสถานที่หนึ่งๆทำให้อุณหภูมิของสถานที่นั้นลดลงต่ำกว่าอุณหภูมิภายนอก ซึ่งอัตราความร้อนที่ต้องเคลื่อนย้ายออกจากสถานที่นั้นๆเพื่อลดอุณหภูมิลงหรือรักษาระดับอุณหภูมิที่ต้องการไว้จะเรียกว่า ความร้อนที่คิดเป็นภาระ (Heat Load) จะเป็นผลรวมของความร้อนจากแหล่งความร้อนต่างๆ เช่น ความร้อนที่เกิดจากการรั่วซึม, ความร้อนจากร่างกายคน, ความร้อนจากผลิตภัณฑ์, ความร้อนจากมอเตอร์, ความร้อนจากหลอดไฟหรือความร้อนจากอุปกรณ์ต่างๆ และสิ่งเหล่านี้จะมีผลในการคำนวณหาขนาดของอุปกรณ์ทำความเย็น

2.2 หน่วยของการทำความเย็น (Standard Rating of Refrigeration)

หน่วยที่ใช้วัดอัตราการทำความเย็นใช้หน่วยที่เรียกว่า “ตันของการทำความเย็น” (Ton of Refrigeration) หนึ่งตันของการทำความเย็น หมายถึงปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งบริสุทธิ์ 1 ตัน (2000 ปอนด์) ที่อุณหภูมิ 32 °F กลายเป็นน้ำบริสุทธิ์ที่อุณหภูมิ 32 °F ภายในเวลา 24 ชั่วโมง

จาก $Q = mL$

เมื่อ $Q =$ ปริมาณความร้อนที่ทำให้น้ำแข็งจำนวน 1 ตันละลายเป็นน้ำ

$m =$ มวลของน้ำแข็ง (lb)

$L =$ ความร้อนแฝงของน้ำแข็ง = 144 Btu/lb

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

2.3 ประเภทของระบบการทำความเย็น

ในการทำให้อุณหภูมิลดลงจากปกติ(Ambient Air Temperature)ลงมาถึงอุณหภูมิที่ต้องการนั้นสามารถให้ระบบทำความเย็นได้หลายแบบ ซึ่งมีทั้งชนิดที่เป็นแบบทางกลและไม่ใช้ทางกล ดังนี้

1. ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)
2. ระบบทำความเย็นแบบดูดละลาย (Absorption Refrigeration System)
3. ระบบทำความเย็นด้วยอากาศ(ระบบปิด) (Air Refrigeration System Closed)
4. ระบบทำความเย็นแบบใช้หัวฉีด-ไอน้ำ (Steam Jet Refrigeration System)
5. ระบบทำความเย็นแบบเทอร์โมอิเล็กทริก (Thermoelectric Refrigeration System)
6. ระบบแม่เหล็กที่ใช้ในการทำอุณหภูมิต่ำ (Magnetic System of Producing Low Temperature)

ซึ่งในที่นี้จะกล่าวถึงเฉพาะระบบทำความเย็นชนิดอัดไอเท่านั้น

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

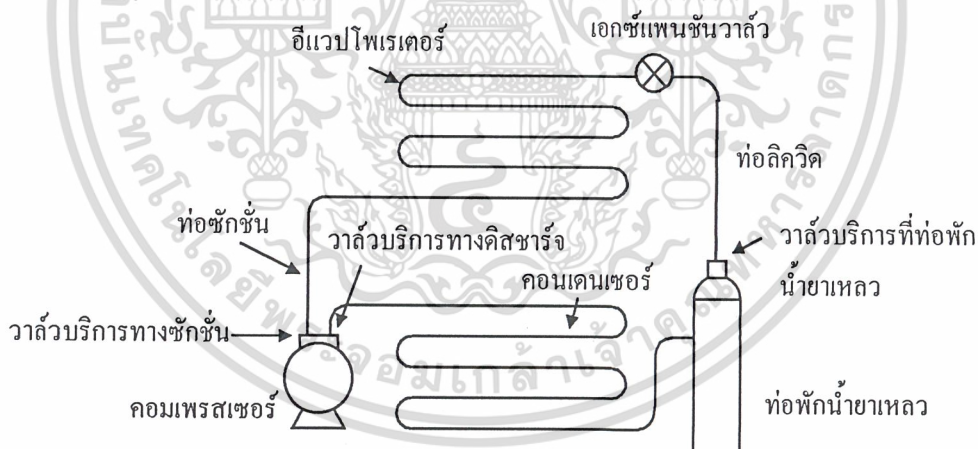
2.4 ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ (Vapor Compression Refrigeration System)

ระบบการทำความเย็นชนิดอัดไอได้รับการออกแบบและสร้างขึ้น โดยอาศัยหลักการพื้นฐานทางเทอร์โมไดนามิกส์ ดังนี้

1. ของไหลดูดความร้อนในขณะที่เปลี่ยนสถานะจากของเหลวกลายเป็นไอ และยอมให้ความร้อนขณะที่เปลี่ยนสถานะจากไอเป็นของเหลว
2. ในระหว่างที่เกิดการเปลี่ยนแปลงสถานะอุณหภูมิจะคงที่ แต่อุณหภูมินี้จะเปลี่ยนแปลงกับความดัน ที่ความดันคงที่จุดหนึ่งการกลายเป็นไอจะเกิดขึ้น ณ จุดที่อุณหภูมิมิมีความสัมพันธ์กันเท่านั้น อย่างไรก็ตามอุณหภูมิของการกลายเป็นไอที่ความดันอันหนึ่งย่อมแตกต่างกันสำหรับของเหลวที่ต่างกัน
3. ความร้อนจะไหลจากแหล่งอุณหภูมิสูงไปยังแหล่งอุณหภูมิต่ำ
4. การเลือกโลหะที่ใช้ทำเครื่องควบแน่นจะต้องเป็นโลหะที่มีการนำความร้อนสูง
5. พลังงานความร้อนและพลังงานรูปแบบอื่นๆ สามารถที่จะนำกลับมาใช้ประโยชน์ โดยกฎข้อที่สองของเทอร์โมไดนามิกส์

2.5 วัฏจักรการทำความเย็นชนิดอัดไอ

2.5.1 อุปกรณ์ของระบบทำความเย็น



รูปที่ 2-1 อุปกรณ์ของเครื่องทำความเย็น

ระบบทำความเย็นชนิดอัดไอจะประกอบด้วยอุปกรณ์หลัก ดังนี้

1. อีแวปโปเรเตอร์ (Evaporator) ทำหน้าที่ดูดซับปริมาณความร้อนจากบริเวณที่ต้องการ โดยอาศัยการที่สารความเย็นตรงจุดนี้จะเปลี่ยนสถานะจากของเหลวไปเป็นไอแล้วดูดซับปริมาณความร้อนโดยรอบเอาไว้ ทำให้บริเวณที่ต้องการทำความเย็นมีอุณหภูมิลดลง
2. คอมเพรสเซอร์ (Compressor) ทำหน้าที่ดูดและอัดสารความเย็นที่มีสถานะเป็นไอ โดยดูดไอที่มีอุณหภูมิและความดันต่ำจากอีแวปโปเรเตอร์ แล้วอัดให้มีอุณหภูมิและความดันสูงจนถึงจุดที่ไอสามารถควบแน่นเป็นของเหลวในคอนเดนเซอร์ได้

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้เพื่อใช้ในการศึกษาเท่านั้น มิใช่เพื่อใช้ในการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

3. คอนเดนเซอร์ (Condenser) ทำให้สารความเย็นในสถานะไอควบแน่นเป็นของเหลวโดยการระบายความร้อนออกจากสารความเย็น
4. ถังเก็บน้ำยาเหลว (Receiver Tank) สารความเย็นที่ควบแน่นโดยคอนเดนเซอร์กลายเป็นของเหลวจะถูกนำมาเก็บที่นี้ก่อนส่งไปยังวาล์วควบคุมการไหล
5. วาล์วควบคุมการไหล (Flow Control Valve) ทำหน้าที่ควบคุมการไหลของน้ำยาเหลวที่ผ่านเข้าไปยังอีแวปโปเรเตอร์ ลดความดันของน้ำยาให้มีความดันต่ำลง จนสามารถระเหยเปลี่ยนสถานะเป็นไอได้ที่อุณหภูมิในอีแวปโปเรเตอร์
6. ท่อดูด (Suction Line) ท่อสารความเย็นในสถานะไอที่ออกจากอีแวปโปเรเตอร์ไปยังคอมเพรสเซอร์
7. ท่อส่ง (Discharge Line) ท่อสารความเย็นในสถานะไอที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ไปยังคอนเดนเซอร์
8. ท่อของเหลว (Liquid Line) ท่อสารความเย็นในสถานะของเหลวที่ต่อออกจากถังพักน้ำยาเหลวกับวาล์วควบคุมการไหล

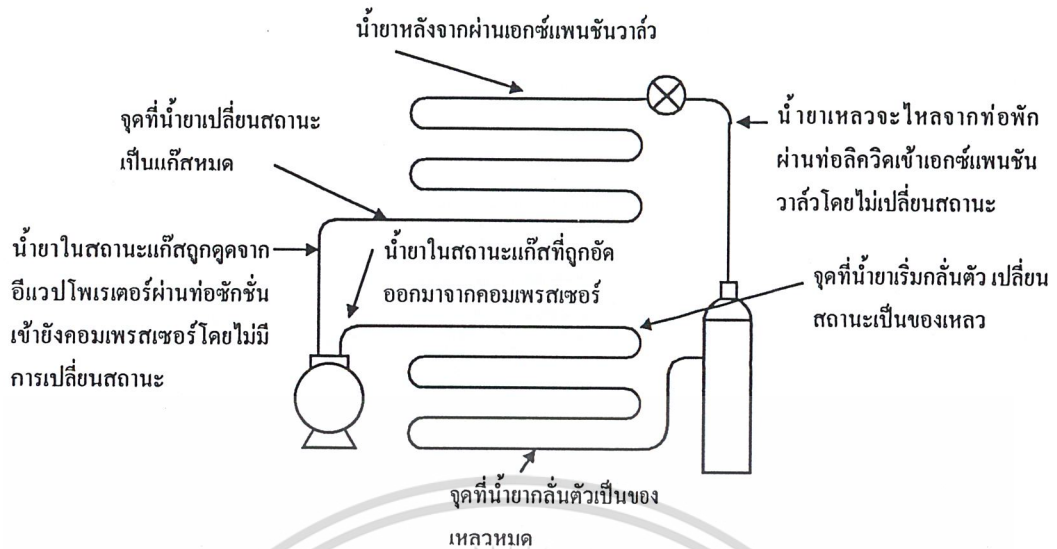
นอกจากนี้ยังมีอุปกรณ์เสริม เพื่อเพิ่มประสิทธิภาพการทำงาน ซึ่งอาจมีความจำเป็น ที่ต้องติดตั้งในระบบทำความเย็นบางระบบ แต่อาจไม่มีความจำเป็นสำหรับอีกระบบหนึ่ง ดังนี้

9. ฟิลเตอร์ดรายเออร์ (Filter Drier) จะยอมให้สารความเย็นผ่านได้แต่จะป้องกันสารดูดความชื้น, ฝุ่นผง หรือสิ่งสกปรกอื่น ๆ ที่ปะปนมากับสารความเย็นในระบบไม่ให้ผ่านไป ได้ ทรายเออร์หรือสารดูดความชื้นที่นิยมใช้กันทั่วไปมี ซิลิกาเจล (Silica Gel), แคลเซียมซัลเฟต (Calcium Sulfate), อะลูมินาเจล (Alumina Gel) เป็นต้น จะติดตั้งอยู่ที่ท่อของเหลวใกล้กับทางเข้าวาล์วควบคุมการไหล และที่ที่ติดตั้งต้องอยู่ในบริเวณที่ไม่ถูกปะทะด้วยลมร้อนเพราะสารดูดความชื้นจะดูดความชื้นได้มากกว่าที่อุณหภูมิต่ำ ถ้าอยู่ในที่ร้อนความสามารถในการดูดความชื้นจะลดลง ทำให้ความชื้นในระบบที่ดูดซับไว้ถูกคายออกมาบางส่วนและจะไปอุดตันที่วาล์วควบคุมการไหล
10. กระจกมองน้ำยา (Sight Glasses) สำหรับใช้มองดูสารความเย็นภายในระบบว่ามีเพียงพอหรือไม่
11. แอ็กคิวมูเลเตอร์ (Accumulator) จะติดตั้งอยู่ระหว่างอีแวปโปเรเตอร์และทางดูดของคอมเพรสเซอร์ คอยกั้นไม่ให้สารความเย็นเหลวจากอีแวปโปเรเตอร์ถูกดูดเข้าคอมเพรสเซอร์โดยตรง

2.5.2 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ

ในวัฏจักรการทำความเย็นประกอบด้วยการระเหย การควบแน่นและการหมุนเวียนของสารความเย็น (Refrigerant) ในระบบอย่างสม่ำเสมอ การระเหยกลายเป็นไอเกิดขึ้นเมื่อมีความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำ การควบแน่นจากไอเป็นของเหลวเกิดเมื่อมีความดันสูงและอุณหภูมิต่ำ

พิจารณาบทบาทแต่ละจุดของเครื่องทำความเย็นในรูปวัฏจักร โดยเริ่มที่ทางเข้าของอีแวปโปเรเตอร์ (Evaporator) เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์อื่นใด ๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



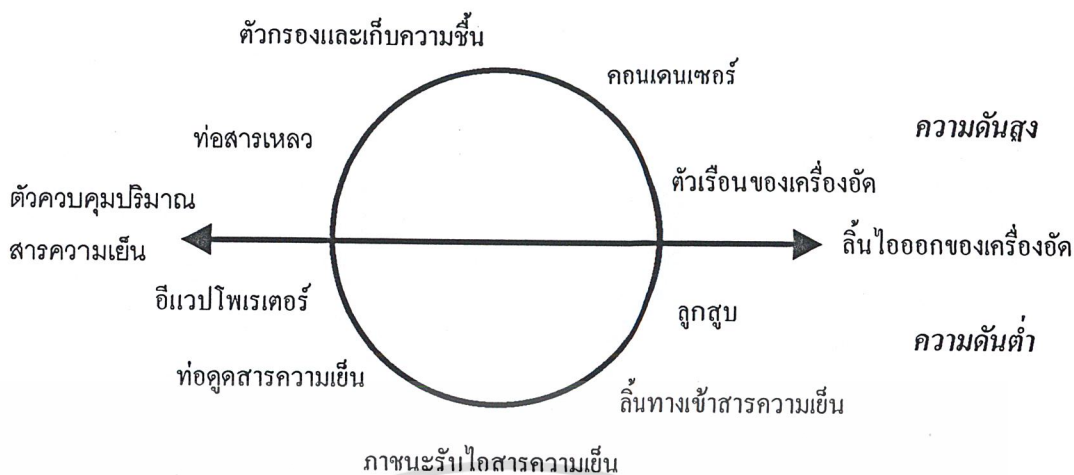
รูปที่ 2-2 หลักการทำงานของระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ

สารความเย็น (Refrigerant) จะผ่านตัวควบคุมปริมาณสารความเย็น (Flow Control Valve) ซึ่งจะคอยควบคุมปริมาณสารความเย็นที่จะเข้าไปในอีแวปโปเรเตอร์ และในเวลาเดียวกันจะเป็นตัวลดทั้งความดันและอุณหภูมิของสารความเย็นด้วย เมื่อสารความเย็นที่มีสถานะความดันต่ำและอุณหภูมิต่ำไหลเข้าไปในอีแวปโปเรเตอร์ที่วางอยู่ท่ามกลางภาระ (Load) ที่มีอุณหภูมิสูง ความร้อนจากภาระจะถ่ายเทมาสู่อีแวปโปเรเตอร์ทำให้สถานะของสารความเย็นเปลี่ยนไปจากของเหลวกลายเป็นไอ

เมื่อสารความเย็นที่ไหลผ่านอีแวปโปเรเตอร์เปลี่ยนสถานะเป็นไอแล้ว ที่ปลายของอีแวปโปเรเตอร์จะต่อผ่านท่อดูด (Suction Line) ไปต่อกับด้านดูดของคอมเพรสเซอร์ (Compressor) ด้านดูดของเครื่องคอมเพรสเซอร์จะดูดไอของสารความเย็นเข้าไปแล้วอัดไอของสารความเย็นจนมีอุณหภูมิสูงและความดันสูง แต่ยังมีสถานะเป็นไออยู่ ไอที่ผ่านท่อออก (Discharge Line) จะเข้าสู่คอนเดนเซอร์เพื่อถ่ายเทความร้อนที่สารความเย็นรับมาจากภาระถ่ายสู่อากาศหรือน้ำอีกทอดหนึ่ง และสารความเย็นจะเปลี่ยนสถานะไปเป็นของเหลวซึ่งหมายความว่าสารความเย็นอยู่ในสภาพที่พร้อมจะใช้งานได้แล้วจะถูกส่งไปจัดเก็บในถังเก็บน้ำยาเหลว

แต่เนื่องด้วยการประกอบระบบท่อของเครื่องทำความเย็น การดูด-อัดสารความเย็นของเครื่องคอมเพรสเซอร์ อาจมีความชื้นหรือสิ่งสกปรกชิ้นเล็กๆ แผลกปลอมเข้าไปในระบบท่อ จึงให้มีที่กรองและเก็บความชื้น (Filter Drier) สารความเย็นเหลวที่ผ่านออกมาจะอยู่ในสภาพอุณหภูมิปานกลางและความดันสูง จากนั้นจะผ่านไปสู่อัตวควบคุมปริมาณสารความเย็นและจะวนเวียนอย่างนี้ต่อไปเรื่อยๆ

เมื่อพิจารณาวัฏจักรของเครื่องทำความเย็นอาจจะแบ่งได้เป็นสองส่วนคือ ด้านที่มีความดันสูงและด้านที่มีความดันต่ำ



รูปที่ 2-3 แสดงส่วนความดันสูงและความดันต่ำในวัฏจักรการทำความเย็น

ด้านที่มีความดันสูง (High Side) ประกอบด้วย ท่อทางส่งของคอมเพรสเซอร์, ท่อส่ง, คอนเดนเซอร์, ถังพักน้ำยาเหลว, ท่อของเหลว และทางเข้าของวาล์วควบคุมการไหล ความดันของน้ำยา ด้านความดันสูงนี้บางครั้งเรียกว่า ความดันทางคอนเดนเซอร์ (Condensing Pressure) หรือความดันด้านอัด (Discharge Pressure)

ด้านที่มีความดันต่ำ (Low Side) ประกอบด้วย ทางออกของวาล์วควบคุมการไหล, อีแวปโปเรเตอร์, ท่อดูด และทางดูดของคอมเพรสเซอร์ ความดันด้านต่ำนี้บางครั้งเรียกว่า ความดันทางอีแวปโปเรเตอร์ หรือ ความดันด้านดูด (Suction Pressure) หรือความดันด้านกลับ (Back Pressure)

โดยสรุปในระบบทำความเย็นจะประกอบด้วยกระบวนการต่างๆคือ

1. ไอระเหยของสารความเย็นถูกดูดผ่านท่อดูดเข้าคอมเพรสเซอร์และอัดจนเป็นไอหรือแก๊สมีอุณหภูมิสูง ความดันสูงแล้วส่งออกจากท่อส่ง ออกไปสู่คอนเดนเซอร์
2. ไอของสารความเย็นที่ถูกอัดแล้วและถูกส่งมายังคอนเดนเซอร์จะได้รับการถ่ายเทความร้อน ออกจนไอสารความเย็นเปลี่ยนสถานะเป็นของเหลวที่ยังมีความร้อนปานกลางและความดันสูง ณ ที่นี้ ความร้อนที่ถูกถ่ายเทออกจะเป็นความร้อนแฝงเป็นส่วนมาก อุณหภูมิจึงไม่ค่อยลดมากนัก
3. สารความเย็นที่อยู่ในสภาพของของเหลวจะถูกส่งไปตามท่อของเหลวผ่านตัวควบคุมปริมาณสารความเย็น เข้าสู่อีแวปโปเรเตอร์
4. ด้วยเหตุที่สารความเย็นที่ผ่านตัวควบคุมปริมาณสารความเย็นแล้ว ความดันจะลดลง หมาย ถึงอุณหภูมิจะลดลงด้วย และเมื่อสารความเย็นที่มีอุณหภูมิต่ำและความดันต่ำผ่านอีแวปโปเรเตอร์ ซึ่งวาง อยู่ในตำแหน่งที่จะรับความร้อนจากภาระ ความร้อนนี้จะทำให้สารความเย็นเดือดกลายเป็นไอที่ด้านปลาย ของอีแวปโปเรเตอร์อีก
5. ไอของสารความเย็นที่เกิดขึ้นเนื่องจากสารความเย็นได้รับความร้อนขณะผ่านอีแวปโปเรเตอร์ จะถูกดูดให้ผ่านท่อดูดเข้าเครื่องอัดอีก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6 สารความเย็น (Refrigerant)

ในการกล่าวทั่วไป สารความเย็นก็คือ วัตถุหรือสารที่จะเป็นตัวรับความร้อนจากวัตถุหรือสารอื่น สำหรับระบบทำความเย็นชนิดอัดไอ สารทำความเย็นซึ่งเป็นตัวทำงานอยู่ในรูปของไหล (Working Fluid) ซึ่งจะดูดความร้อนในช่วงของการเปลี่ยนสถานะกลายเป็นไอ และคายความร้อนในช่วงเปลี่ยนสถานะจากไอควบแน่นเป็นของเหลว ในการเลือกว่าสารใดจะใช้เป็นสารความเย็นนั้นจะต้องพิจารณาคุณสมบัติทางเคมี, ฟิสิกส์ และเทอร์โมไดนามิกส์ ให้เหมาะสมกับระบบที่ใช้งาน

2.6.1 คุณสมบัติทั่วไปของสารความเย็น

สารความเย็นที่ใช้ในระบบเครื่องทำความเย็นมีหลายชนิดแล้วแต่ลักษณะของการใช้งาน คุณสมบัติของสารที่กล่าวถึงมิได้หมายความว่า สารความเย็นที่มีจำหน่ายจะมีคุณสมบัติครบทุกข้อ มีเพียงบางข้อที่น่าจะให้ความสำคัญสำหรับงานแต่ละประเภท แต่ที่สำคัญที่สุดคือความปลอดภัยของผู้ใช้ คุณสมบัติของสารความเย็นมีประเด็นที่ควรพิจารณาดังนี้

1. ไม่เป็นพิษ
2. ไม่เป็นวัตถุระเบิด
3. ไม่กัดกร่อน โลหะ
4. ไม่ติดไฟ
5. หากมีรอยรั่วสามารถตรวจพบได้ง่าย
6. สามารถหาตำแหน่งรั่วได้ง่าย
7. ใช้งานที่ความดันไม่สูงนัก
8. ขณะอยู่ในสภาพแก๊สต้องมีเสถียรภาพคงที่
9. ขณะอยู่ในสภาพของเหลวต้องไหลง่าย
10. ไม่มีพิษเป็นอันตรายกับระบบหายใจและผิวหนังของมนุษย์
11. มีความหนาแน่นน้อย เพื่อให้สะดวกกับการควบคุมปริมาณใช้งาน
12. มีค่าความร้อนแฝงต่อหน่วยน้ำหนักสูง

2.6.2 ชนิดของสารความเย็น

ด้วยเหตุที่สารความเย็นเป็นสารผสมจากสารหลายชนิด การเรียกชื่อ โดยตรงจึงไม่สะดวก สมาคมวิศวกรเครื่องทำความร้อน เครื่องทำความเย็นและการปรับอากาศ (The American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers – ASHRAE) ได้กำหนดสารความเย็นแต่ละชนิดไว้เป็นตัวเลข โดยให้เป็น R-11, R-12, R-22 เป็นต้น R หมายถึง Refrigerant และตัวเลขที่ตามมาหมายถึง ชนิดของสารความเย็น

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

ตาราง 2-1 ชนิดของสารความเย็นที่นิยมใช้

วิศวกรรมสถานแห่งประเทศไทย ได้แบ่งประเภทเครื่องทำความเย็น และประเภทของสารความเย็น ไว้ดังนี้

- ประเภทของระบบทำความเย็น แบ่งตามน้ำหนักของสารความเย็นที่บรรจุในระบบดังนี้
- ประเภท ก ระบบที่บรรจุสารความเย็นหนัก 500 กก. หรือมากกว่า
 - ประเภท ข ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 50 กก. แต่ไม่น้อยกว่า 500 กก.
 - ประเภท ค ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 10 กก. แต่ไม่น้อยกว่า 50 กก.
 - ประเภท ง ระบบที่บรรจุสารความเย็นมากกว่า 3 กก. แต่ไม่น้อยกว่า 10 กก.
 - ประเภท จ ระบบที่บรรจุสารความเย็นน้อยกว่า 3 กก.

2.6.2.1 ชนิดไม่ระคายเคืองและไม่ติดไฟ

ประเภท 1 R-744

ประเภท 2 R-11, R-12, R-22, R-30, R-113, R-114, R-115, R-152a, R-500, R-502

2.6.2.2 ชนิดติดไฟ

ประเภท 1 R-40, R-1130

ประเภท 2 R-160, R-170, R-290, R-600, R-601, R-611

2.6.2.3 ชนิดระคายเคือง

ไม่แบ่งประเภท ได้แก่ R-764, R-717

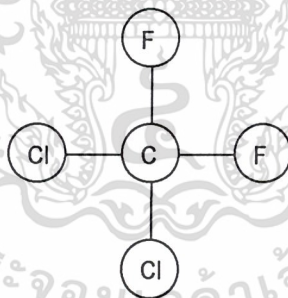
เอกสารนี้เป็นเอกสารภายในโครงการนี้ จะใช้สารความเย็น R-12 ในการศึกษา ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.6.3 สารความเย็น R-12 (CCl₂F₂)

เป็นสารความเย็นที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางในปัจจุบัน เนื่องจากเป็นสารที่มีความปลอดภัยทั้งยังไม่เป็นพิษ ไม่ติดไฟและไม่จุกะระเบิด นอกจากนี้ยังสามารถคงสภาพได้ดีมากไม่เสียหายแม้ว่าจะอยู่ในสภาวะงานหนักๆ แต่อย่างไรก็ตามถ้าสารความเย็น R-12 สัมผัสกับเปลวไฟ หรือได้รับความร้อนจากอุปกรณ์ไฟฟ้าก็อาจกลายเป็นสารพิษได้

สารความเย็น R-12 ควบแน่นที่ความดันปานกลางมีจุดเดือดต่ำกว่าความกดดันบรรยากาศ มีจุดเดือดที่ -29.8°C (-21.6°F) สามารถใช้ได้ทั้งระบบที่มีอุณหภูมิสูง ปานกลางและต่ำ และใช้ได้กับเครื่องอัดทั้งสามแบบ สารความเย็น R-12 สามารถผสมผสานกับน้ำมันได้ แต่กลับมีแนวโน้มที่จะเพิ่มประสิทธิภาพการทำงานของระบบ เนื่องจากจะไม่มีฟิล์มน้ำมันเกิดขึ้นในอีแวปโปเรเตอร์และเครื่องควบแน่น ซึ่งต่างจากสารความเย็นชนิดอื่นที่รวมกับน้ำมันได้ และทำให้ความสามารถในการถ่ายเทความร้อนของอีแวปโปเรเตอร์และเครื่องควบแน่นลดลง

สารความเย็น R-12 มีอัตราการทำความเย็นโดยมวลน้อยกว่าเมื่อเทียบกับสารความเย็นชนิดอื่นบางชนิดแต่ก็ไม่ใช่อะไรที่รุนแรงเพราะถ้าเทียบค่านอื่นเช่น ในระบบเล็กๆ สารความเย็น R-12 สามารถควบคุมได้ง่ายกว่า เป็นพิษน้อยกว่า สำหรับระบบใหญ่ๆ ค่าความร้อนแฝงที่ต่ำกว่าถูกชดเชยด้วยความหนาแน่นไอที่สูง ซึ่งขนาดของเครื่องอัดที่ใช้สารความเย็น R-12 ก็มีขนาดไม่ใหญ่กว่ามากนักเมื่อเทียบกับระบบที่ใช้สารความเย็นชนิดอื่นและยังใช้กำลังเครื่องอัดต่ำอีก สารความเย็น R-12 จึงเป็นที่นิยมใช้ทั่วไป



รูปที่ 2-4 โครงสร้างทางเคมีของ R-12

2.7 P-h Diagram

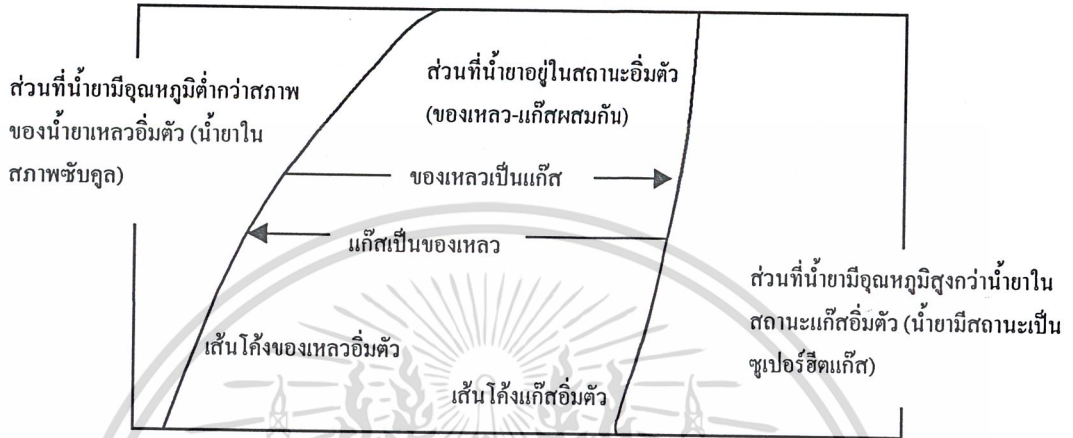
โดยปกติรูปแบบโครงสร้าง P-h Diagram ของสารความเย็นจะคล้ายกัน แต่จะใช้แทนกันไม่ได้ เพราะค่าตัวเลขต่างกัน P-h Diagram ของสารความเย็น R-12 ก็จะใช้ได้เฉพาะกับสารความเย็น R-12 เท่านั้น จะใช้กับระบบทำความเย็นที่ใช้สารความเย็นชนิดอื่นไม่ได้

โครงสร้างของ P-h ไดอะแกรม ได้แสดงดังรูปที่ 2-5 ซึ่งสามารถแบ่งออกเป็น 3 ส่วนดังนี้

1. ส่วนที่น้ำยามีสภาพอิ่มตัวซึ่งอยู่ตรงกลาง ส่วนนี้ น้ำยาที่มีสภาพเป็นของเหลวพร้อมที่จะระเหย

หรือเดือดเปลี่ยนสถานะเป็นไอ ในทางกลับกัน น้ำยาที่มีสถานะเป็นไอพร้อมที่จะกลั่นตัวเป็น

2. ส่วนที่มีอุณหภูมิต่ำกว่าสภาพของน้ำยาเหลวอิ่มตัวซึ่งอยู่ทางด้านซ้ายมือ น้ำยามีสถานะเป็นของเหลวอัดตัว (Subcooled)
3. ส่วนที่มีอุณหภูมิสูงกว่าสภาพของน้ำยาในสถานะไออิ่มตัว ซึ่งอยู่ทางด้านขวาของน้ำยา ซึ่งมีสถานะเป็นไอคง (Superheated)

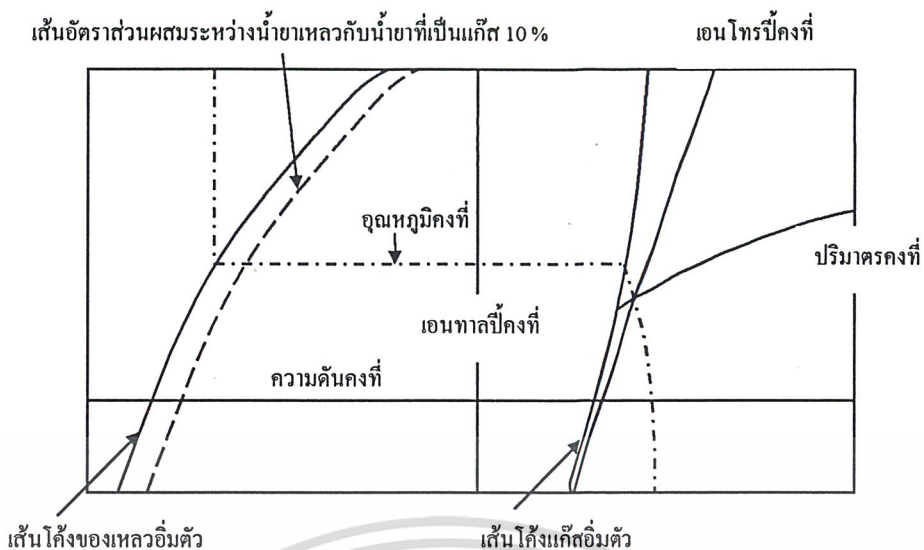


รูปที่ 2-5 โครงสร้างของ P-h ไดอะแกรม

รายละเอียดของโครงสร้าง P-h ไดอะแกรม แสดงโดยรูปที่ 2-6

1. เส้นความดันสมบูรณ์มีหน่วยเป็น psia เป็นเส้นที่อยู่ในแนวนอนตลอด
2. เส้นอัตราส่วนระหว่างน้ำยาเหลวกับน้ำยาที่เป็นไอ มีหน่วยเป็นเปอร์เซ็นต์เป็นเส้นโค้งในแนวตั้ง ซึ่งอยู่ในส่วนกลาง (เส้นประ) แต่ละเส้นจะบอกถึงจำนวนเปอร์เซ็นต์ของน้ำยาอิ่มตัวที่มีสภาพเป็นของเหลวพร้อมที่จะระเหย หรือเดือดเป็น ไอ ในทางกลับกัน ไอที่จะกลั่นตัวเป็นของเหลวเส้นซ้ายมือสุดเป็นเส้นของเหลวอิ่มตัว ส่วนเส้นที่อยู่ขวามือสุดเป็นเส้นไออิ่มตัว
3. เส้นอุณหภูมิมีหน่วยเป็น ฟาเรนไฮต์ เป็นเส้นประ เส้นอุณหภูมินี้จะอยู่ในแนวนอนเฉพาะที่น้ำยามีสภาพอิ่มตัวเท่านั้น เพราะอุณหภูมิจะสัมพันธ์กับความดัน และจะสูงขึ้นเมื่อน้ำยามีสภาพเป็นของเหลวอิ่มตัวหรือมีอุณหภูมิต่ำกว่าอุณหภูมิอิ่มตัวและจะต่ำลงเมื่อน้ำยามีสภาพเป็นไอคงหรือมีอุณหภูมิสูงกว่าอุณหภูมิอิ่มตัว
4. เส้นเอนทัลปีคงที่ (Constant Enthalpy) มีหน่วยเป็น Btu/lb เป็นเส้นที่อยู่ในแนวตั้ง
5. เส้นปริมาตรจำเพาะ (Constant Volume) มีหน่วยเป็น lb/ft³ เป็นเส้นโค้งในแนวนอนเอียงขึ้นเล็กน้อยอยู่ทางขวามือ ซึ่งอยู่ในส่วนที่มีอุณหภูมิสูงกว่าน้ำยาที่มีสภาพเป็นไออิ่มตัว
6. เส้นเอนโทรปีคงที่ (Constant Entropy) มีหน่วยเป็น Btu/lb-R เป็นเส้นทแยงมุมในแนวตั้งแยกขึ้นจากเส้นไออิ่มตัว ซึ่งอยู่ในส่วนที่มีอุณหภูมิสูงกว่าไออิ่มตัว เส้นนี้แสดงการอัดตัวของน้ำยาที่มีสภาพเป็น ไอให้มีความดันสูงขึ้น ซึ่งเป็นผลให้มีอุณหภูมิสูงขึ้น โดยไม่มีการถ่ายเทความร้อนและความเสียดทาน

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-6 โครงสร้าง P-h ไดอะแกรมแสดงเส้นความดันคงที่ อุณหภูมิคงที่ ปริมาตรคงที่ เส้นเอนทัลปี

2.8 วงจรทางปฏิบัติของการทำความเย็น (Actual Vapor Compression Refrigerating Cycle)

ในระบบท่อสารทำความเย็นของเครื่องทำความเย็นจะมีความดันตก เนื่องจากความฝืดตามจุดต่างๆ ของระบบท่อซึ่งจะต้องลดหรือขจัดให้ได้เพื่อให้การไหลของสารทำความเย็นเป็นไปได้อย่างสะดวก การสูญเสียของความดันมีทั้งที่ไอแวนป์โพเรเตอร์ที่คอนเดนเซอร์หรือตามข้อต่อต่างๆ จึงจะพิจารณาแต่ละจุดดังนี้

1. ความดันตกในท่อดูด (Suction Line) สภาพของสารทำความเย็นที่ผ่านพ้นไอแวนป์โพเรเตอร์ขึ้นอยู่กับองค์ประกอบต่างๆ ของไอแวนป์โพเรเตอร์ และสภาพของสารทำความเย็นก่อนเข้าไอแวนป์โพเรเตอร์ ทำนองเดียวกัน ความดันตกในท่อดูดในช่วงระหว่างไอแวนป์โพเรเตอร์และเครื่องอัดมีส่วนช่วยให้สารทำความเย็นที่เข้าเครื่องอัดอยู่ในสภาพของไอ แต่มีข้อจำกัดอยู่โดยในหลักปฏิบัติ ขนาดของท่อสารทำความเย็นมีผลต่อความดัน หากท่อเล็กความดันสูญเสียหรือความดันตกคร่อมจะมาก ถ้าใช้ท่อโตความดันสูญเสียจะน้อย แต่มีปัจจัยอื่นที่ควรพิจารณาคือ หากใช้ท่อโต ค่าใช้จ่ายจะมาก โดยหลักเศรษฐศาสตร์ทางการค้าจะต้องให้สมดุลระหว่างความดันสูญเสียเปรียบเทียบกับราคาท่อ ในงานเครื่องทำความเย็นความดันสูญเสียหรือความดันตกคร่อมเปรียบเทียบกับการลดลงของอุณหภูมิ ความดันตกในท่อดูดเทียบเท่ากับการลดลงของอุณหภูมิไม่เกิน 2 องศาฟาเรนไฮต์ถือว่าการออกแบบที่เหมาะสม จาก P-h Diagram ความดันตกในท่อดูดเกิดในลักษณะตามเส้นเอนทัลปีคงที่ ซึ่งปกติท่อดูดจะมีฉนวนหุ้มเพื่อจำกัดความร้อนที่มาจากภายนอกท่อดูดมาเพิ่มให้กับสารทำความเย็นที่กำลังจะเข้าเครื่องอัด

2. ความดันตกในท่อจ่าย (Discharge Line) ความดันตกที่เกิดกับไอสารทำความเย็นร้อน หลังจากสารทำความเย็นถูกอัดแล้วและจ่ายออกมาตามท่อจ่าย จาก P-h Diagram จุดที่ความดันตกลงมาเป็นทางเข้าคอนเดนเซอร์ การเกิดความดันตกที่ท่อจ่ายมีผลคือความดันของการควบแน่น (Condensing Pressure) ต่ำ

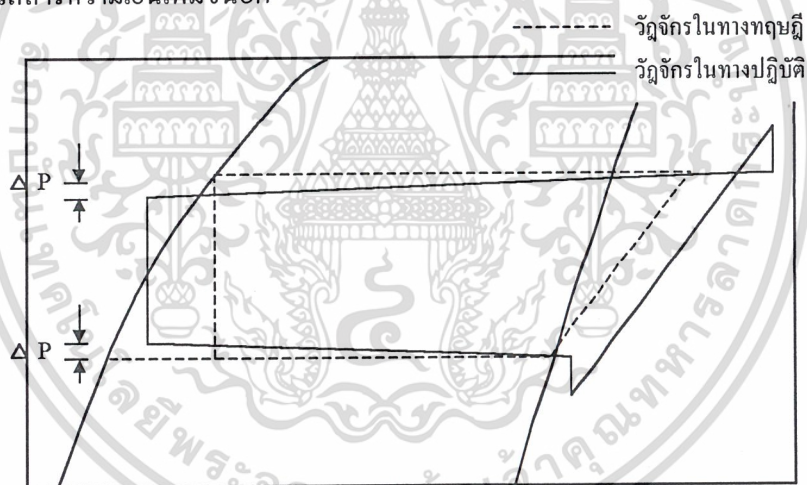
3. ความดันตกในท่อของเหลว (Liquid Line) โดยหลักการแล้วความดันตกในท่อของเหลวคือออกจากทางออกของสารทำความเย็นเหลวที่ส่วนท้ายของคอนเดนเซอร์ถึงตัวควบคุมปริมาณสารทำความเย็น ความดันนี้จะไม่มีผลต่อพลังงานความร้อนของระบบทำความเย็น แต่ถึงแม้จะไม่มีผลเสียหากมองข้ามไปอาจทำให้ระบบเครื่องทำความเย็นนั้นหย่อนประสิทธิภาพลง เพราะความดันในท่อของเหลวที่ลดลงเป็นสาเหตุ

หนึ่งที่ทำให้เกิดไอขยายตัว (Flash Gas) ของสารความเย็นที่จะเข้าตัวควบคุมปริมาณสารความเย็น ด้วยเหตุที่ตัวควบคุมสารความเย็นออกแบบมาสำหรับเฉพาะสารความเย็นเหลว ถ้ามีไอขยายตัวปนอยู่ในสารความเย็น จะทำให้ปริมาณสารความเย็นที่ส่งผ่านตัวควบคุมปริมาณสารความเย็นมีจำนวนไม่ถูกต้องโดยต่ำกว่าปริมาณใช้งานของระบบ ด้วยเหตุนี้การให้ระบบทำความเย็นมีอุณหภูมิของสารความเย็นในคอนเดนเซอร์ต่ำกว่าอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว (Subcooled Liquid) จึงเป็นสิ่งจำเป็น

4. ความดันตกในอีแวปอเรเตอร์และคอนเดนเซอร์ การตกลงของความดันมีผลให้สถานะการถ่ายเทความร้อนที่อีแวปอเรเตอร์และที่คอนเดนเซอร์เปลี่ยนไป รวมถึงอัตราส่วนการอัดด้วย โดยเฉพาะอย่างยิ่งหากความดันจากคอนเดนเซอร์ตกมากเกินไป ความดันที่เหลือสู่ตัวควบคุมปริมาณสารความเย็นอาจไม่มากพอที่จะทำให้ตัวควบคุมทำงานตามปกติได้

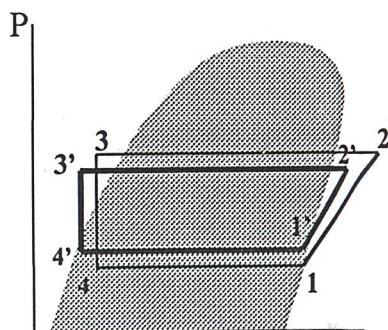
5. อุณหภูมิของสารความเย็นในคอนเดนเซอร์ ถูกทำให้ต่ำกว่าอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว (Subcooled Liquid) ก่อนที่จะผ่านเข้าไปในวาล์วขยายตัว (Expansion valve) เพื่อให้ค่าการทำความเย็น (Refrigerating Effect, R.E.) ต่อหน่วยมวลของสารความเย็นเพิ่มขึ้น

6. ไอของสารความเย็นจะเป็นไอร้อนขูดยั้งก่อนเข้าคอมเพรสเซอร์เป็นการทำให้ค่าการทำความเย็นต่อหน่วยมวลสารความเย็นเพิ่มขึ้นอีก



รูปที่ 2-7 แสดงวัฏจักรทำความเย็นในทางปฏิบัติเมื่อเปรียบเทียบกับทางทฤษฎี

2.9 ทฤษฎีบายพาส



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 2-8 แสดงถึง P-h ไดอะแกรมทฤษฎีบายพาส

การบายพาสไอสารความเย็นเพื่อควบคุมอุณหภูมิของอีแวปโปเรเตอร์ เป็นการระบายไอร้อนของสารความเย็นจากท่อด้านความดันสูงซึ่งก็คือด้านออกของคอมเพรสเซอร์กับไปยังท่อความดันต่ำ หรือด้านทางเข้าคอมเพรสเซอร์ซึ่งจะมีผลให้ความดันในท่อความดันสูงลดลงและท่อความดันต่ำมีค่าเพิ่มขึ้น

จากรูปที่ 2-8 เป็นการเปรียบเทียบระหว่างวัฏจักรทำความเย็นแบบอัดไอกับวัฏจักรแบบบายพาสจะพบว่า

- งานที่คอมเพรสเซอร์ต้องทำ (W_c)

$$1 \gg 2 \gg 3 \gg 4 \quad W_c = h_2 - h_1$$

$$1' \gg 2' \gg 3' \gg 4' \quad W_c = h_2' - h_1'$$

พบว่างานที่คอมเพรสเซอร์จะต้องทำในวัฏจักรบายพาสมีค่าน้อยกว่าวัฏจักรจากปกติ

- ค่าการทำความเย็น (R.E.)

$$1 \gg 2 \gg 3 \gg 4 \quad R.E. = h_1 - h_4$$

$$1' \gg 2' \gg 3' \gg 4' \quad R.E. = h_1' - h_4'$$

พบว่าค่าการทำความเย็นของวัฏจักรบายพาสมีมากกว่าวัฏจักรปกติ

- ค่าประสิทธิภาพการทำความเย็น (C.O.P)

$$C.O.P = R.E. / W_c$$

เพราะฉะนั้นเมื่อให้ขนาดของคอนเดนเซอร์เท่ากันทั้งสองวัฏจักร จะพบว่าความสามารถในการทำให้อุณหภูมิของสารความเย็นต่ำกว่าอุณหภูมิของเหลวอิ่มตัว (Subcooled) ของวัฏจักรบายพาสดีกว่าวัฏจักรปกติ

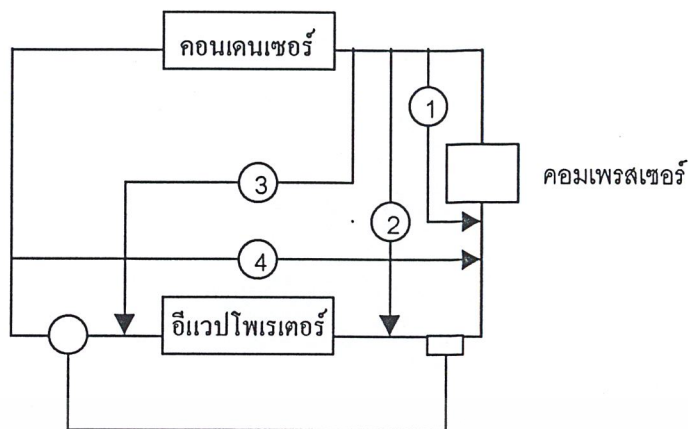
2.10 รูปแบบของการบายพาส

ในการบายพาสนั้นมีรูปแบบมาตรฐานอยู่ 4 รูปแบบตามมาตรฐานของ ASHRAE (The American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers) คือ

1. การบายพาสจาก Discharge line to Suction line
2. การบายพาสจาก Discharge line ไปที่ทางออกของอีแวปโปเรเตอร์
3. การบายพาสจาก Discharge line ไปที่ทางเข้าของอีแวปโปเรเตอร์
4. การบายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line

ซึ่งในโครงการนี้เราจะทำการทดลอง 3 แบบ คือแบบที่ 1, แบบที่ 3 และแบบที่ 4

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 2-9 แสดงการบายพาสในรูปแบบต่างๆ

2.11 สมการที่ใช้ในการคำนวณ

คอมเพรสเซอร์ (Compressor) กำลังงานที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์สามารถหาได้จาก

$$W_c = m (h_2 - h_1)$$

เมื่อ W_c คือ กำลังงานที่ใช้ของคอมเพรสเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/min

h_1 คือ เอนทาลปีของสารความเย็นก่อนที่จะเข้าคอมเพรสเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb

h_2 คือ เอนทาลปีของสารความเย็นที่ออกจากคอมเพรสเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb

m คือ ปริมาณสารความเย็นที่ไหลผ่านคอมเพรสเซอร์ มีหน่วยเป็น lb/min

คอนเดนเซอร์ (Condenser) ปริมาณความร้อนที่ถ่ายเทออกที่คอนเดนเซอร์หาได้จาก

$$q_c = m (h_3 - h_2)$$

เมื่อ q_c คือ ปริมาณความร้อนที่คายออกที่คอนเดนเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/min

h_3 คือ เอนทาลปีของสารความเย็นที่ออกจากคอนเดนเซอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb

อีแวปอเรเตอร์ (Evaporator) ค่าการทำความเย็นที่อีแวปอเรเตอร์หาได้จาก

$$R.E. = m (h_1 - h_4)$$

เมื่อ Refrigerating Effect (R.E.) คือ ค่าการทำความเย็น มีหน่วยเป็น Btu/hr

h_4 คือ เอนทาลปีของสารความเย็นก่อนเข้าอีแวปอเรเตอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb

h_1 คือ เอนทาลปีของสารความเย็นออกจากอีแวปอเรเตอร์ มีหน่วยเป็น Btu/lb

ประสิทธิภาพของการทำความเย็น

$$C.O.P = R.E. / W_c$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการใช้พลังงาน (Energy Efficiency Ratio)

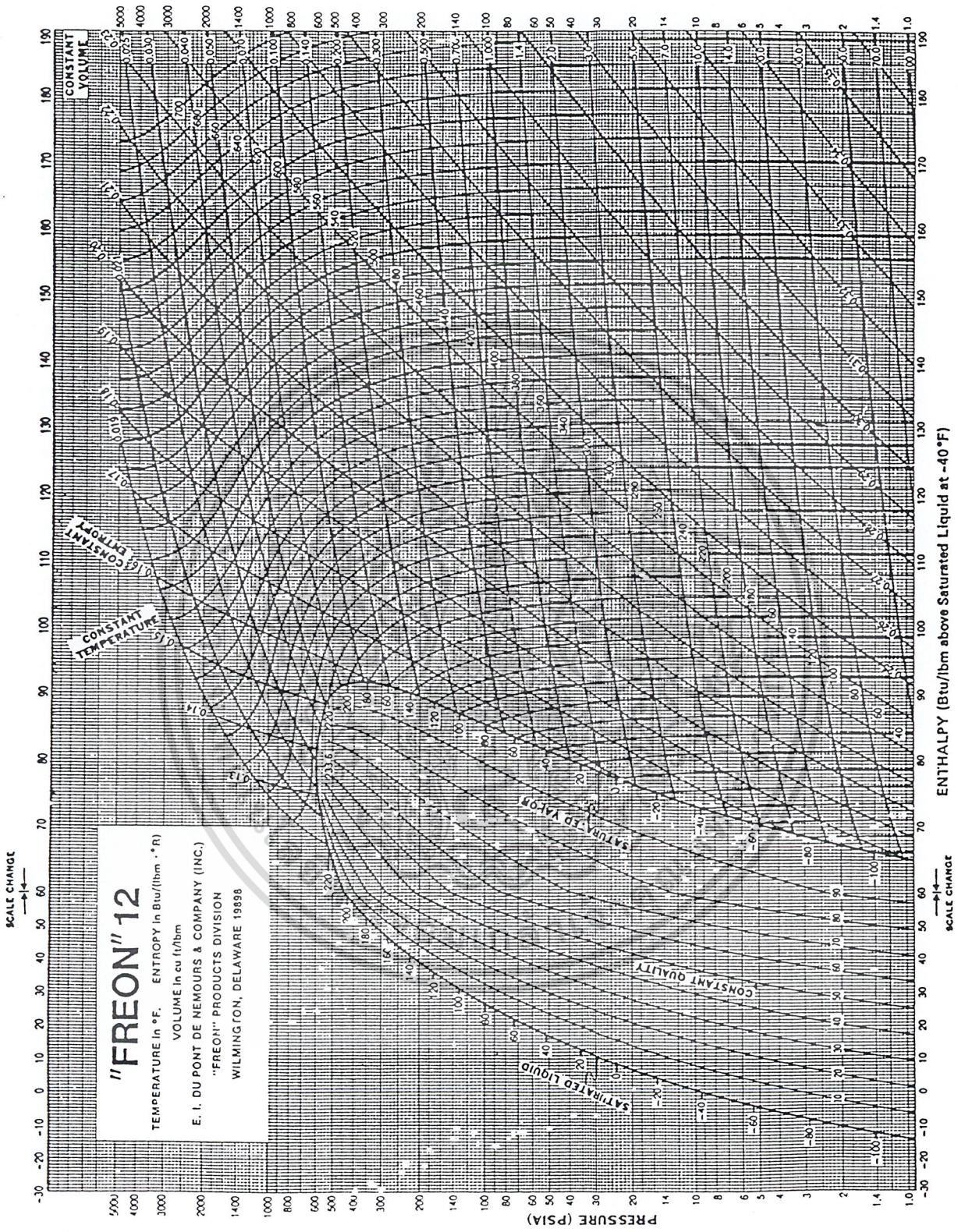
$$\begin{aligned} \text{EER} &= \text{R.E. (Btu/hr)} / \text{W}_c \text{ (Watt)} \\ &= \text{C.O.P} \times 3.41 \quad (\text{Btu/Watt hr}) \end{aligned}$$

System Capacity อัตราความสามารถในการดูดความร้อนของสารความเย็น (Btu/hr)

$$Q_c = m (\text{R.E.})$$

2.12 การควบคุมความเย็นในระบบปัจจุบัน

1. เทอร์โมสแตท (Thermostat) เป็นตัวตัดการทำงานของคอมเพรสเซอร์เมื่อความเย็นถึงจุดที่ต้องการ คอมเพรสเซอร์จะถูกตัดออกจากวงจรโดยเทอร์โมสแตท และจะสตาร์ทอีกครั้งเมื่ออุณหภูมิเริ่มสูงขึ้น คล้ายกับการเปิด-ปิดคอมเพรสเซอร์อยู่ตลอดเวลาเปลี่ยนแปลงอุณหภูมิในเครื่องทำความเย็นการเปิด-ปิดทำให้ภาระของคอมเพรสเซอร์มาก เครื่องทำความเย็นก็จะกินไฟมากนั่นเอง
2. อินเวอร์เตอร์ (Inverter) ควบคุมความเร็วรอบในการหมุนของคอมเพรสเซอร์ตามอุณหภูมิที่วัดได้จากอีแวปโปเรเตอร์ถ้าในระบบมีการระด่ำ หรืออุณหภูมิที่อีแวปโปเรเตอร์เย็นตามที่ต้องการ แล้วคอมเพรสเซอร์จะหมุนในรอบต่ำต่างกับที่เทอร์โมสแตท เพราะที่อินเวอร์เตอร์ไม่มีการตัด และการทำงานโดยอินเวอร์เตอร์จะให้รอบการหมุนในคอมเพรสเซอร์ที่ต่อเนื่องมากกว่า การติดตั้งชุดอินเวอร์เตอร์ก็เพื่อหลีกเลี่ยงการตัดและสตาร์ทในคอมเพรสเซอร์ช่วยประหยัด กระแสไฟฟ้าได้แต่เนื่องจากต้นทุนที่สูงกว่าเครื่องทำความเย็นธรรมดา และการหมุนในรอบที่ไม่คงที่ในคอมเพรสเซอร์ที่ควบคุมโดยอินเวอร์เตอร์ โดยเฉพาะในรอบต่ำๆ จะทำให้การหล่อลื่นไม่ดี มีผลต่ออายุการใช้งานของคอมเพรสเซอร์ลดลง
3. วาล์วบายพาส (By-pass valve) ระบบที่ติดตั้งวาล์วบายพาส จะควบคุมอุณหภูมิสารความเย็นในระบบ โดยใช้อุณหภูมิที่วัดได้จากอีแวปโปเรเตอร์เป็นตัวแปรที่สำคัญในการสั่งเปิด-ปิด วาล์วจะเปิดมากหรือน้อยขึ้นกับภาระในระบบ วาล์วบายพาสเป็นเสมือนอุปกรณ์ที่ช่วยแบ่งเบาภาระของคอมเพรสเซอร์ ให้คอมเพรสเซอร์ทำงานน้อยลงซึ่งหมายถึงการประหยัดค่าไฟฟ้า และที่สำคัญการทำงานที่โหลดคงที่คอมเพรสเซอร์จะหมุนด้วยความเร็วรอบคงที่ จะทำให้เกิดการทำงานที่ต่อเนื่อง และยังช่วยจัดการหล่อลื่นที่ไม่ดีในระบบเก่าได้อีกด้วย
4. วาล์วเข็มแบบปรับด้วยมือ วิธีการส่งสารทำความเย็นเข้าในอีแวปโปเรเตอร์แบบง่ายที่สุด จะทำได้โดยใช้วาล์วเปิดปิดด้วยมือ โดยวาล์วนี้จะต้องสามารถปรับให้สารทำความเย็นผ่านได้ตามที่พิกัดสำหรับขนาดและสภาวะภายในระบบ วาล์วแบบปรับด้วยมือไม่เหมาะที่จะใช้งานที่มีโหลดเปลี่ยนแปลงมากๆ คอมเพรสเซอร์ทำงานเป็นระยะๆ ในการควบคุมอุณหภูมิในสภาพการอย่างนี้ สารทำความเย็นเหลวจะเข้าไปในอีแวปโปเรเตอร์ไม่คงที่ ซึ่งถ้าใช้วาล์วปรับด้วยมือ จะต้องปรับกันอยู่ตลอดเวลา ไม่เหมาะที่จะใช้กับเครื่องทำความเย็นขนาดเล็กๆ ควรเลือกใช้ใช้อื่นแทน



862

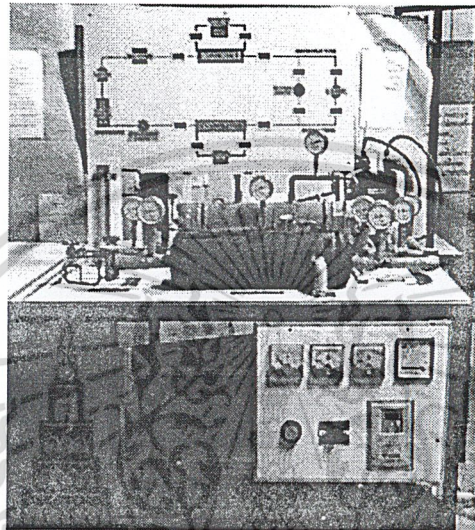
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
รูปที่ 2-10 แผนภูมิ P-h โคอเรนทของน้ำยา R-12
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

42458

บทที่ 3

อุปกรณ์และวิธีการทดลอง

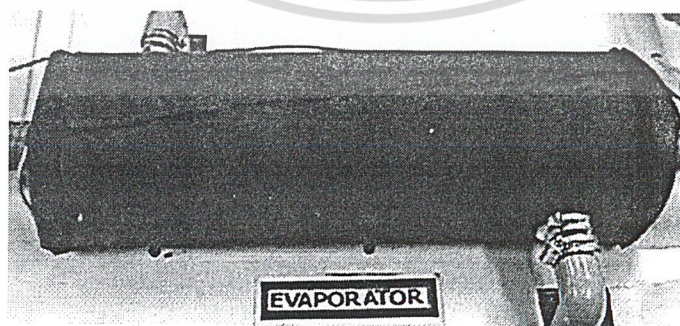
3.1 อุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง



รูปที่ 3-1 แสดงชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

อุปกรณ์สำคัญที่ติดตั้งในชุดทดลองการขยายพาสสารความเย็นที่สำคัญ ได้แก่

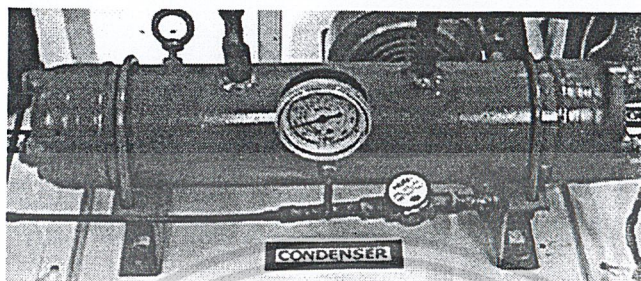
1.อีแวปโปเรเตอร์แบบใช้ของเหลวพาความร้อน(Liquid Chilling Evaporator) ชนิดเปลือกและท่อ (Shell and tube cooler) เป็นแบบที่นิยมใช้กันอย่างกว้างขวางที่สุด เนื่องจาก มีประสิทธิภาพค่อนข้างสูง บำรุงรักษาง่าย ใช้พื้นที่ติดตั้งค่อนข้างน้อย และสามารถดัดแปลงใช้กับแบบอื่นๆได้เกือบทั้งหมด



รูปที่ 3-2 อีแวปโปเรเตอร์แบบใช้ของเหลวพาความร้อนชนิดเปลือกและท่อ

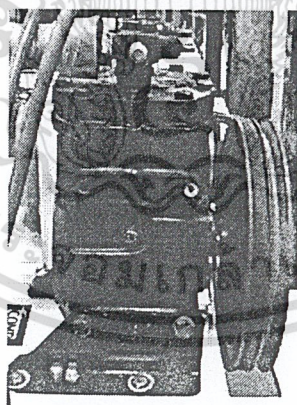
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

2.คอนเดนเซอร์แบบใช้น้ำหล่อเย็น(Water Cooler Condenser) ชนิดเปลือกและท่อ(Shell and tube Condenser)มีลักษณะเป็นเปลือกเหล็กทรงกระบอกซึ่งจัดเรียงเป็นท่อตรงขนานกันหลายๆท่อ แล้วเชื่อมต่อปลายท่อทั้งหมดถึงกัน น้ำหล่อเย็นจะไหลในท่อนานเหล่านี้ ส่วนสารความเย็นจะไหลในเปลือกระหว่างท่อและเปลือก



รูปที่ 3-3 แสดงคอนเดนเซอร์ (Condenser)

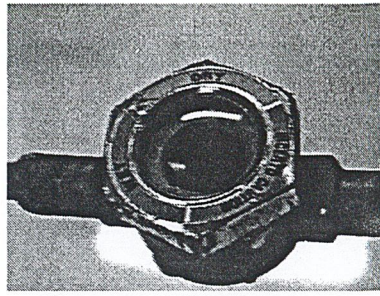
3.คอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบ(Reciprocating Compressor) คอมเพรสเซอร์ชนิดนี้ใช้กับสารความเย็นที่ต้องการปริมาตรในการอัดตัวน้อย และความดันในการควบแน่นสูง เป็นเครื่องอัดทางเดียว ซึ่งข้อดีของมันก็คือ สามารถใช้กับอีแวปโปเรเตอร์ที่มีความดันมากกว่า 1 บรรยากาศก็ได้ และยังใช้ได้กับการทำความเย็นที่อุณหภูมิต่ำ และอุณหภูมิต่ำวดยิ่ง ซึ่งในชุดทดลองใช้กับมอเตอร์คอมเพรสเซอร์แบบเปิด (Open type)ขนาด 1.5 แรงม้า 3 เฟส



รูปที่ 3-4 แสดงคอมเพรสเซอร์แบบลูกสูบที่ใช้ในการทดลอง

4.กระจกมองน้ำยา (Sight Glass)ติดตั้งสำหรับมองดูสารความเย็นภายในระบบทำความเย็นว่าเพียงพอหรือไม่ ถ้าภายในระบบมีสารความเย็นน้อยซึ่งอาจจะเกิดจากการรั่วของระบบหรือสารความเย็นน้อยเกินไป จะเห็นฟองสารความเย็นวิ่งผ่านกระจก แต่ถ้าสารความเย็นเต็มจะมีแต่ของเหลววิ่งผ่านการเชื่อมต่อกันทำได้โดยถอดกระจกออกก่อนทำการเชื่อม เพื่อป้องกันการขยายตัวของกระจก และการกระทบกระแทก

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



รูปที่ 3-5 กระจกมองน้ำยา

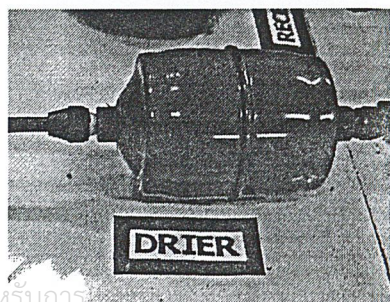
5.มาตรวัดอัตราการไหลของสารความเย็นชนิดใช้ลูกลอยวัดปริมาณการไหล(Rotameter)สำหรับสารความเย็น R-12

6.ถังพักสารความเย็น(Receiver Tank)ใช้สำหรับพักสารความเย็นที่ควบแน่นออกมาจากคอนเดนเซอร์ โดยจะทำหน้าที่กักสารความเย็นที่เป็นไอไว้ แล้วปล่อยให้สารความเย็นที่เป็นของเหลวผ่านไป



รูปที่ 3-6 แสดงถังพักสารความเย็น (Receiver)

7.ฟิลเตอร์ ดรายเออร์ (Filter Drier)จะติดตั้งอยู่ที่ท่อลิควิดไคส์กับทางเข้าของชุดปรับอัตราการไหลของน้ำยา เพื่อทำหน้าที่ดูดความชื้นในระบบที่หลงเหลืออยู่ และตำแหน่งที่ติดตั้ง จะต้องอยู่ในบริเวณที่เย็นเพราะสารดูดซับความชื้นจะดูดซับความชื้นได้มากที่สุดที่อุณหภูมิต่ำ ซึ่งสารดูดซับความชื้นที่ใช้ทั่วไปได้แก่ ซิลิกาเจล (Silica Gel), แคลเซียมซัลเฟต (Calcium Sulfate), อลูมินาเจล (Alumina Gel)

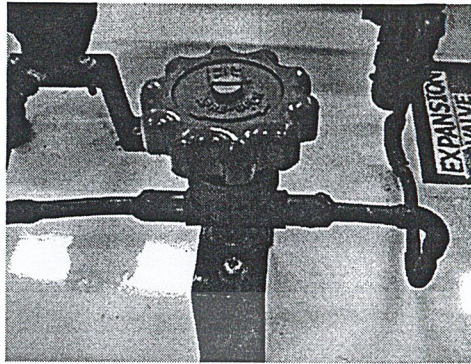


เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

รูปที่ 3-7 แสดงดรายเออร์

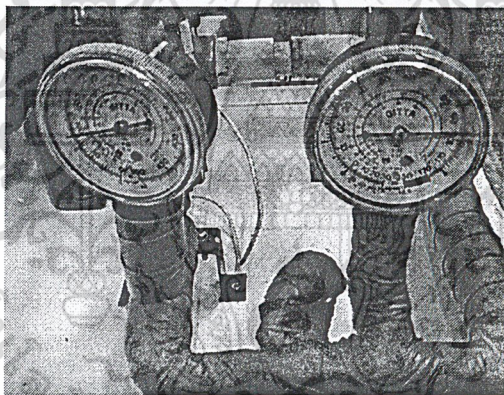
8. วาล์วปิดเปิดสารความเย็นด้านความดันต่ำและความดันสูง



รูปที่ 3-8 แสดงวาล์วควบคุมอัตราการไหลของสารความเย็น

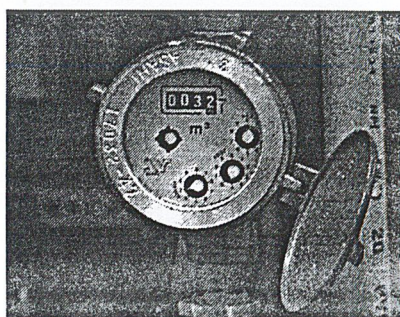
9. เทอร์โมมิเตอร์วัดอุณหภูมิแบบดิจิตอล (Digital Thermometer)

10. เกจวัดความดัน (Pressure Gauge)



รูปที่ 3-9 แสดงเกจวัดความดัน

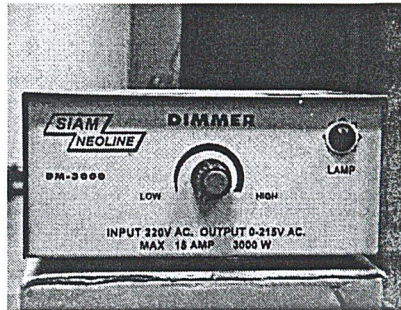
11. มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำ (Water meter)



รูปที่ 3-10 มาตรวัดอัตราการไหลของน้ำ

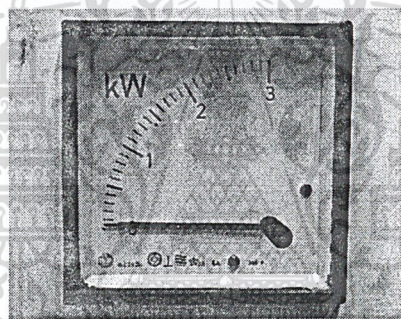
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

12. สวิตช์หรี่กระแสไฟ(Dimmer light)



รูปที่ 3-11 แสดงสวิตช์หรี่ไฟ

13. วัดวัตต์มิเตอร์(Wattmeter)



รูปที่ 3-12 แสดงวัตต์มิเตอร์

14. สารความเย็น R-12 (CCl_2F_2) เป็นสารความเย็นที่นำมาใช้ในการทดลองเนื่องจาก เป็นสารที่มีความปลอดภัย ไม่เป็นพิษ ไม่ติดไฟ และไม่จุดระเบิด และยังมีข้อดีอีก คือ สามารถคงสภาพได้ดีมาก ไม่เสียหายแม้ว่าจะอยู่ในสภาพใช้งานหนักๆ แต่มีข้อเสียคือ ถ้าสาร R-12 สัมผัสกับเปลวไฟหรือได้รับความร้อนจากอุปกรณ์ไฟฟ้าก็อาจกลายเป็นสารพิษได้

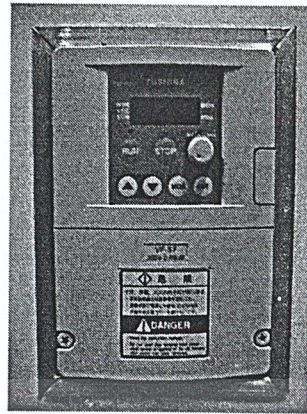
15. ตัวทำความร้อน(Heater)ขนาด 3,000 วัตต์

16. ปั๊มน้ำ ขนาด 0.5 แรงม้าจำนวน 2 ตัว

17. ท่อทางเดินน้ำยา

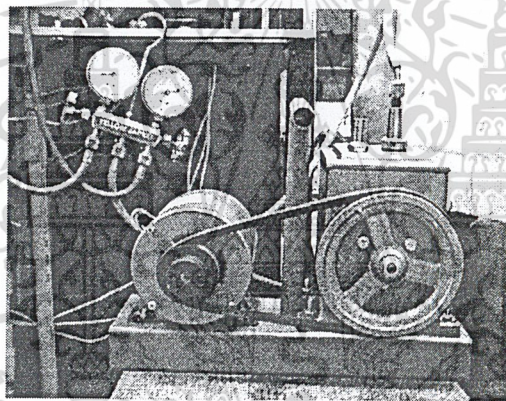
18. อินเวอร์เตอร์ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



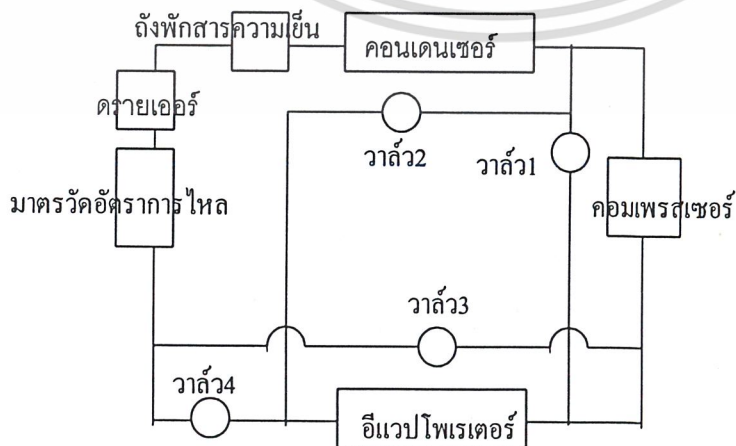
รูปที่ 3-13 แสดงอินเวอร์เตอร์ที่ใช้ควบคุมความเร็วรอบของมอเตอร์

19.ปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump) ใช้ในการดูด-อัดสารความเย็นในระบบ



รูปที่ 3-14 แสดงปั๊มสุญญากาศ (Vacuum pump)

3.2วิธีการทดลอง



รูปที่ 3-15 แสดงชุดอุปกรณ์ที่ใช้ในการทดลอง

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

เราได้แบ่งการทดลองทั้งหมดออกเป็น 5 แบบ โดยการบายพาสสารความเย็นทั้งหมด 3 แบบ และทำการทดลองกับระบบที่ใช้มือปรับและระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ เพื่อเปรียบเทียบสมรรถนะของการทำความเย็นในแต่ละวิธี ว่ามีความเหมาะสมในช่วงสภาวะโหลดใดบ้าง

1). ระบบที่ใช้มือปรับ

1. ทำการเดินระบบโดยปรับโหลดให้สูงสุด แล้วเปิดวาล์ว 4 เล็กน้อย ให้อัตราการไหลของสารความเย็นคงที่ที่ค่าหนึ่ง รอจนระบบเสถียรแล้วบันทึกค่าอุณหภูมิ ความดัน และอัตราการไหลของสารความเย็นพร้อมทั้งจับเวลาเพื่อบันทึกอัตราการไหลของน้ำ
2. ค่อยๆลดโหลดของระบบลง โดยให้ผลต่างของอุณหภูมิที่ตกคร่อมอีแวปโปเรเตอร์มีค่าคงที่ปรับมวลสารความเย็นให้ลดลงทีละน้อย รอให้ระบบเสถียรแล้วบันทึกค่า
3. ลดโหลดของระบบลงอีก แล้วทำตามขั้นตอนที่ 2 อีกหลายๆครั้งจนกระทั่งได้สภาวะโหลดต่ำที่สุด

2). ระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์

1. ทำการเดินระบบโดยปรับโหลดให้สูงสุด แล้วเปิดวาล์ว 4 เล็กน้อย ให้อัตราการไหลของสารความเย็นคงที่ที่ค่าหนึ่ง
2. ค่อยๆลดโหลดของระบบลงจนระบบมีสภาวะคงที่ค่าหนึ่งแล้วใช้อินเวอร์เตอร์ปรับความถี่ควบคุมความเร็วรอบของคอมเพรสเซอร์ที่ 50 Hz ปรับวาล์ว 4 ที่อัตราการไหลของสารความเย็นที่ค่าคงที่ค่าหนึ่งเมื่อระบบเสถียรบันทึกค่า อุณหภูมิ ความดัน และอัตราการไหลของสารความเย็น พร้อมทั้งจับเวลาเพื่อบันทึกอัตราการไหลของน้ำ
3. ลดโหลดระบบลงปรับความถี่ของอินเวอร์เตอร์ลงตามโหลด โดยให้ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างอีแวปโปเรเตอร์เท่ากันตลอดการทดลองรอจนระบบเสถียรแล้วบันทึกค่า
4. ค่อยๆลดโหลดของระบบลงอีก แล้วทำตามขั้นตอนที่ 3 จนได้สภาวะโหลดต่ำที่สุด

3). ระบบที่ By-pass (vapor 1) จาก Discharge line ไปยัง Suction line

1. เปิดวาล์ว 4 เล็กน้อยแล้วทำการเดินระบบโดยปรับโหลดให้สูงสุด รอจนระบบเสถียรแล้วบันทึกค่าอุณหภูมิ ความดัน และอัตราการไหลของสารความเย็น พร้อมทั้งจับเวลาเพื่อบันทึกอัตราการไหลของน้ำ
2. ทำการลดโหลดให้กับระบบ เปิดวาล์วบายพาส 1 โดยให้ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างอีแวปโปเรเตอร์มีค่าเท่าเดิมตลอดการทดลอง เมื่อระบบเสถียรทำการบันทึกค่าอุณหภูมิ ความดัน และอัตราการไหลของสารความเย็น
3. ทำการลดโหลดให้ระบบอีก แล้วทำการทดลองเหมือนข้อ 2 จนกว่าจะได้สภาวะโหลดต่ำที่สุด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

4). ระบบที่ By-pass (vapor 2) จาก Discharge line ไปยัง Evaporator

1. เปิดวาล์ว 4 เล็กน้อยแล้วทำการเดินระบบโดยปรับโหลดสูงสุด รอจนกว่าระบบเสถียรแล้วบันทึกค่า อุณหภูมิความดัน และอัตราการไหลของสารความเย็นพร้อมทั้งจับเวลาเพื่อบันทึกอัตราการไหลของน้ำ
2. ทำการลดโหลดให้ระบบ เปิดวาล์วบายพาส 2 โดยให้ผลต่างของอุณหภูมิระหว่างอีแวปอเรเตอร์มีค่าเท่าเดิมตลอดการทดลอง เมื่อระบบเสถียรทำการบันทึกค่าอุณหภูมิ ความดัน และอัตราการไหลของสารความเย็น
3. ทำการลดโหลดให้ระบบอีก แล้วทำการทดลองเหมือนข้อ 2 จนถึงสภาวะโหลดต่ำสุดที่สามารถทำได้

5). ระบบที่ By-pass จาก Liquid line ไปยัง Suction line

1. เปิดวาล์ว 4 เล็กน้อยแล้วทำการเดินระบบโดยปรับโหลดสูงสุด รอจนกว่าระบบเสถียรแล้วบันทึกค่า อุณหภูมิ ความดัน และอัตราไหลของสารความเย็น พร้อมทั้งจับเวลาเพื่อบันทึกอัตราการไหลของน้ำ
2. ทำการลดโหลดให้กับระบบ แล้วเปิดวาล์วบายพาส 3 โดยให้ผลต่างของอุณหภูมิที่ตกคร่อมอีแวปอเรเตอร์มีค่าเท่าเดิมตลอดการทดลอง เมื่อระบบเสถียรทำการบันทึกค่า อุณหภูมิ ความดัน และอัตราไหลของสารความเย็น
3. ทำการลดโหลดให้ระบบอีกแล้วทำการทดลองเหมือนข้อ 2 จนถึงโหลดต่ำสุดที่สามารถทำได้ แล้วจับเวลาเพื่อหาอัตราการไหลของน้ำ

จากนั้นนำค่าที่ได้จากการทดลองทั้งหมดไปเขียนลงใน P-h ไดอะแกรม แล้วทำการคำนวณหาค่า R.E, W_c , C.O.P และ EER แล้วนำค่าที่ได้ไปเขียนกราฟเพื่อนำไปวิเคราะห์และสรุปผลต่อไป

บทที่ 4

ผลการทดลอง

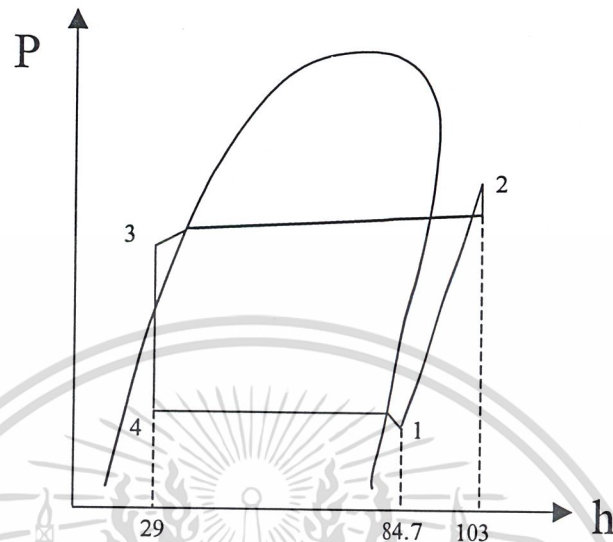
4.1 ระบบปกติที่ใช้มือปรับ

Flow rate (R-12) kg/min	0.8	0.75	0.73	0.7	0.65
Temperature °C					
Load	33.7	33.3	32.9	32.3	31.9
Evaporator in	-6.3	-6.1	-3.9	-3.6	-3.6
Evaporator out	17.3	19.3	20.3	20.3	18.9
Condenser in	46.8	48.8	50.2	30.4	49.8
Condenser out	32.9	32.9	33.2	33.2	32.7
Compressor in	12.5	14.8	16.5	16.9	15.6
Compressor out	50	53	53.8	54.3	51.5
by pass in	16.4	19.1	20.3	20.8	20
by pass out	32.1	32.3	32.2	32.2	31.9
in evap. (water)	33.7	33.3	32.9	32.3	31.9
out evap. (water)	31.7	31.4	30.9	30.5	29.7
in cond. (water)	31.9	31.5	30.9	30.6	29.9
out cond. (water)	32.8	32.5	32.7	31.9	31.6
Pressure psig					
Evaporator in	17	18	21	24	26
Evaporator out	15	14	16	20	22
in cond. , out comp.	122	120	120	120	120
out cond.	122	120	120	120	120
in comp.	12	12	12	18	20
Liquid line	117	118	115	115	115
Power motor Watt (meter)					
Power motor Watt	960	920	910	900	880

ตารางที่ 4-1 ผลการทดลองของระบบปกติที่ใช้มือปรับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับใช้ภายในเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่างผลการคำนวณของระบบปกติที่ปรับวาล์วด้วยมือ ซึ่งจะนำค่าที่ได้จากการทดลองตั้งตารางที่ 4-1 มาเขียน ใน P-h Diagram เพื่อหาค่าเอนทาลปี (Enthalpy) ที่ Load temperature 33.3 °C



รูปที่ 4-1 กราฟค่าเอนทาลปีของระบบปกติปรับด้วยมือ

จากกราฟ P-h Diagram

h_1	=	84.7	Btu/lb
h_2	=	103	Btu/lb
$h_3 = h_4$	=	29	Btu/lb

มวลสารทำความเย็น

$$m_{R-12} = (0.75 \text{ kg/min}) (2.2046 \text{ lb/kg})$$

$$= 1.65345 \text{ lb/min}$$

ค่าการทำความเย็น

$$\text{R.E.} = m_{R-12} (h_1 - h_4)$$

$$= (1.65345 \text{ lb/min})(55.7 \text{ Btu/lb})(60 \text{ min/hr})$$

$$= 5525.83 \text{ Btu/hr}$$

งานที่คอมเพรสเซอร์จากการคำนวณ

$$W_c = m_{R-12} (h_2 - h_1)$$

$$= (1.65345 \text{ lb/min})(18.3 \text{ Btu/lb})(60 \text{ min/hr})(0.2931 \text{ W/Btu/hr})$$

$$= 532.12 \text{ Watt}$$

ประสิทธิภาพการทำความเย็น

$$\text{C.O.P} = \text{R.E. (W)} / \text{Watt Comp. (W)}$$

$$= 5525.83(\text{Btu/hr}) \times 0.2931(\text{W/Btu/hr}) / 920 (\text{W})$$

$$= 1.76$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้าไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการประหยัดพลังงาน

$$\begin{aligned} \text{EER} &= \text{R.E. (Btu/hr)} / \text{Watt Comp. (W)} \\ &= (5525.83 \text{ Btu/hr}) / (920 \text{ Watt}) \\ &= 6.00 \quad \text{Btu/W hr} \end{aligned}$$

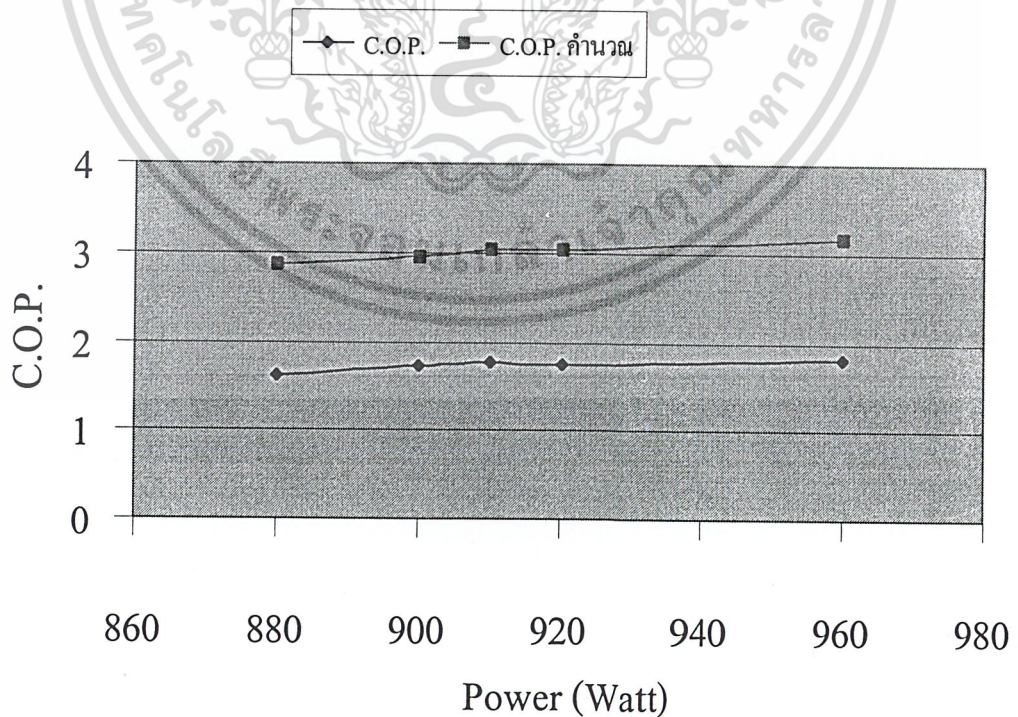
ค่าการทำความเย็นต่อมวลสารความเย็น

$$\begin{aligned} \text{R.E./m} &= (5525.83 \text{ Btu/hr}) / (1.65345 \text{ lb/min}) (60 \text{ min/hr}) \\ &= 55.7 \quad \text{Btu/lb} \end{aligned}$$

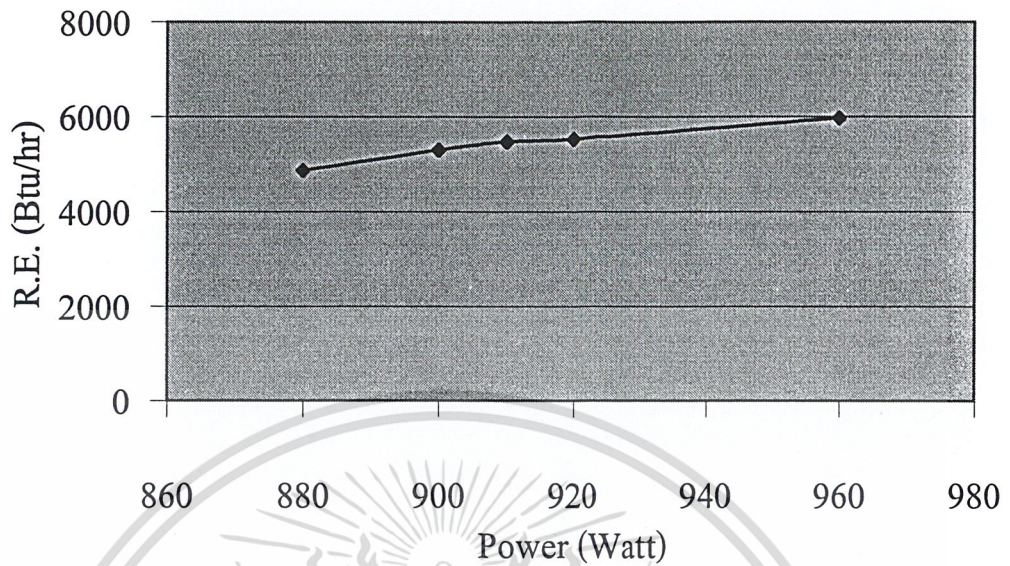
ผลการคำนวณที่ได้แสดงดังตารางข้างล่าง

m. kg/min	Watt จริง	Watt คำนวณ	C.O.P. จริง	C.O.P. คำนวณ	R.E. Btu/hr.	EER Btu/W hr	R.E./m Btu/lb _m
0.8	960	551.584	1.82375	3.17	5978.875	6.228	56.5
0.75	920	532.12	1.7589	3.04	5525.829	6.0063	55.7
0.73	910	529.89	1.7618	3.03	5475.036	6.0165	56.7
0.7	900	528.29	1.7233	2.94	5296.331	5.8848	57.2
0.65	880	497.24	1.6194	2.87	4866.434	5.53	56.6

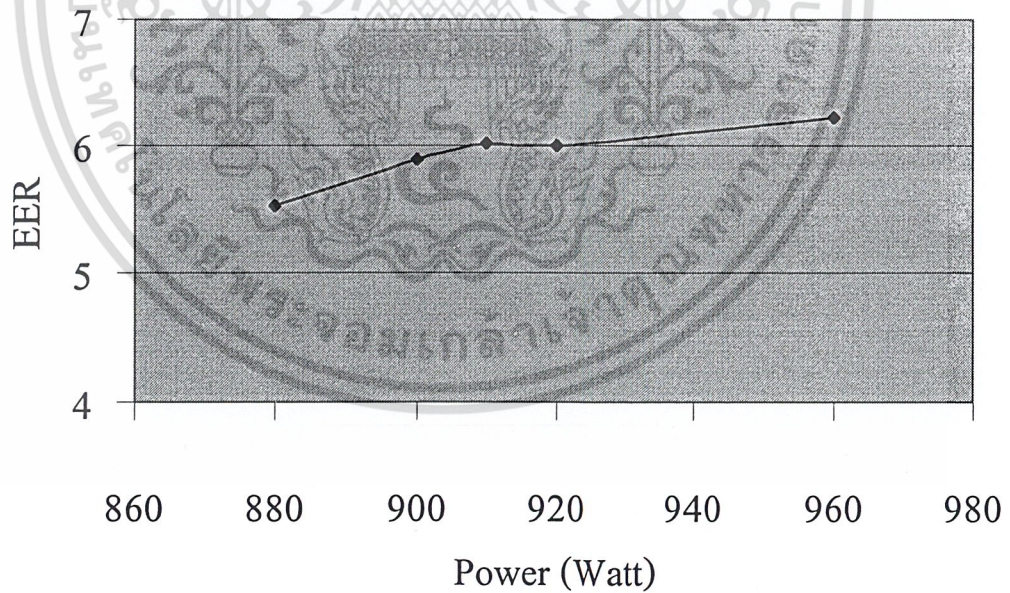
ตารางที่ 4-2 ผลการคำนวณของระบบปกติที่ใช้มือปรับ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้กราฟที่ 4-1 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบปกติที่ใช้มือปรับให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

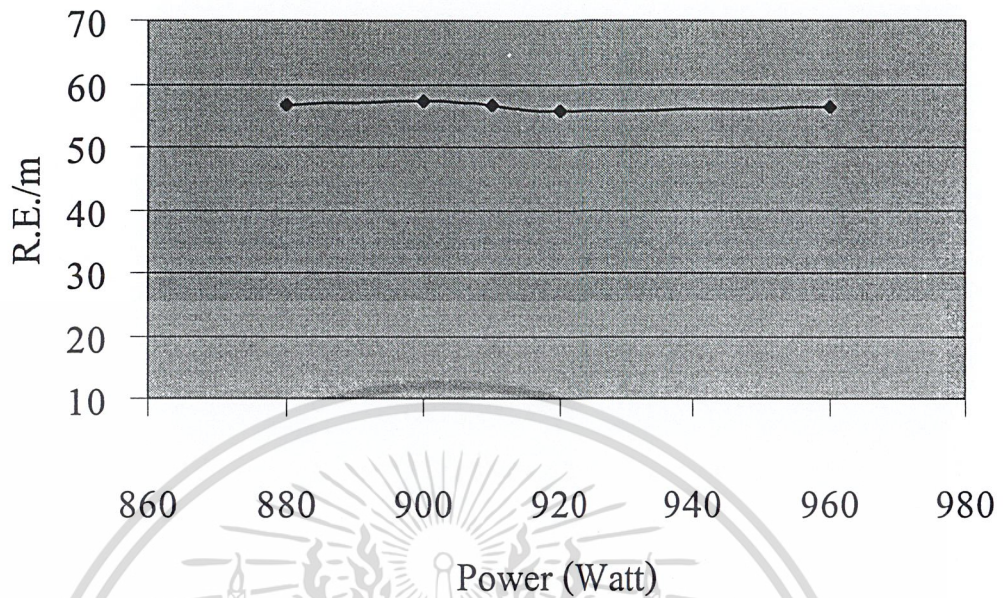


กราฟที่ 4-2 แสดงผลค่า R.E. ของระบบปกติที่ใช้มือปรับ



กราฟที่ 4-3 แสดงผลค่า EER ของระบบปกติที่ใช้มือปรับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟที่ 4-4 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบปกติที่ใช้มือปรับ

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

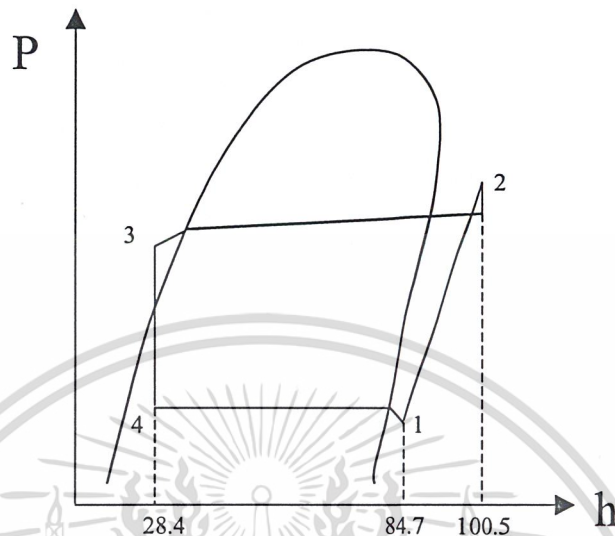
4.2 ระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์

Flow rate (R-12) kg/min	0.89	0.86	0.84	0.8	0.79
Temperature °C					
Load	34.9	34.6	33.5	33.2	32.8
Evaporator in	2.9	2.9	3.3	3.8	3.5
Evaporator out	11.6	11.4	11.4	11.5	11.9
Condenser in	57.4	54.8	56.2	54.9	55.2
Condenser out	35.2	34.7	34.7	34.7	34.8
Compressor in	11.5	10.9	10.5	9.7	11.5
Compressor out	59.3	57.6	57.4	56.7	57
by pass in	16.4	15.9	15.7	15.1	16.1
by pass out	32.7	31.9	31.7	32.2	32.2
in evap. (water)	34.9	34.6	33.5	33.2	32.8
out evap. (water)	32.3	31.8	30.8	30.4	30.1
in cond. (water)	32.1	31.7	30.4	30.3	30.5
out cond. (water)	34.3	33.4	32.9	32.8	32.8
Pressure psig					
Evaporator in	17	18	21	24.5	26
Evaporator out	14.5	14.5	15.8	15.8	12
in cond. , out comp.	135	135	125	127	126
out cond.	135	134	125	127	126
in comp.	17	17	17.5	18	21
Liquid line	127	127	125	123	122
Power motor Watt					
Power motor Watt	1040	990	950	910	880

ตารางที่ 4-3 ผลการทดลองของระบบอินเวอร์เตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่างผลการคำนวณของระบบอินเวอร์เตอร์ ซึ่งจะนำค่าที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ 4-3 มาเขียน ใน P-h Diagram เพื่อหาค่าเอนทาลปี (Enthalpy) ที่ Load temperature 34.9 °C



รูปที่ 4-2 กราฟค่าเอนทาลปีของระบบอินเวอร์เตอร์

จากกราฟ P-h Diagram

h_1	=	84.7	Btu/lb
h_2	=	100.5	Btu/lb
$h_3 = h_4$	=	28.4	Btu/lb

มวลสารทำความเย็น

$$m_{R-12} = (0.89 \text{ kg/min}) (2.2046 \text{ lb/kg})$$

$$= 1.9621 \text{ lb/min}$$

ค่าการทำความเย็น

$$\text{R.E.} = m_{R-12} (h_1 - h_4)$$

$$= (1.9621 \text{ lb/min}) (56.3 \text{ Btu/lb}) (60 \text{ min/hr})$$

$$= 6624 \text{ Btu/hr}$$

งานที่คอมเพรสเซอร์จากการคำนวณ

$$W_c = m_{R-12} (h_2 - h_1)$$

$$= (1.9621 \text{ lb/min}) (15.8 \text{ Btu/lb}) (60 \text{ min/hr}) (0.2931 \text{ W/Btu/hr})$$

$$= 545.187 \text{ Watt}$$

ประสิทธิภาพการทำความเย็น

$$\text{C.O.P} = \text{R.E. (W)} / \text{Watt Comp. (W)}$$

$$= 6624 (\text{Btu/hr}) \times 0.2931 (\text{W/Btu/hr}) / 1040 (\text{W})$$

$$= 1.868$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการใช้พลังงาน

$$\begin{aligned} \text{EER} &= \text{R.E. (Btu/hr)} / \text{Watt Comp. (W)} \\ &= (6624 \text{ Btu/hr}) / (1040 \text{ Watt}) \\ &= 6.369 \quad \text{Btu/W hr} \end{aligned}$$

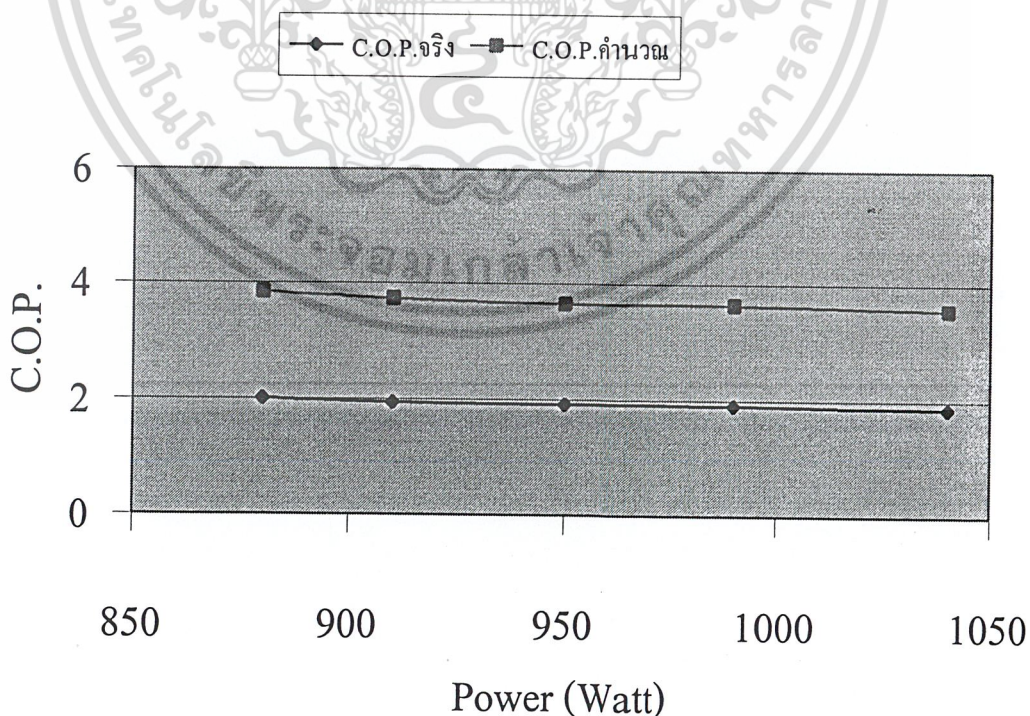
ค่าการทำความเย็นต่อมวลสารความเย็น

$$\begin{aligned} \text{R.E./m} &= (6624 \text{ Btu/hr}) / (1.9621 \text{ lb/min}) (60 \text{ min/hr}) \\ &= 56.266 \quad \text{Btu/lb} \end{aligned}$$

ผลการคำนวณที่ได้แสดงดังตารางข้างล่าง

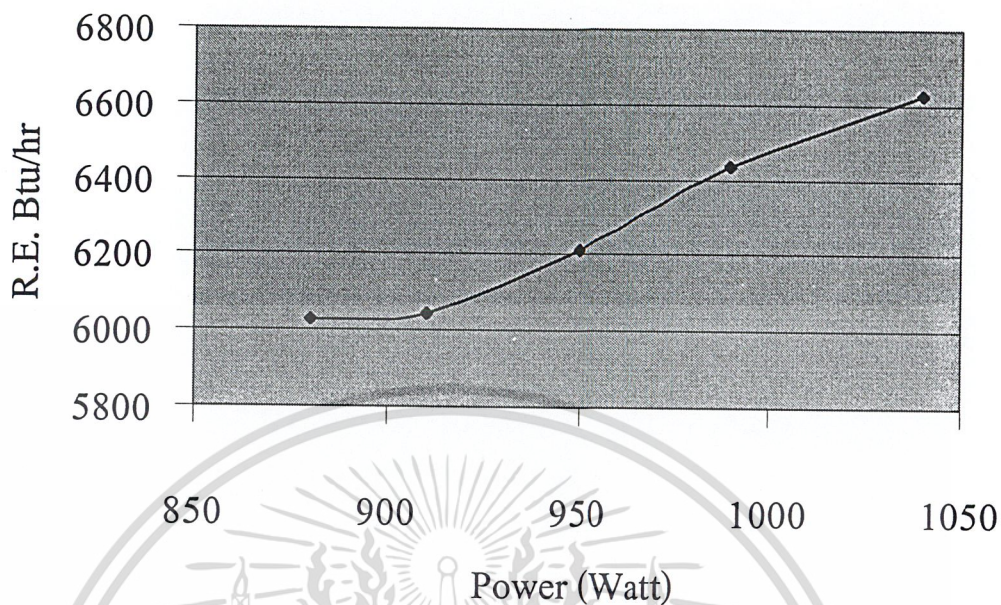
m. kg/min	Watt จริง	Watt คำนวณ	C.O.P. จริง	C.O.P. คำนวณ	R.E. Btu/hr.	EER Btu/W hr	R.E./m Btu/lbm
0.89	1040	545.187	1.868	3.56	6624	6.37	56.3
0.86	990	516.81	1.906	3.64	6435	6.5	57.2
0.84	950	498.27	1.917	3.65	6213	6.54	56.6
0.8	910	474.55	1.947	3.73	6042	6.639	57.1
0.79	880	459.43	2.007	3.84	6028	6.85	57.6

ตารางที่ 4-4 ผลการคำนวณของระบบอินเวอร์เตอร์

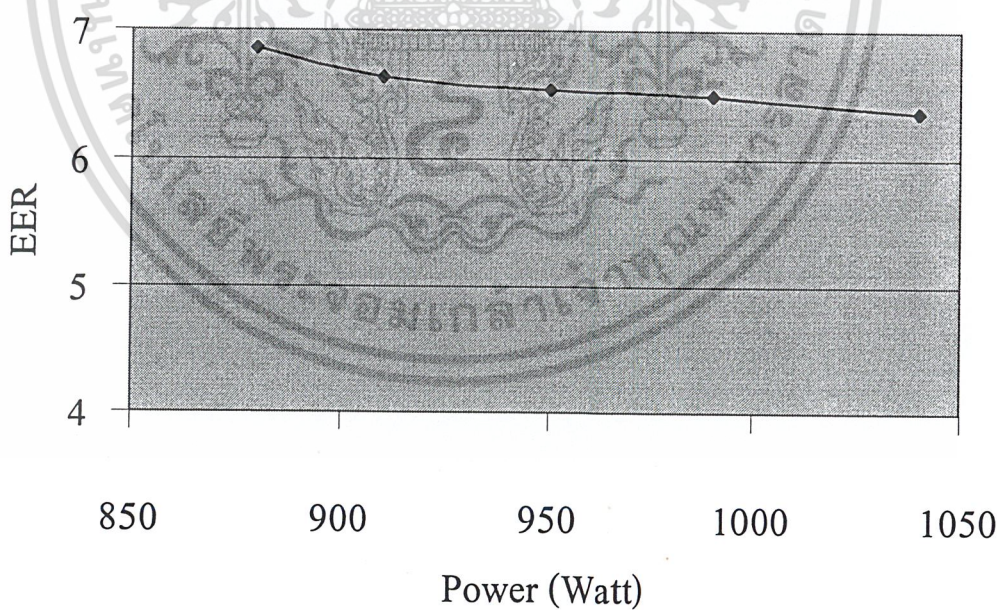


กราฟที่ 4-5 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบอินเวอร์เตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับบริการเชิงเทคนิคเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดลอกเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

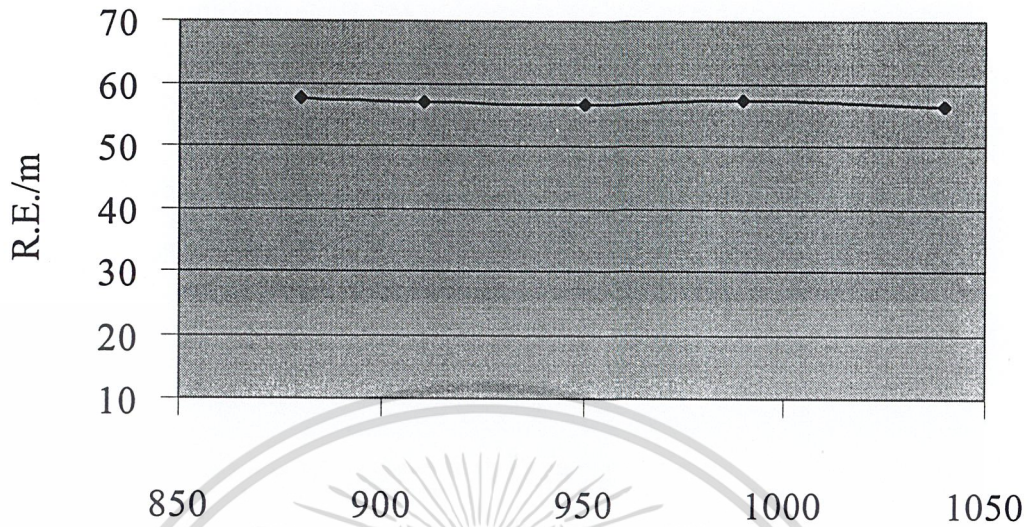


กราฟที่ 4-6 แสดงผลค่า R.E. ของระบบอินเวอร์เตอร์



กราฟที่ 4-7 แสดงผลค่า EER ของระบบอินเวอร์เตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟที่ 4-8 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบอินเวอร์เตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

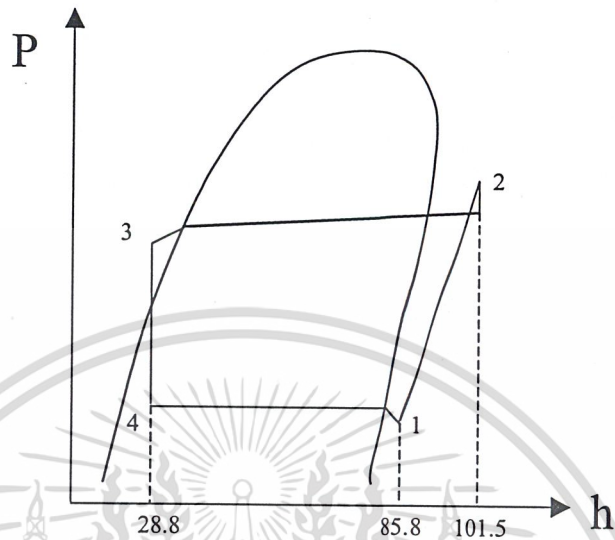
4.3 ระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด

Flow rate (R-12) kg/min	0.85	0.8	0.78	0.73	0.7
Temperature °C					
Load	35.7	34.7	33.5	32.7	31.8
Evaporator in	-5.4	-4.2	-5.3	-5.3	-4.2
Evaporator out	18.1	18	18.2	17.2	18.3
Condenser in	58.6	58.5	58.2	58.2	60.6
Condenser out	34.9	34.3	32.9	32.7	32.1
Compressor in	13.1	13.5	19.4	19.4	22.7
Compressor out	62.8	65.2	65.5	65.8	67.5
by pass in	37.9	53.3	59	57.4	59.7
by pass out	17.4	21.4	37.7	38.3	41.4
in evap. (water)	35.7	34.7	33.5	32.7	31.5
out evap. (water)	32.9	31.1	31.4	29.9	29.1
in cond. (water)	32.6	30.9	30.8	30.3	29.2
out cond. (water)	34.9	34.4	33.5	32.7	31.5
Pressure psig					
Evaporator in	17	18	21	23	25
Evaporator out	16.5	17	19.5	21	22
in cond. , out comp.	140	140	137	130	125
out cond.	140	135	137	130	125
in comp.	17.5	18	20	20	20
Liquid line	130	130	125	120	117
Power motor Watt					
Power motor Watt	950	925	900	870	850
Mass flow rate in By-pass line					
Mass flow rate in By-pass line	0	0.05	0.07	0.12	0.15

ตารางที่ 4-5 ผลการทดลองของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่างผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด ซึ่งจะนำค่าที่ได้จากการทดลอง ดังตารางที่ 4-5 มาเขียน ใน P-h Diagram เพื่อหาค่าเอนทาลปี (Enthalpy) ที่ Load temperature 31.8 °C



รูปที่ 4-3 กราฟค่าเอนทาลปีของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด

จากกราฟ P-h Diagram

h_1	=	85.8	Btu/lb
h_2	=	101.5	Btu/lb
$h_3 = h_4$	=	28.8	Btu/lb

มวลสารทำความเย็น

$$m_{R-12} = (0.7 \text{ kg/min})(2.2046 \text{ lb/kg})$$

$$= 1.54322 \text{ lb/min}$$

ค่าการทำความเย็น

$$R.E. = m_{R-12} (h_1 - h_4)$$

$$= (1.54322 \text{ lb/min})(57 \text{ Btu/lb})(60 \text{ min/hr})$$

$$= 4623.49 \text{ Btu/hr}$$

งานที่คอมเพรสเซอร์จากการคำนวณ

$$W_c = m_{R-12} (h_2 - h_1)$$

$$= (1.54322 \text{ lb/min})(15.75 \text{ Btu/lb})(60 \text{ min/hr})(0.2931 \text{ W/Btu/hr})$$

$$= 529.63 \text{ Watt}$$

ประสิทธิภาพการทำความเย็น

$$C.O.P = R.E.(W) / \text{Watt Comp. (W)}$$

$$= 4623.49(\text{Btu/hr}) \times 0.2931(\text{W/Btu/hr}) / 529.63 (\text{W})$$

$$= 2.56$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการผลิตพลังงาน

$$\begin{aligned} \text{EER} &= \text{R.E. (Btu/hr)} / \text{Watt Comp. (W)} \\ &= (4623.49 \text{ Btu/hr}) / (850 \text{ Watt}) \\ &= 5.44 \quad \text{Btu/W hr} \end{aligned}$$

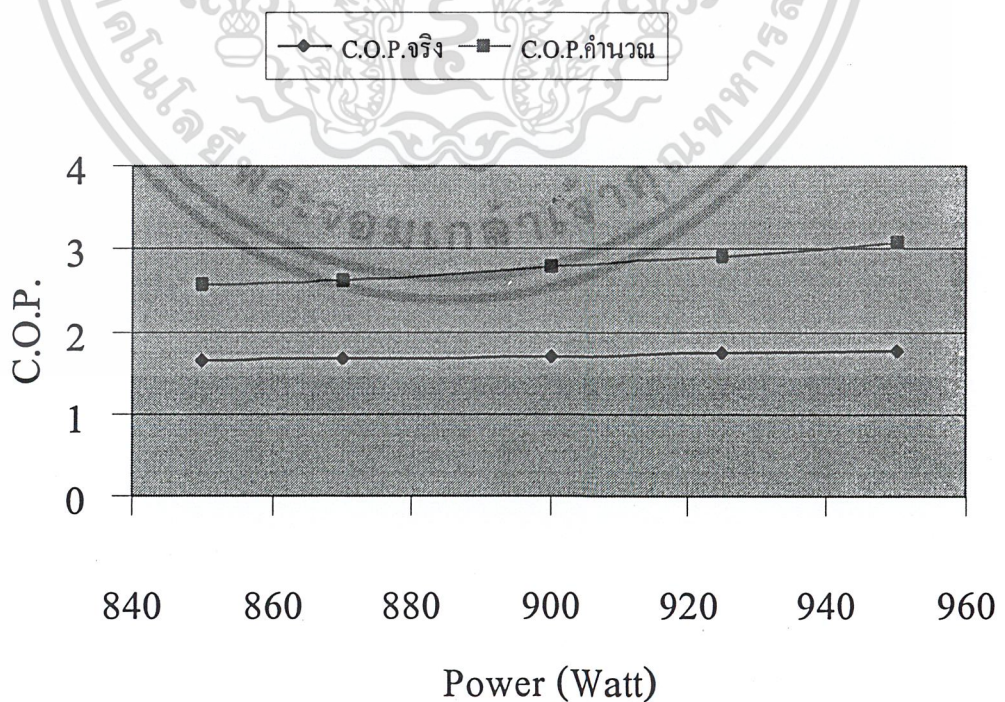
ค่าการทำความเย็นต่อมวลสารความเย็น

$$\begin{aligned} \text{R.E./m} &= (4623.49 \text{ Btu/hr}) / (1.54322 \text{ lb/min}) (60 \text{ min/hr}) \\ &= 57 \quad \text{Btu/lb} \end{aligned}$$

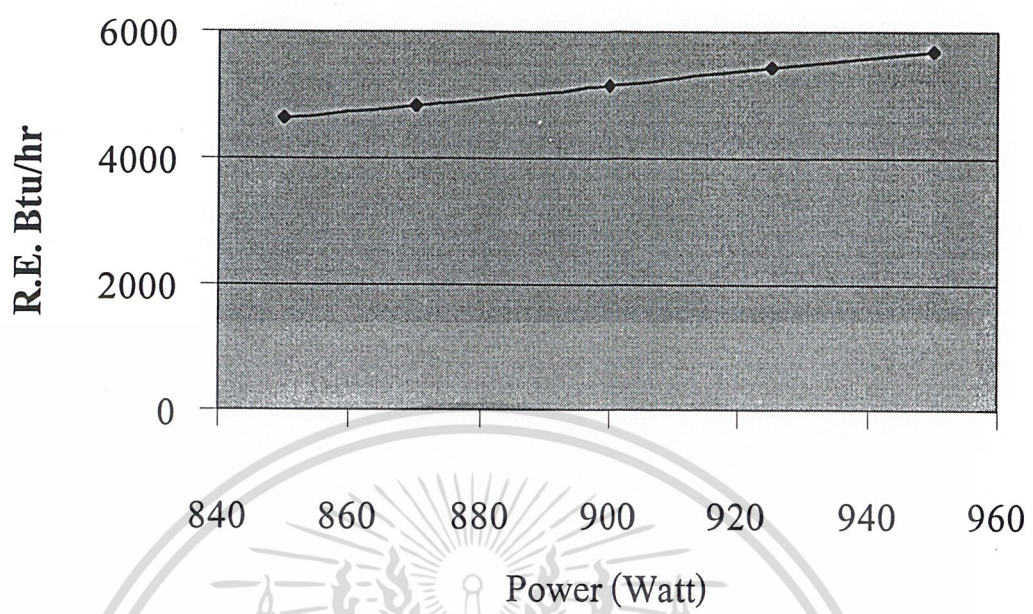
ผลการคำนวณที่ได้แสดงดังตารางข้างล่าง

m.	Watt	Watt	C.O.P.	C.O.P.	R.E.	EER	R.E./m	Mass
kg/min	จริง	คำนวณ	จริง	คำนวณ	Btu/hr.	Btu/W hr	Btu/lbm	ByPass
0.85	950	549.88	1.765	3.07	5683.25	6.02	58	0
0.8	925	543.87	1.736	2.92	5418.31	5.92	58	0.05
0.78	900	541.67	1.707	2.79	5023.37	5.82	57.9	0.07
0.73	870	543.3	1.672	2.61	4835.44	5.7	57.5	0.12
0.7	850	529.63	1.649	2.56	4623.49	5.62	57	0.15

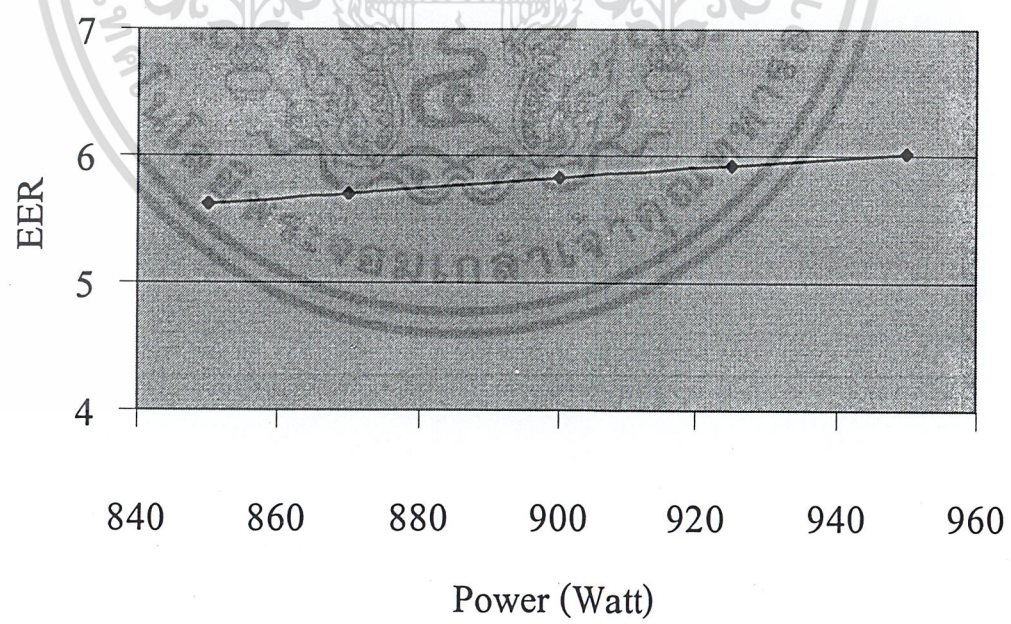
ตารางที่ 4-6 ผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น **กราฟที่ 4-9 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด** ที่มีการนำไปใช้

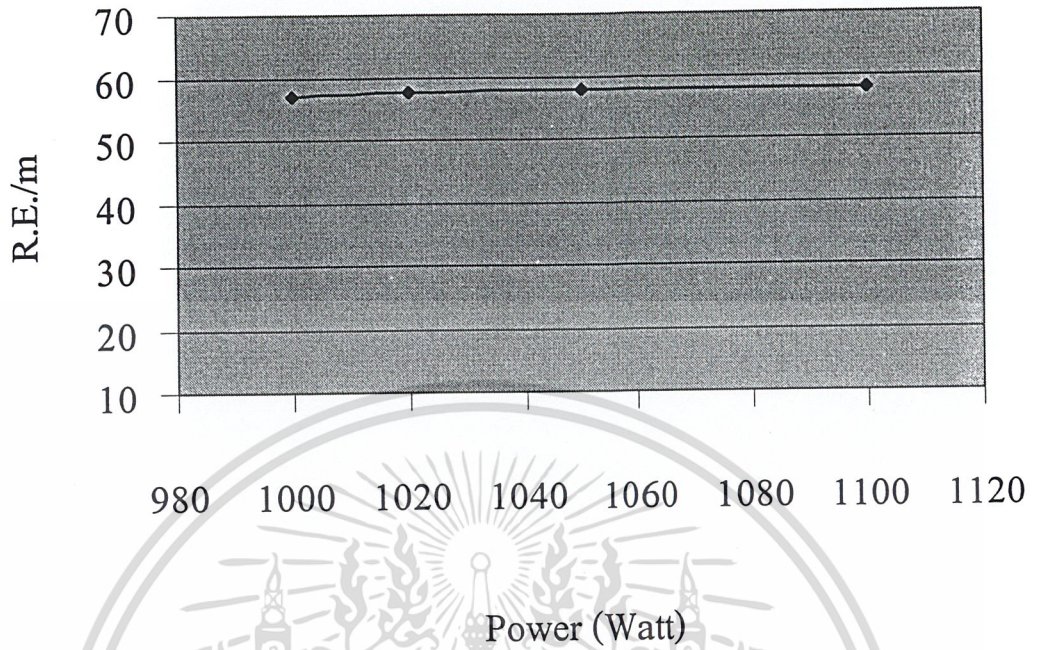


กราฟที่ 4-10 แสดงผลค่า R.E. ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด

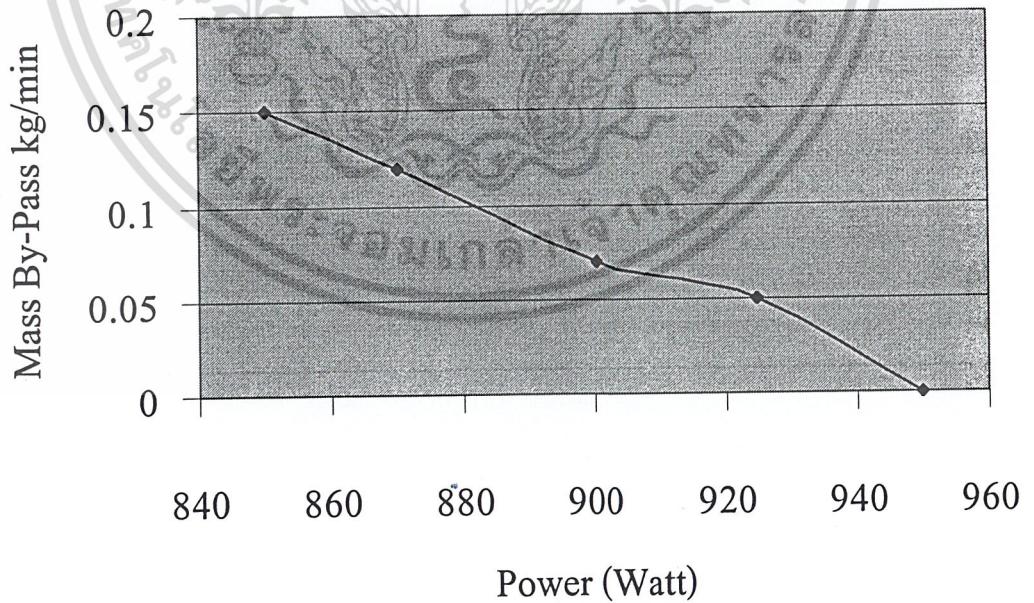


กราฟที่ 4-11 แสดงผลค่า EER ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนลิขสิทธิ์ไว้สำหรับอาจารย์และบุคลากรที่สอนวิชานี้ ไม่สามารถนำออกเผยแพร่ไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟที่ 4-12 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด



กราฟที่ 4-13 แสดงผลค่า Mass By-Pass ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปยังท่อดูด

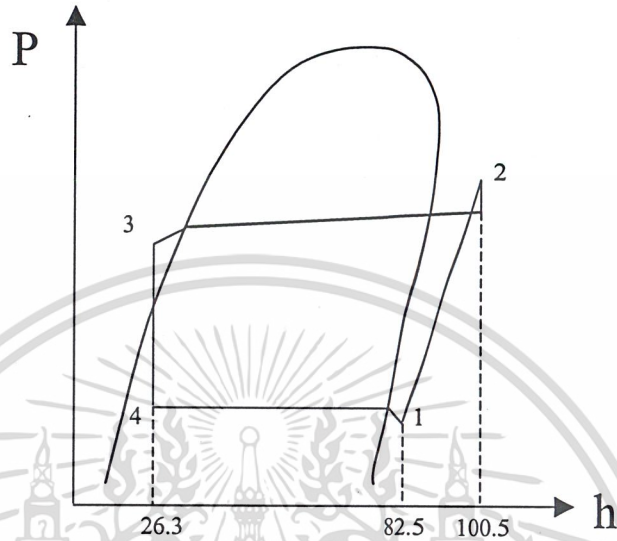
4.4 ระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปโพเรเตอร์

Flow rate (R-12) kg/min	0.82	0.8	0.76	0.7	0.65	0.6
Temperature °C						
Load	34.4	33.9	33.5	33	32.5	31.9
Evaporator in	-8.1	-5.9	-5.3	-5	-3.3	-2.2
Evaporator out	14.9	14.2	14	14.9	15.1	16.9
Condenser in	39.5	44.1	46	46.7	46.9	46.8
Condenser out	33.4	34.2	34.2	33.1	33.2	32.7
Compressor in	13.5	10.1	10.2	11.1	11.7	13.4
Compressor out	41	46.5	49	49.8	50.4	50.3
by pass in	20.7	16.2	15.6	16.2	16.6	17.8
by pass out	30	37.9	45.6	47.9	49.2	49.8
in evap.	34.4	33.9	33.5	33	32.5	31.9
out evap.	31.4	31	30.7	30.3	30	29.8
in cond.	31.6	30.9	30.8	30.1	29.9	29.7
out cond.	34.5	33.8	33.8	32.7	32.2	31.7
Pressure psi						
Evaporator in	17	19	22	23	25	27
Evaporator out	6.3	8.5	11	12	14	15.5
in cond. , out comp.	130	127	127	125	125	120
out cond.	130	127	127	125	125	120
in comp.	9	11.5	15	16	17.5	18
Liquid line	125	121	116	116	114	115
Power motor Watt						
Power motor Watt	930	960	990	1005	1010	1020
Volume flow rate of water m ³ /3 min						
Volume flow rate of water	0.048	0.04	0.037	0.035	0.034	0.033
Mass flow rate in By-pass line						
Mass flow rate in By-pass line	0	0.02	0.06	0.12	0.17	0.22

ตารางที่ 4-7 ผลการทดลองของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปโพเรเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่างผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปอเรเตอร์ ซึ่งจะนำค่าที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ 4-7 มาเขียน ใน P-h Diagram เพื่อหาค่าเอนทาลปี (Enthalpy) ที่ Load temperature 34.4 °C



รูปที่ 4-4 กราฟค่าเอนทาลปีของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปอเรเตอร์

จากกราฟ P-h Diagram

h_1	=	82.5	Btu/lb
h_2	=	100.5	Btu/lb
$h_4 = h_4$	=	26.3	Btu/lb

มวลสารทำความเย็น

$$m_{R-12} = (0.82 \text{ kg/min}) (2.2046 \text{ lb/kg})$$

$$= 1.8078 \text{ lb/min}$$

ค่าการทำความเย็น

$$R.E. = m_{R-12} (h_1 - h_4)$$

$$= (1.8078 \text{ lb/min})(56.2 \text{ Btu/lb})(60 \text{ min/hr})$$

$$= 6095 \text{ Btu/hr}$$

งานที่คอมเพรสเซอร์จากการคำนวณ

$$W_c = m_{R-12} (h_2 - h_1)$$

$$= (1.8078 \text{ lb/min})(18 \text{ Btu/lb})(60 \text{ min/hr})(0.2931 \text{ W/Btu/hr})$$

$$= 572 \text{ Watt}$$

ประสิทธิภาพการทำความเย็น

$$C.O.P = R.E.(W) / \text{Watt Comp. (W)}$$

$$= 6095(\text{Btu/hr}) \times 0.2931(\text{W/Btu/hr}) / 572 (\text{W})$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
= 3.12

ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

อัตราการผลิตพลังงาน

$$\begin{aligned} \text{EER} &= \text{R.E. (Btu/hr)} / \text{Watt Comp. (W)} \\ &= (6095 \text{ Btu/hr}) / (930 \text{ Watt}) \\ &= 6.553 \quad \text{Btu/W hr} \end{aligned}$$

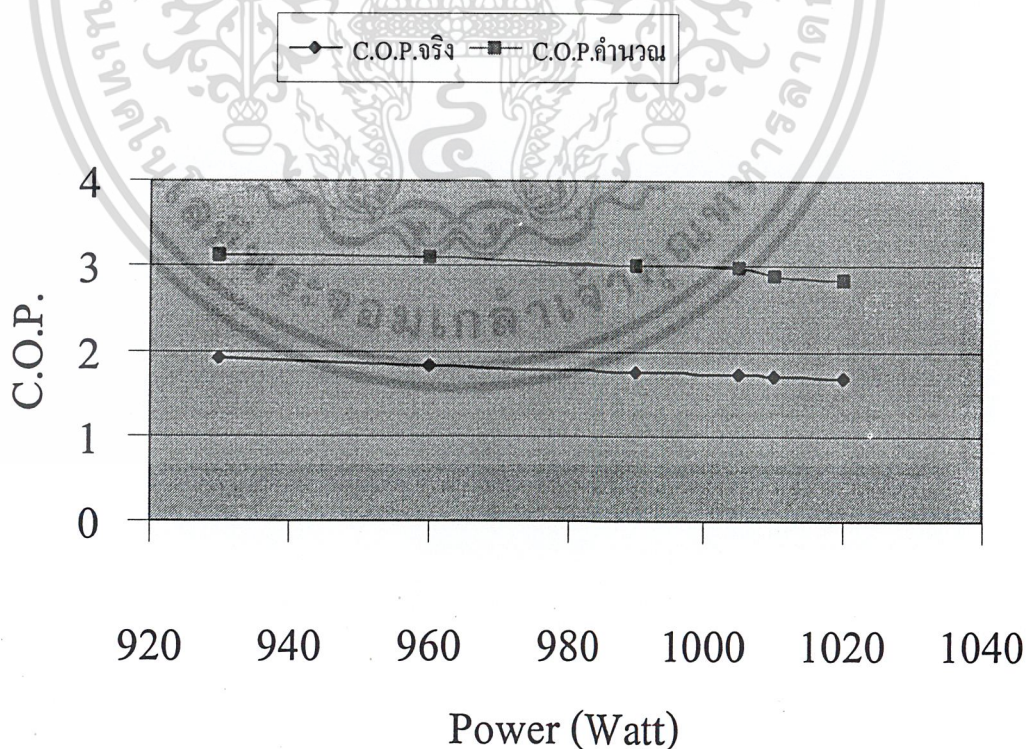
ค่าการทำความเย็นต่อมวลสารความเย็น

$$\begin{aligned} \text{R.E./m} &= (6095 \text{ Btu/hr}) / (1.8078 \text{ lb/min}) (60 \text{ min/hr}) \\ &= 56.192 \quad \text{Btu/lb} \end{aligned}$$

ผลการคำนวณที่ได้แสดงดังตารางข้างล่าง

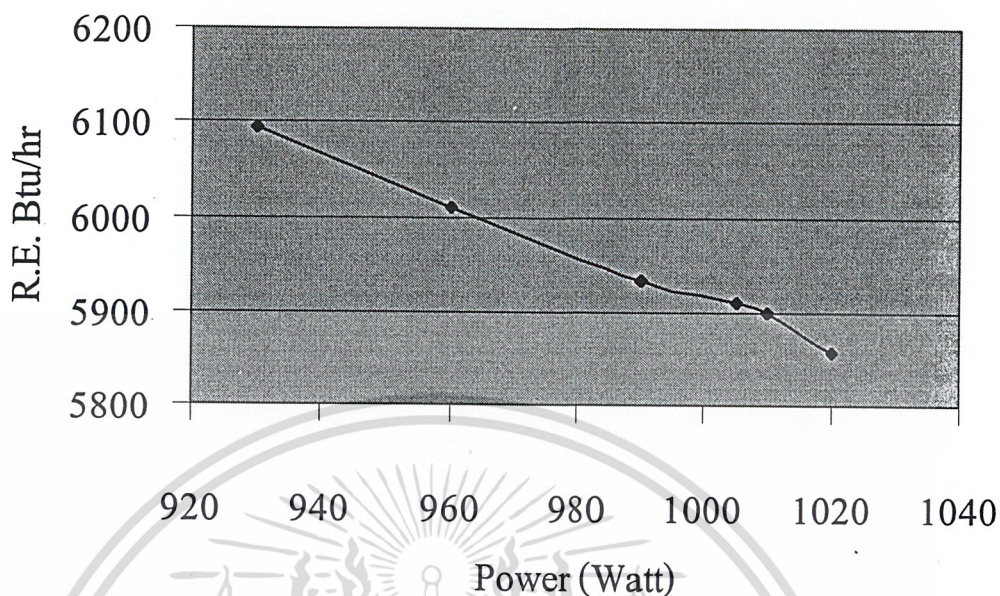
m. kg/min	Watt จริง	Watt คำนวณ	C.O.P. จริง	C.O.P. คำนวณ	R.E. Btu/hr.	EER Btu/W hr	R.E./m Btu/lbm	Mass ByPass
0.82	930	572	1.92	3.12	6095	6.55	56.2	0
0.8	960	576	1.83	3.09	6009	6.25	55.4	0.02
0.76	990	578.03	1.75	3.01	5933	5.99	54.7	0.06
0.7	1005	581	1.72	2.98	5911	5.88	54.5	0.12
0.65	1010	598	1.71	2.89	5900	5.84	54.4	0.17
0.6	1020	602	1.68	2.85	5857	5.74	54	0.22

ตารางที่ 4-8 ผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์

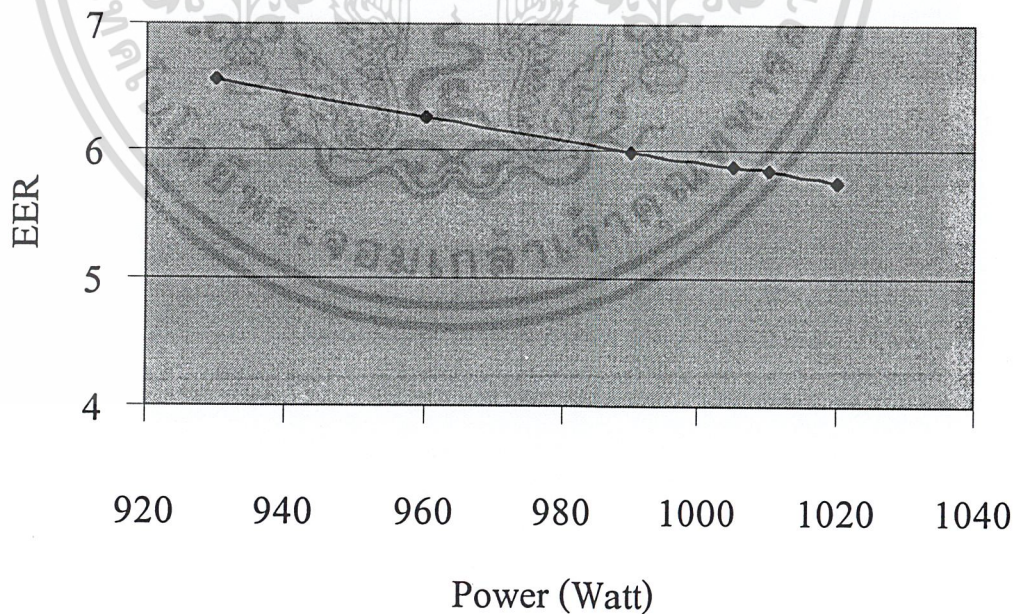


กราฟที่ 4-14 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟที่ 4-15 แสดงผลค่า R.E. ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์



กราฟที่ 4-16 แสดงผลค่า EER ของระบบบายพาสจากท่อส่งไปก่อนเข้าอีแวปโปเรเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่วางไว้สำหรับให้ช่างใช้เท่านั้นเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่สามารถนำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การหาประสิทธิภาพของฮีเวปโพเรเตอร์

หามาจากการทดลองระบบบยาสาจากท่อส่งไปก่อนเข้าฮีเวปโพเรเตอร์ ตัวอย่างการคิดคำนวณ จากโหลด 32.5 °C จะได้

$$\text{Volume flow rate of water} = 0.034 \quad \text{m}^3/3 \text{ min}$$

$$T_{av} = 31.25 \quad ^\circ\text{C}$$

$$\Delta T = 2.9 \quad ^\circ\text{C}$$

$$Q_{R-12} = 5900 \quad \text{Btu/hr}$$

จากตารางคุณสมบัติของน้ำจะได้

$$C_p = 4.17815 \quad \text{kJ/kg K}$$

$$v_f = 1.0047 \times 10^{-3} \quad \text{m}^3/\text{kg}$$

และ $\text{Volume flow rate of water} = (0.034 \text{ m}^3/3 \text{ min}) / (180 \text{ sec}/3 \text{ min})$

$$= 1.8889 \times 10^{-4} \quad \text{m}^3/\text{sec}$$

จาก

$$Q_w = m_w C_p \Delta T$$

$$= (1.8889 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sec})(4.17815 \text{ kJ/kg K})(2.9 \text{ K})$$

$$= 2277.9937 \quad \text{Watt}$$

และ

$$1 \text{ Watt} = 3.4118 \quad \text{Btu/hr}$$

ดังนั้น

$$Q_w = (2277.9937 \text{ Watt})(3.4118 \text{ Btu/hr Watt})$$

$$= 7772.07 \quad \text{Btu/hr}$$

$$\eta$$

$$= Q_{R-12} / Q_w$$

$$= (5900 \text{ Btu/hr}) / (7772.07 \text{ Btu/hr})$$

$$= 0.759$$

Load °C	V (m ³ /3 min)	T _{av} °C	ΔT °C	C _p (kJ/kg K)	v _f ×10 ⁻⁴ (m ³ /kg)	V×10 ⁻⁴ (m ³ /sec)	Q _{R-12} (Btu/hr)	Q _w (Btu/hr)	η
34.4	0.048	32.9	2.1	4.178	1.00536	2.6964	6095	8028.944	0.759
33.9	0.04	32.45	2.5	4.178	1.00518	2.2313	6009	7910.387	0.76
33.5	0.037	32.1	2.7	4.178	1.00504	2.0409	5933	7815.541	0.759
33	0.035	31.65	2.8	4.17807	1.00486	1.9604	5911	7786.56	0.758
32.5	0.034	31.25	2.9	4.17815	1.0047	1.8889	5900	7772.07	0.759
31.9	0.033	30.85	3	4.17823	1.00454	1.8123	5857	7715.426	0.761

ตารางที่ 4-9 แสดงผลการคำนวณหาประสิทธิภาพของฮีเวปโพเรเตอร์

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่าจะกรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

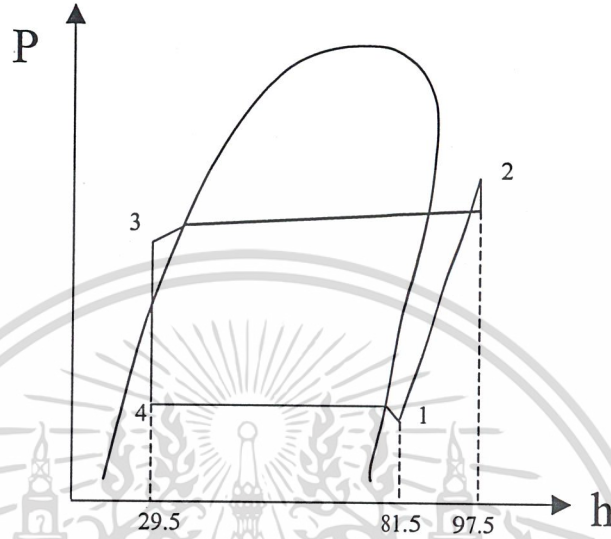
4.5 ระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด

Flow rate (R-12) kg/min	0.75	0.8	0.85	0.9	0.95
Temperature °C					
Load	34.5	34	33.5	33	32.5
Evaporator in	-6.3	-8.4	-7.2	-5.4	-4.5
Evaporator out	16.8	14.5	11.4	3	4.9
Condenser in	36.2	42.3	43	43.2	44
Condenser out	31.3	33.7	32.9	34.6	34.1
Compressor in	12.3	13.7	10.3	0.4	2.5
Compressor out	37.6	44.1	45.3	45	45.4
by pass in	23.4	25.6	26.9	21.7	22.9
by pass out	34.4	34.5	35.1	35.5	35.4
in evap. (water)	33.5	34	32.8	33	33.9
out evap. (water)	31.4	30.9	29.5	29.2	30
in cond. (water)	31.1	30.8	29.9	29.5	29.8
out cond. (water)	33.8	33.6	33.7	33.7	33.1
Pressure psig					
Evaporator in	16	17	21	24	26
Evaporator out	7.5	8.5	13	15	18
in cond. , out comp.	128	128	135	135	135
out cond.	128	128	135	135	135
in comp.	10	12.5	17	18.5	21
Liquid line	117	125	127	125	128
Power motor Watt					
Power motor Watt	950	990	1020	1050	1070
Volume flow rate of water m ³ /3min					
Volume flow rate of water	0.045	0.029	0.027	0.027	0.022
Mass flow rate in By-pass line					
Mass flow rate in By-pass line	0.082	0.168	0.231	0.293	0.342

ตารางที่ 4-10 ผลการทดลองระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่นอนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ตัวอย่างผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อคูด ซึ่งจะนำค่าที่ได้จากการทดลองดังตารางที่ 4-9 มาเขียน ใน P-h Diagram เพื่อหาค่าเอนทาลปี (Enthalpy) ที่ Load temperature 33 °C



รูปที่ 4-5 กราฟค่าเอนทาลปีของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อคูด

จากกราฟ P-h Diagram

h_1	=	81.5	Btu/lb
h_2	=	97.5	Btu/lb
$h_3 = h_4$	=	29.5	Btu/lb

อัตราการไหลเชิงปริมาตรของน้ำ

$$V = 0.027 / 180 = 0.00015 \text{ m}^3/\text{sec}$$

ที่อุณหภูมิน้ำเฉลี่ยในอีแวปอเรเตอร์ 31.1 °C

$$C_p = 4.17818 \text{ kJ/kg K}$$

$$v = 1.00464 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg}$$

มวลน้ำที่ผ่านอีแวปอเรเตอร์

$$m_w = (0.00015 \text{ m}^3/\text{sec}) / (1.00464 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg})$$

$$= 0.1493 \text{ kg/sec}$$

ที่อุณหภูมิสารความเย็นเฉลี่ยในอีแวปอเรเตอร์ 4.2 °C

$$h_{fg} = 149.366 \text{ kJ/kg}$$

การถ่ายเทความร้อนของน้ำ

$$Q_w = m_w C_p \Delta T$$

$$= (0.1493 \text{ kg/sec})(4.17818 \text{ kJ/kg K})(3.2 \text{ K}) / (0.2931 \times 10^{-3} \text{ kW/Btu/hr})$$

$$= 6810.533 \text{ Btu/hr}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า จากประสิทธิภาพอีแวปอเรเตอร์ $\eta_{\text{Evap}} = 0.759$ ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้คัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

การถ่ายเทความร้อนของสารความเย็น ($Q_{R-12} = RE$)

$$\begin{aligned} Q_{R-12} &= Q_w \times \eta_{\text{Evap}} \\ &= (6810.533 \text{ Btu/hr}) \times 0.759 \\ &= 5158 \quad \text{Btu/hr} \end{aligned}$$

มวลสารความเย็นที่ผ่านอีแวปโปเรเตอร์

$$\begin{aligned} m_{R-12} &= Q_{R-12} / h_{fg} \\ &= (5158 \text{ Btu/hr}) / (0.2931 \times 10^3 \text{ kW/Btu/hr}) (60 \text{ sec/min}) / (149.366 \text{ kJ/kg}) \\ &= 0.607 \quad \text{kg/min} \end{aligned}$$

มวลสารความเย็นที่บายพาส

$$\begin{aligned} m_{\text{By-pass}} &= m_{\text{meter}} - m_{R-12} \\ &= 0.9 - 0.607 \\ &= 0.293 \quad \text{kg/min} \end{aligned}$$

งานที่คอมเพรสเซอร์จากการคำนวณ

$$\begin{aligned} W_c &= m_{R-12} (h_2 - h_1) \\ &= (0.607 \text{ kg/min}) (2.2046 \text{ lb/kg}) (16 \text{ Btu/lb}) (60 \text{ min/hr}) (0.2931 \text{ W/Btu/hr}) \\ &= 555.44 \quad \text{Watt} \end{aligned}$$

ประสิทธิภาพการทำความเย็น

$$\begin{aligned} \text{C.O.P} &= \text{R.E. (W)} / \text{Watt Comp. (W)} \\ &= 5158 (\text{Btu/hr}) \times 0.2931 (\text{W/Btu/hr}) / 555.44 (\text{W}) \\ &= 2.78 \end{aligned}$$

อัตราการใช้พลังงาน

$$\begin{aligned} \text{EER} &= \text{R.E. (Btu/hr)} / \text{Watt Comp. (W)} \\ &= (5158 \text{ Btu/hr}) / (1050 \text{ Watt}) \\ &= 4.912 \quad \text{Btu/W hr} \end{aligned}$$

ค่าการทำความเย็นต่อมวลสารความเย็น

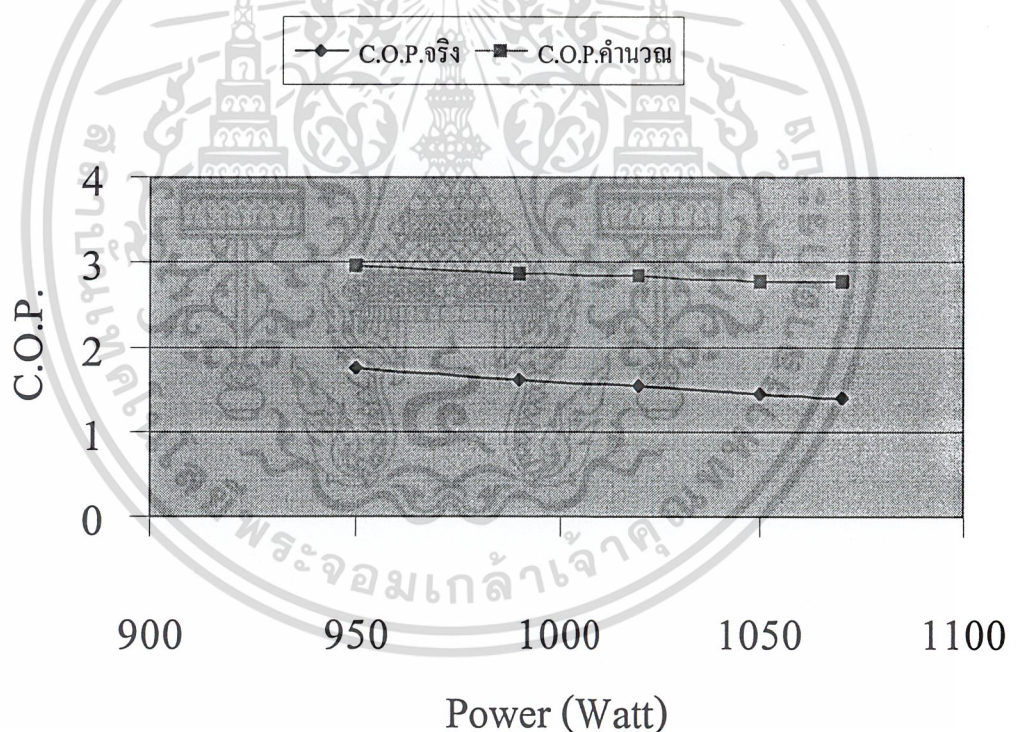
$$\begin{aligned} \text{R.E./m} &= (5158 \text{ Btu/hr}) / (1.653 \text{ lb/min}) (60 \text{ min/hr}) \\ &= 52 \quad \text{Btu/lb} \end{aligned}$$

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

ผลการคำนวณที่ได้แสดงดังตารางข้างล่าง

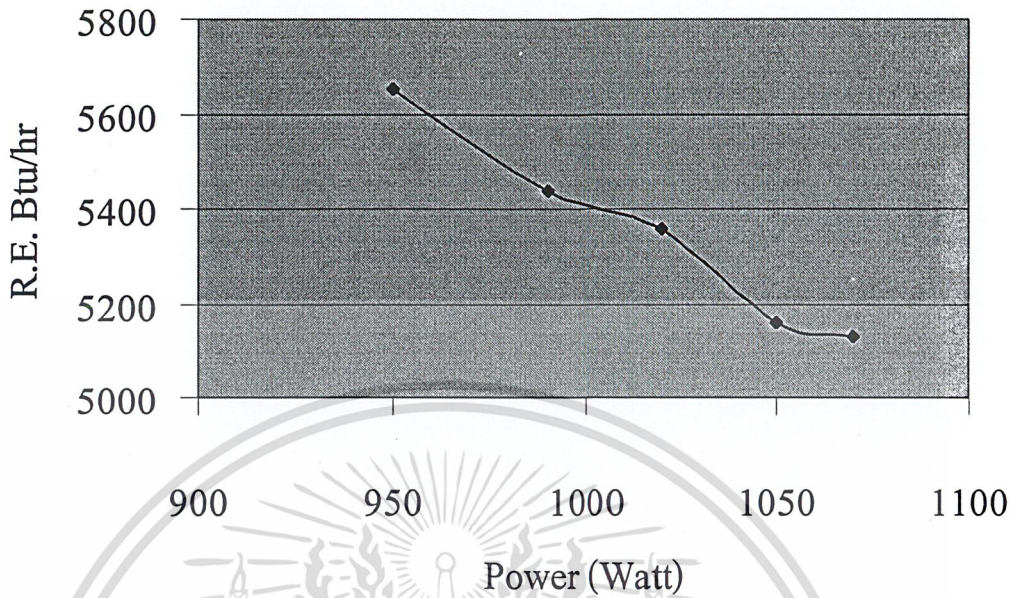
m. kg/min	Watt จริง	Watt คำนวณ	C.O.P. จริง	C.O.P. คำนวณ	R.E. Btu/hr.	EER Btu/W hr	R.E./m Btu/lbm	Mass ByPass
0.75	950	542.9	1.74	2.97	5654	5.95	57	0.082
0.8	990	544.1	1.61	2.87	5436	5.49	54.8	0.168
0.85	1020	551.21	1.54	2.85	5357	5.25	54	0.231
0.9	1050	555.44	1.44	2.78	5158	4.91	52	0.293
0.95	1070	558.27	1.4	2.77	5129	4.79	51	0.342

ตารางที่ 4-11 ผลการคำนวณของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด

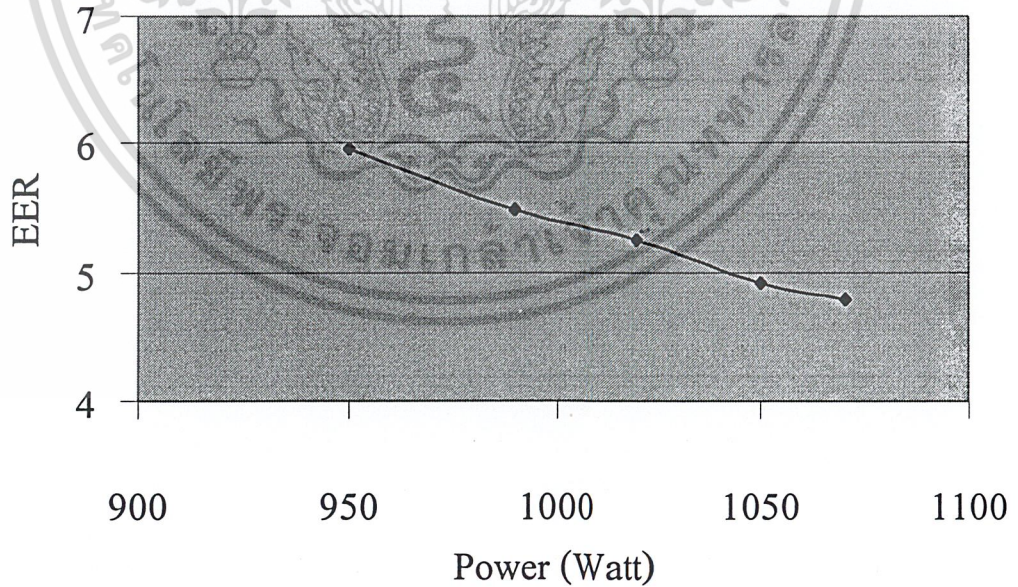


กราฟที่ 4-19 แสดงผลค่า C.O.P. ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า
ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

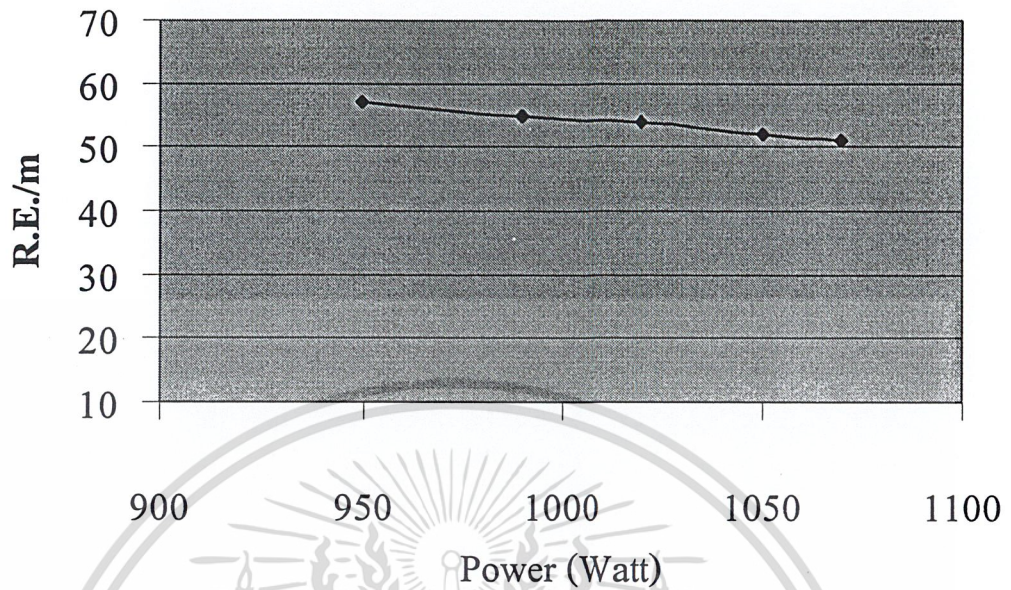


กราฟที่ 4-20 แสดงผลค่า R.E. ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด

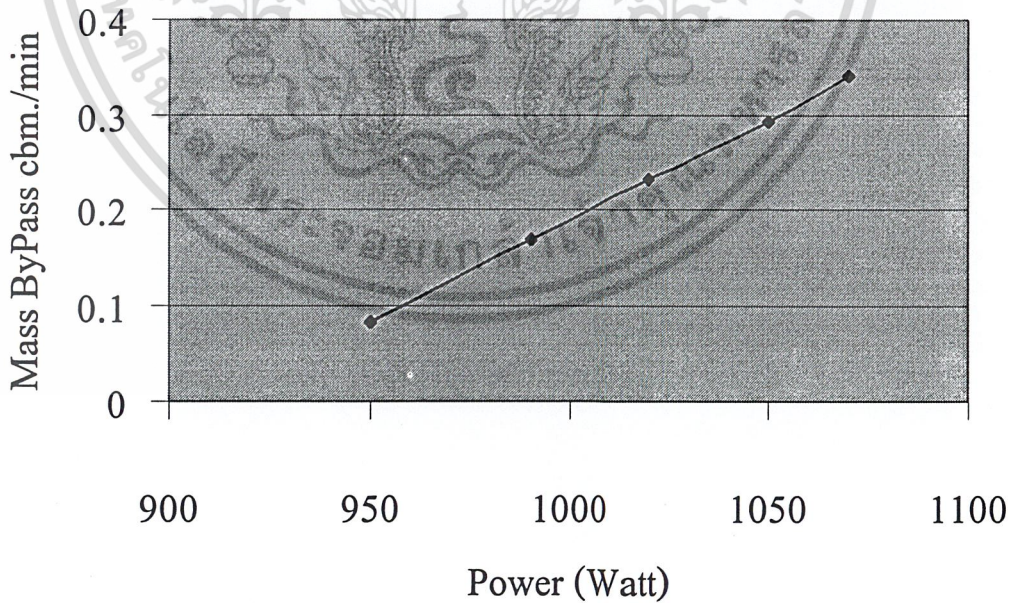


กราฟที่ 4-21 แสดงผลค่า EER ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด

เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้



กราฟที่ 4-22 แสดงผลค่า R.E./m ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด



กราฟที่ 4-23 แสดงผลค่า Mass By-Pass ของระบบบายพาสจากท่อของเหลวไปยังท่อดูด

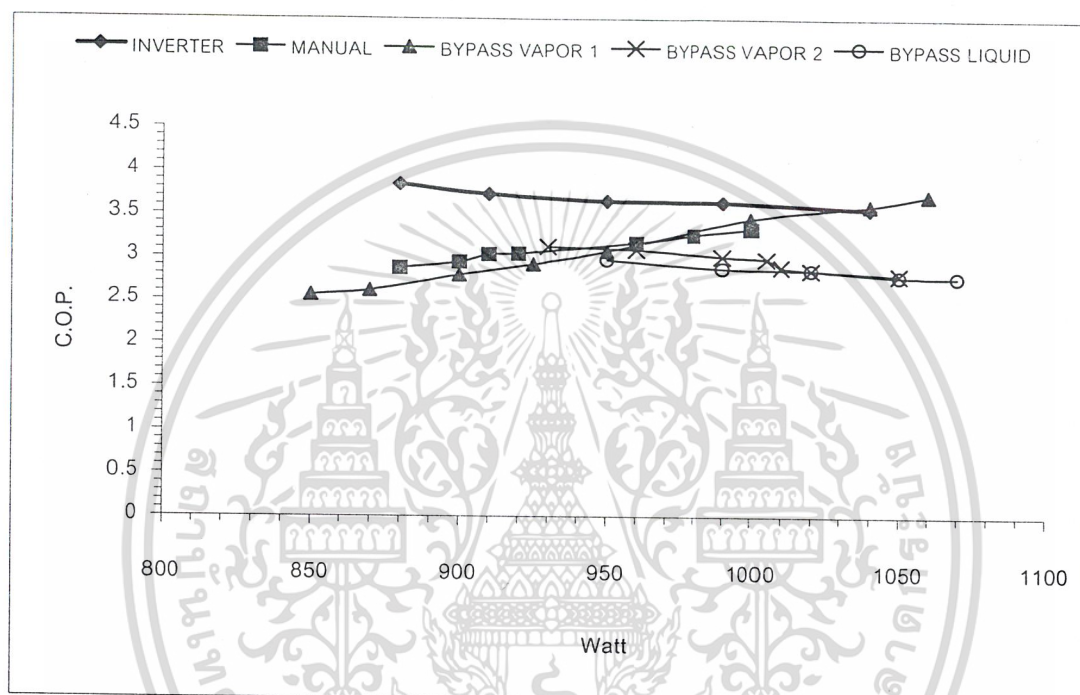
เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บทที่ 5

การวิเคราะห์และสรุปผลการทดลอง

5.1 การวิเคราะห์ผลการทดลอง

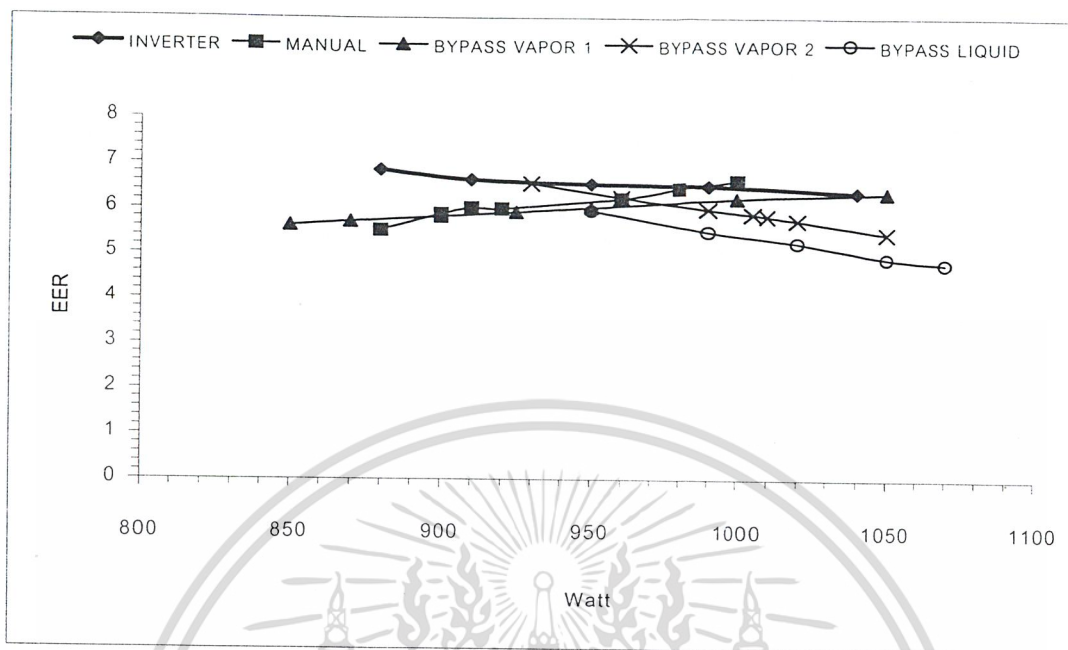
1. ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์



กราฟที่ 5-1 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าประสิทธิภาพการทำความเย็นกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์

จากกราฟที่ 5-1 เมื่อเราแบ่งสภาวะของระบบออกเป็น 3 สภาวะ คือ สภาวะโหลดสูง สภาวะโหลดกลาง และสภาวะโหลดต่ำ จะพบว่า ระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์จะให้ค่า C.O.P. สูงที่สุดในช่วงสภาวะโหลดต่ำและสภาวะโหลดกลางและมีแนวโน้มที่จะลดลงเรื่อยๆเมื่อโหลดสูงขึ้น ระบบที่ใช้มือปรับนั้นในช่วงโหลดต่ำนั้นจะให้ค่า C.O.P. ที่ต่ำกว่าระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ในช่วงสภาวะโหลดต่ำแต่มีแนวโน้มที่จะเพิ่มขึ้นเรื่อยๆเมื่อโหลดสูงขึ้น สำหรับระบบที่บายพาสจาก Discharge line ไปยัง Suction line (By pass vapor 1) นั้น จะให้ค่า C.O.P. สูงที่สุดในช่วงสภาวะโหลดสูงและมีแนวโน้มจะลดลงเรื่อยๆเมื่อโหลดต่ำลง ระบบที่บายพาสจาก Discharge line ไปยัง Evaporator (By pass vapor 2) จะมีค่า C.O.P. สูงที่สุดในช่วงสภาวะโหลดกลางไปถึงต่ำแต่ก็ไม่ได้ดีไปกว่าระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ และกราฟมีแนวโน้มลดลงเมื่อโหลดสูงขึ้น และระบบที่บายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line นั้นให้ค่า C.O.P. ต่ำกว่าทุกระบบและกราฟมีแนวโน้มลดลงเมื่อโหลดเพิ่มขึ้น

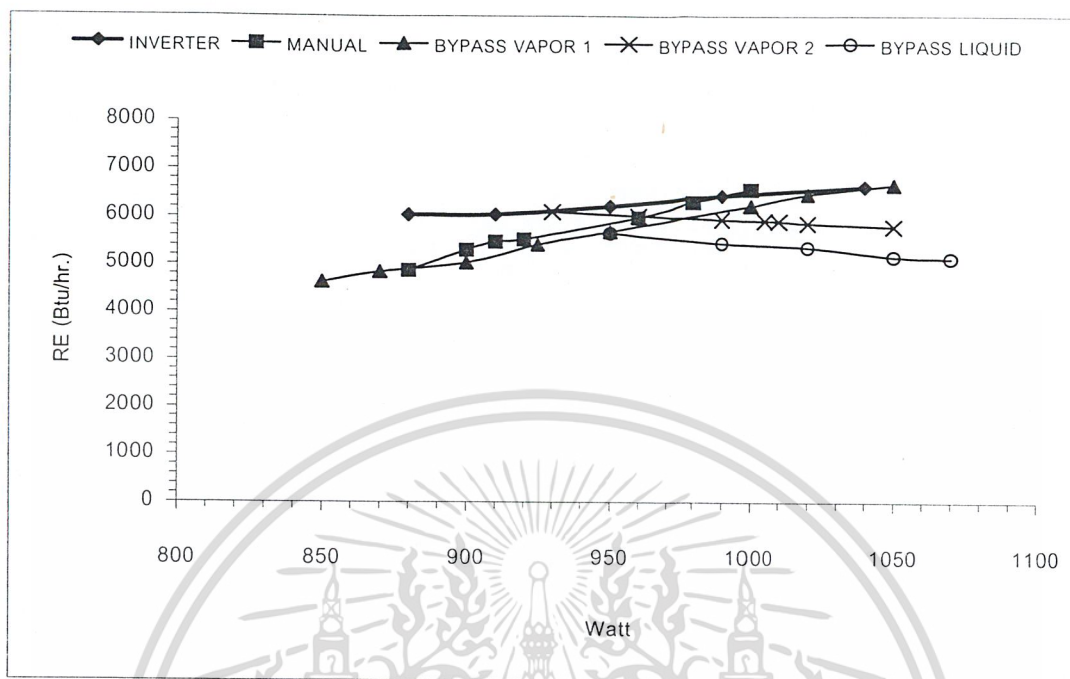
2. ความสัมพันธ์ระหว่าง EER กับ วัตต์ของคอมเพรสเซอร์



กราฟที่ 5-2 ความสัมพันธ์ระหว่าง EER กับ Watt ของคอมเพรสเซอร์

จากกราฟที่ 5-2 จะเห็นว่า มีลักษณะแนวโน้มเช่นเดียวกับในกราฟที่ 1 ก็คือระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์และระบบที่ทำการบายพาสจาก Discharge line ไปยัง Suction line จะให้ค่าอัตราการประหยัดพลังงาน (EER) ที่สูงกว่าระบบอื่นๆ โดยถ้าแบ่งภาระของระบบออกเป็น 3 ช่วง คือช่วงภาระสูง ภาระกลาง และภาระต่ำ ในช่วงที่ภาระสูงนั้นค่า EER ของระบบที่ทำการบายพาสจาก Discharge line ไปยัง Suction line (By pass vapor 1) จะมีค่าสูงกว่าระบบอื่นๆและมีแนวโน้มว่าจะลดลงเรื่อยๆเมื่อโหลดต่ำลง ส่วนในช่วงภาระกลางและภาระต่ำนั้น ค่า EER ของระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์นั้นจะสูงกว่าระบบอื่นๆและกราฟมีแนวโน้มจะลดลงเมื่อโหลดเพิ่มขึ้น ในระบบที่บายพาสจาก Discharge line ไปยัง Evaporator (By pass vapor 2) นั้นในช่วงโหลดกลางถึงต่ำค่า EER ก็ยังไม่ดีกว่าระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ และกราฟมีแนวโน้มลดลงเมื่อโหลดเพิ่มขึ้น ส่วนในระบบที่ใช้มือปรับมีแนวโน้มว่าค่า EER จะมีค่าใกล้เคียงกับระบบที่บายพาสจาก Discharge line ไปยัง Suction line ในช่วงสภาวะโหลดสูง เพราะกราฟมีแนวโน้มเพิ่มสูงขึ้นเมื่อโหลดสูงขึ้น ส่วนระบบที่บายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line (By pass liquid) นั้นยังคงให้ค่า EER ต่ำกว่าทุกระบบและกราฟมีแนวโน้มลดลงเมื่อโหลดเพิ่มขึ้น

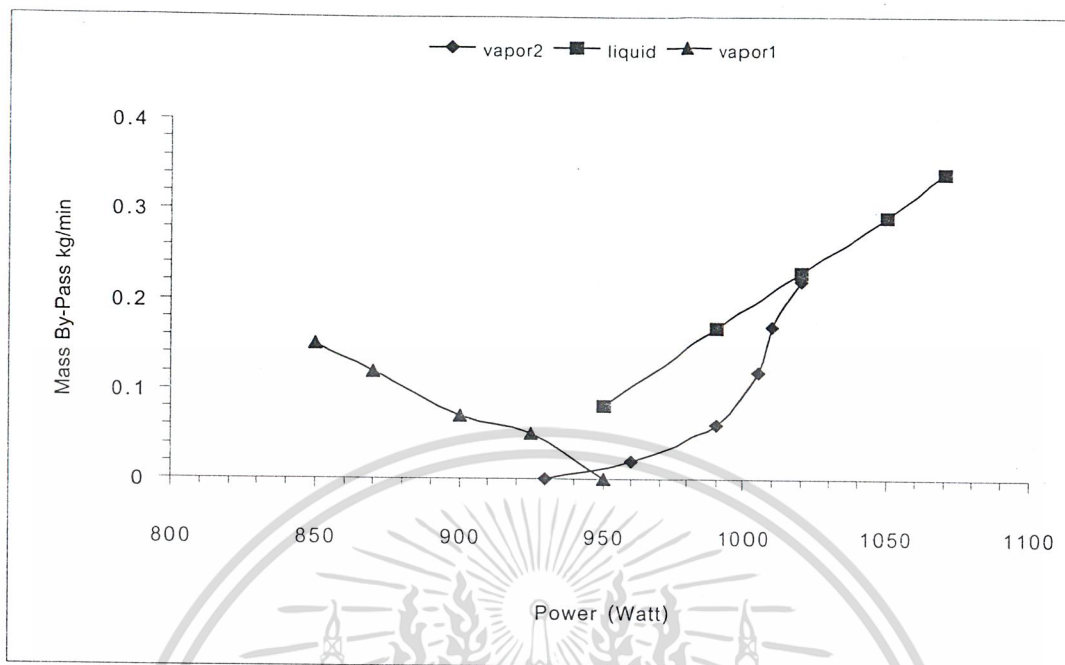
3. ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการทำความเย็นกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์



กราฟที่ 5-3 ความสัมพันธ์ระหว่างค่าการทำความเย็นกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์

จากกราฟที่ 5-3 จะเห็นว่าค่าการทำความเย็น (RE) ของระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์นั้นก็ยิ่งสูงที่สุดในช่วงสภาวะโหลดต่ำไปถึงสภาวะโหลดกลางและกราฟมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อโหลดสูงขึ้น ในระบบที่ใช้มือปรับนั้นค่า RE จะมีแนวโน้มสูงขึ้นเมื่อโหลดเพิ่มสูงขึ้นแต่ก็ยังต่ำกว่าระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ ในระบบที่บายพาสจาก Discharge line ไปยัง Suction line (By pass vapor 1) นั้นค่า RE จะมีค่าสูงที่สุดในช่วงสภาวะโหลดสูงและกราฟมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นเมื่อโหลดสูงขึ้น ในระบบที่บายพาสจาก Discharge line ไปยัง Evaporator (By pass vapor 2) จะพบว่าค่า RE มีแนวโน้มที่จะดีกว่าระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ในช่วงสภาวะโหลดต่ำแต่กราฟกลับมีแนวโน้มลดลงเมื่อโหลดของระบบสูงขึ้น ในระบบที่บายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line (By pass liquid) ค่า RE ก็ยังคงต่ำที่สุด และกราฟมีแนวโน้มลดลงเมื่อโหลดเพิ่มขึ้น

4. ความสัมพันธ์ระหว่างมวลที่บายพาสกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์



กราฟที่ 5-4 ความสัมพันธ์ระหว่างมวลที่บายพาสกับวัตต์ของคอมเพรสเซอร์

จากกราฟที่ 5-4 จะเห็นว่าที่จุดเริ่มต้นการทดลองปริมาณสารความเย็นที่บายพาสของระบบที่ทำการบายพาสจาก Discharge line ไปยัง Suction line (By pass vapor 1) เมื่อทำการบายพาสสารความเย็นเพิ่มขึ้น พบว่าวัตต์ของคอมเพรสเซอร์มีค่าลดลง ขณะที่ระบบซึ่งทำการบายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line (By pass liquid) เมื่อบายพาสปริมาณสารความเย็นเพิ่มขึ้น วัตต์ของคอมเพรสเซอร์จะมีค่าเพิ่มขึ้นตาม และในการบายพาสจาก Discharge line ไปยังก่อนเข้า Evaporator (By pass vapor 2) จะมีแนวโน้มเช่นเดียวกับการบายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line คือเมื่อบายพาสปริมาณสารความเย็นเพิ่มมากขึ้น วัตต์ของคอมเพรสเซอร์ก็จะมีค่าเพิ่มขึ้นตาม แต่ในการบายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line ในช่วงแรกของการบายพาสจะมีลักษณะการเพิ่มขึ้นของวัตต์เมื่อเทียบกับปริมาณสารความเย็นที่บายพาสน้อยกว่า การบายพาสจาก Discharge line ไปยังก่อนเข้า Evaporator แต่เมื่อเข้าสู่ภาวะโหลดสูง ลักษณะการเพิ่มขึ้นของวัตต์ในระบบบายพาสจาก Discharge line ไปยังก่อนเข้า Evaporator กลับมีแนวโน้มเพิ่มขึ้นสูงกว่าการบายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line

5.2 สรุปผลการทดลอง

1. การควบคุมการทำความเย็นของระบบโดยใช้อินเวอร์เตอร์ มีสมรรถนะสูงที่สุดในช่วงสภาวะโหลดกลางไปถึงต่ำ เพราะสามารถลดงานของคอมเพรสเซอร์ได้มากที่สุด
2. ในสภาวะโหลดสูงๆการบายพาสสารความเย็นจาก Discharge line ไปยัง Suction line จะมีสมรรถนะสูงที่สุด เมื่อปริมาณสารความเย็นในการบายพาสเพิ่มขึ้น วัตต์ของคอมเพรสเซอร์มีค่าลดลงแต่อุณหภูมิของคอมเพรสเซอร์จะสูงขึ้นทำให้ช่วงเวลาในการบายพาสถูกจำกัดจึงไม่สามารถบายพาสได้นาน
3. การควบคุมการทำความเย็นโดยใช้มือปรับหรือ Expansion valve จะให้สมรรถนะเป็นที่น่าพอใจในช่วงสภาวะโหลดกลางและมีแนวโน้มที่จะดีกว่าการบายพาสในช่วงสภาวะโหลดสูงแต่ข้อเสียคือ Expansion valve มีขีดจำกัดใช้ได้ในช่วงแคบๆเท่านั้น
4. การบายพาสจาก Discharge line ไปยัง Evaporator สามารถใช้ควบคุมอุณหภูมิของการทำความเย็นได้ดีที่สภาวะโหลดกลางไปถึงต่ำแต่ไม่ดีไปกว่าระบบที่ใช้อินเวอร์เตอร์ แต่จะสามารถควบคุมอุณหภูมิอีแวปอเรเตอร์ได้
5. การบายพาสจาก Liquid line ไปยัง Suction line เพื่อควบคุมอุณหภูมิการทำความเย็นจะให้สมรรถนะการทำความเย็นต่ำที่สุด ถึงแม้ว่าวัตต์จะเพิ่มขึ้นเมื่อปริมาณสารความเย็นที่บายพาสมีค่าเพิ่มขึ้นแต่จะควบคุมการเกิด Superheat ของระบบได้

5.3 ข้อเสนอแนะ

1. ถ้ามีผู้สนใจจะทำโครงการนี้ต่อไปควรมีการปรับปรุง เพิ่มเติม และแก้ไขอุปกรณ์ ที่ใช้ใน ระบบที่สร้างขึ้น เพื่อให้สามารถวัดค่าที่ใช้ในการทดลองได้ละเอียดยิ่งขึ้น
2. ถ้ามีการศึกษาเพิ่มเติม ควรจะใช้การบายพาสจาก Liquid line to Suction line ร่วมกับการ บายพาสจาก Discharge line to Suction line จะช่วยลดการเกิด Superheat ของระบบได้ชั่ว ขณะ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ดัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้

บรรณานุกรม

- [1] ผศ. ธวัชชัย นาคพิพัฒน์, “การควบคุมการทำความเย็นโดยวิธีบายพาสไอสารความเย็น”, ปริญญาานิพนธ์ปี พ.ศ.2543 คณะวิศวกรรมศาสตร์ ภาควิชาวิศวกรรมเครื่องกล สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [2] อัครเดช สิ้นรุภัก, “การทำความเย็น”, ตำราชุดวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [3] อัครเดช สิ้นรุภัก, “การปรับอากาศ”, ตำราชุดวิศวกรรมศาสตร์ คณะวิศวกรรมศาสตร์ สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าเจ้าคุณทหารลาดกระบัง
- [4] สมศักดิ์ สุโมตยกุล, “เครื่องทำความเย็นและเครื่องปรับอากาศ”, บริษัท ซีเอ็ด ยูเคชั่น จำกัด
- [5] ผศ.วิจิตร บุญยชรโรกุล, “ตู้เย็น-ห้องเย็น”, คณะครุศาสตร์อุตสาหกรรม สถาบันเทคโนโลยีพระจอมเกล้าพระนครเหนือ



เอกสารนี้เป็นเอกสารที่สงวนไว้สำหรับการใช้งานเพื่อการศึกษาเท่านั้น ไม่อนุญาตให้นำไปใช้ประโยชน์ด้านการค้า ไม่ว่ากรณีใดๆ ทั้งสิ้น อีกทั้งห้ามมิให้ตัดแปลงเนื้อหา และต้องอ้างอิงถึงเจ้าของเอกสารทุกครั้งที่มีการนำไปใช้